

06
254

ISSN 1993-9175

МІНІСТЕРСТВО ТРАНСПОРТУ І ЗВ'ЯЗКУ УКРАЇНИ



ВІСНИК

Дніпропетровського національного
університету залізничного транспорту
імені академіка В. Лазаряна

№ 30

Дніпропетровськ
2009

МІНІСТЕРСТВО ТРАНСПОРТУ ТА ЗВ'ЯЗКУ УКРАЇНИ
Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту
імені академіка В. Лазаряна

В І С Н И К
Дніпропетровського
національного університету залізничного транспорту
імені академіка В. Лазаряна

Випуск 30

Дніпропетровськ
2009

Редакційна колегія:

Головний редактор д-р техн. наук *Пшійко О. М.*
Заступник головного редактора д-р техн. наук *Мямлін С. В.*
Члени редколегії: д-р біолог. наук *Дворецький А. С.*;
д-ри техн. наук *Блохін Є. П., Бобровський В. І., Боднар Б. Є., Босов А. А.,*
Браташ В. О., Вакуленко І. О., Гетьман Г. К., Дубинець Л. В.,
Жуковицький І. В., Заблудовський В. О., Загарій Г. І., Казакевич М. І.,
Колесов С. М., Коротенко М. Л., Костін М. О., Курган М. Б.,
Петренко В. Д., Пунагін В. М., Радкевич А. В., Разгонов А. П., Рибкін В. В.,
Скалозуб В. В., Хандецький В. С., Шафіт Є. М.;
д-ри фіз.-мат. наук *Гаврилюк В. І., Кравець В. В.*;
д-ри хім. наук *Білясв М. М., Нейковський С. І., Фсдін О. В.*;
д-ри екон. наук *Бараш Ю. С., Каламбет С. В., Копитко В. І.,*
Крамаренко В. Д., Покотілов А. А.
Відповідальний секретар канд. техн. наук *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 від 28.09.2009, протокол № 1

Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка
В53 В. Лазаряна. – Вип. 30. – Д.: Вид-во Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна,
2009. – 252 с.

У статтях висвітлені наукові дослідження, виконані авторами в Дніпропетровському національному університеті залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна та інших організаціях. Статті присвячені вирішенню актуальних питань залізничного транспорту за такими напрямками: автоматизовані системи керування на транспорті, економіка транспорту, електричний транспорт, залізнична колія, моделювання задач транспорту та економіки, ремонт та експлуатація засобів транспорту, рухомий склад і тяга поїздів, транспортне будівництво.

Вісник становить інтерес для працівників науково-дослідних організацій, викладачів вищих навчальних закладів, докторантів, аспірантів, магістрантів та інженерно-технічних працівників.

В статьях отражены научные исследования, выполненные авторами в Днепропетровском национальном университете железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна и других организациях. Статьи посвящены решению актуальных вопросов железнодорожного транспорта по следующим направлениям: автоматизированные системы управления на транспорте, экономика транспорта, электрический транспорт, железнодорожный путь, моделирование задач транспорта и экономики, ремонт и эксплуатация транспортных средств, подвижной состав и тяга поездов, транспортное строительство.

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

ББК 39.2



Академик Всеволод Арутюнович Лазарян (1909-1978 гг.)

ГАЛУЗЬ ТЕХНІЧНИХ НАУК

РОЗДІЛ «РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ»

Е. П. БЛОХИН (ДИИТ) УЧЕНЫЙ, ПЕДАГОГ, ОРГАНИЗАТОР НАУКИ И ОБРАЗОВАНИЯ (К 100-ЛЕТИЮ СО ДНЯ РОЖДЕНИЯ АКАДЕМИКА ВСЕВОЛОДА АРУТЮНОВИЧА ЛАЗАРЯНА).....	9
Г. П. БУРЧАК (Москва) МОИ ВОСПОМИНАНИЯ О В. А. ЛАЗАРЯНЕ	12
А. І. КУЛІШ (ДІІТ) СТОРІНКИ БІОГРАФІЇ В. А. ЛАЗАРЯНА В ІСТОРІЇ КРАЇНИ.....	14
М. О. БАБ'ЯК, А. Я. КУЛІЧЕНКО (Львівська філія ДІІТу) ДИНАМІКА ВЗАЄМОДІЇ РУХОМИХ КОНТАКТУЮЧИХ ПОВЕРХОНЬ НА ПРИКЛАДІ СТРУМОПРИЙМАЧІВ ЕЛЕКТРОРУХОМОГО СКЛАДУ	19
И. Г. БАРБАС, С. А. КОСТРИЦА, В. Н. ДАЦЕНКО, А. В. СУЛТАН, Е. М. ДЗИЧКОВСКИЙ, А. Е. КРИВЧИКОВ (ДИИТ) ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ И ПРОЧНОСТИ ВАГОНОВ-САМОСВАЛОВ (ОБЗОРНАЯ СТАТЬЯ).....	27
Е. П. БЛОХИН, Р. Б. ГРАНОВСКИЙ, Н. И. ГРАНОВСКАЯ, Н. Я. ГАРКАВИ, Е. Ф. ФЕДОРОВ (ДИИТ) ПРИЕМОЧНЫЕ ХОДОВЫЕ ДИНАМИЧЕСКИЕ ИСПЫТАНИЯ ЭЛЕКТРОВОЗА 2ЕЛ15	33
Е. П. БЛОХИН, К. И. ЖЕЛЕЗНОВ, Л. В. УРСУЛЯК (ДИИТ) ОТ МАТЕРИАЛЬНОЙ ТОЧКИ ДО НЕЛИНЕЙНОЙ ПРОСТРАНСТВЕННОЙ МНОГОМАССОВОЙ МОДЕЛИ ПОЕЗДА	36
Е. П. БЛОХИН, К. И. ЖЕЛЕЗНОВ, Л. В. УРСУЛЯК (ДИИТ), Я. Н. РОМАНЮК (ДП ПКТЬ АСУ ЗТ) О ВОЖДЕНИИ ДЛИННОСОСТАВНЫХ ПОЕЗДОВ	48
Е. П. БЛОХИН, М. Л. КОРОТЕНКО, В. Я. ПАНАСЕНКО, Р. Б. ГРАНОВСКИЙ, И. В. КЛИМЕНКО, Е. Ф. ФЕДОРОВ (ДИИТ) СТЕНД ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ МОМЕНТА СИЛ СОПРОТИВЛЕНИЯ ПОВОРОТУ ТЕЛЕЖКИ ОТНОСИТЕЛЬНО КУЗОВА	56
Е. П. БЛОХИН, С. А. КОСТРИЦА, А. В. СУЛТАН, Е. М. ДЗИЧКОВСКИЙ, А. Е. КРИВЧИКОВ, И. П. ЛАУШНИК (ДИИТ) РЕЗУЛЬТАТЫ ПРОЧНОСТНЫХ ИСПЫТАНИЙ ЭЛЕКТРОВОЗА 2ЕЛ15	59
Е. П. БЛОХИН (ДИИТ), Л. А. МАНАШКИН (США) РАЗВИТИЕ МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ ДИНАМИКИ ПОЕЗДА В ТРУДАХ В. А. ЛАЗАРЯНА И ЕГО УЧЕНИКОВ.....	64
Е. П. БЛОХИН, А. Н. ПШИНЬКО, В. В. СКАЛОЗУБ (ДИИТ) РЕСУРСО- И ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИЕ МЕТОДЫ ВОЖДЕНИЯ ПОЕЗДОВ В УСЛОВИЯХ ОПТОВОГО РЫНКА ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ.....	75
С. Е. БЛОХИН, Д. Л. КОЛОСОВ (НГУ), А. Л. КОЛОСОВ (МГУТУ, Россия) НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ ПЛОСКОГО РЕЗИНОТРОСОВОГО ТЯГОВОГО ОРГАНА НА БАРАБАНЕ	88
А. М. БОНДАРЕВ, В. Л. ГОРОБЕЦ, В. В. КОЛБУН, Д. А. ЯГОДА (ДИИТ), И. М. ГРУЩАК (Укрзалізниця), Л. А. МАНАШКИН (США) ОЦЕНКА РЕСУРСА НЕСУЩИХ КОНСТРУКЦИЙ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА И РАЗРАБОТКА МЕРОПРИЯТИЙ ПО ПРОДЛЕНИЮ ЕГО СРОКА СЛУЖБЫ.....	92
Ю. П. БОРОНЕНКО (ПГУПС, Россия) ВАГОНЫ С УВЕЛИЧЕННОЙ НАГРУЗКОЙ ОТ КОЛЕС НА РЕЛЬСЫ – РЕЗЕРВ ПОВЫШЕНИЯ ПРОВОЗНОЙ СПОСОБНОСТИ ЖЕЛЕЗНЫХ ДОРОГ	103
А. А. БРЫНЗА (ДИИТ) К ВОПРОСУ О РАСЧЕТЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ОБОЛОЧЕК С ПОДКРЕПЛЕНИЯМИ И ПЕРЕМЕННОЙ ТОЛЩИНЫ	109
Л. В. ВИННИК (Российская академия транспорта) КОЛЁСНАЯ ПАРА ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОГО ВРАЩЕНИЯ (ПОСЛЕСЛОВИЕ).....	116

Н. Я. ГАРКАВИ, В. Я. ПАНАСЕНКО, И. В. КЛИМЕНКО (ДИИТ) К ВОПРОСУ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ МЕХАНИЗМОВ.....	118
А. Л. ГОЛУБЕНКО, Е. С. НОЖЕНКО, В. И. МОГИЛА (ВНУ им. В. Даля) ЭНЕРГИЯ ЭЛЕКТРОДИНАМИЧЕСКОГО ТОРМОЖЕНИЯ ЛОКОМОТИВА КАК ИСТОЧНИК ДЛЯ АКТИВАЦИИ ТОПЛИВОВОЗДУШНОЙ СМЕСИ ДИЗЕЛЯ ОЗОНОМ	120
Н. И. ГОРБУНОВ, Е. А. КРАВЧЕНКО, М. В. КОВТАНЕЦ (ВНУ им. В. Даля) АНАЛИЗ ФАКТОРОВ, СНИЖАЮЩИХ ТЯГОВО-СЦЕПНЫЕ КАЧЕСТВА ЛОКОМОТИВОВ	125
Ю. В. ДЕМИН (ДНДЦ УЗ, Украина) УСТОЙЧИВОСТЬ ДВИЖЕНИЯ ПО В. А. ЛАЗАРЯНУ	129
В. А. ДЗЕНЗЕРСКИЙ, С. В. БУРЫЛОВ, В. Ю. СКОСАРЬ (ИТСТ НАНУ «Трансмаг»), Ю. И. КАЗАЧА (ЗАО «ВЕСТА-Днепр») РАЗРАБОТКА ТЕХНОЛОГИИ УПРОЧНЕНИЯ ТОКООТВОДОВ АККУМУЛЯТОРНЫХ БАТАРЕЙ ДЛЯ ТРАНСПОРТА	133
В. А. ДЗЕНЗЕРСКИЙ, Т. И. КУЗНЕЦОВА («Трансмаг»), В. В. МАЛЫЙ (ИТМ), Н. А. РАДЧЕНКО, Н. М. ХАЧАПУРИДЗЕ («Трансмаг») НЕТРАДИЦИОННЫЕ КОНСТРУКЦИИ ЭЛЕКТРОДИНАМИЧЕСКИХ ТРАНСПОРТНЫХ СИСТЕМ.....	137
В. В. КОБИЩАНОВ, Д. Я. АНТИПИН (Брянский ГТУ), В. А. ПРОНИН (ПКБ ЦВ ОАО «РЖД») ОБОСНОВАНИЕ ТЕХНИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ И ПАРАМЕТРОВ РЕССОРНОГО ПОДВЕШИВАНИЯ МОДЕРНИЗИРОВАННОГО ВАРИАНТА ТЕЛЕЖКИ МОДЕЛИ 18-100.....	141
М. Л. КОРОТЕНКО (ДИИТ), Ю. Н. БАЗИЛЕВИЧ (ПГАСА) О РАБОТАХ В. А. ЛАЗАРЯНА В ОБЛАСТИ УСТОЙЧИВОСТИ ДВИЖЕНИЯ РЕЛЬСОВЫХ ЭКИПАЖЕЙ И ИХ РАЗВИТИИ.....	144
С. А. КОСТРИЦЯ, Б. М. ТОВТ (ДИИТ) ЧИСЕЛЬНА РЕАЛІЗАЦІЯ МЕТОДІВ МАТЕМАТИЧНОГО ПРОГРАМУВАННЯ В ЗАДАЧАХ ОПТИМАЛЬНОГО ПРОЕКТУВАННЯ МЕХАНІЧНИХ КОНСТРУКЦІЙ.....	150
В. В. КРАВЕЦ (УГХТУ), В. В. КРАВЕЦ, Т. В. КРАВЕЦ (ДИИТ) КВАТЕРНИОННЫЕ МАТРИЦЫ В НЕЛИНЕЙНОЙ ДИНАМИКЕ СКОРОСТНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СИСТЕМ	155
Э. К. МАНАФОВ (Азербайджанский Технический Университет) ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНАЯ СИСТЕМА ДИАГНОСТИКИ БУКСОВЫХ УЗЛОВ	161
С. В. МЯМЛИН, Е. П. БЛОХИН, Е. Ф. ФЕДОРОВ, И. Я. ГАРКАВИ (ДИИТ), О. Н. ЛИТВИНЕНКО (ИСЦ ГП Придн. ж.д.), И. В. КЛИМЕНКО, В. В. КАРПЕНКО (ДИИТ) САПР ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ ВАГОНОВ. АЛГОРИТМ ПОДСИСТЕМЫ «ПОДБОР АВТОСЦЕПНОГО ОБОРУДОВАНИЯ»	165
С. В. МЯМЛИН, В. В. ЖИЖКО (ДИИТ) ПОИСК ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ РЕССОРНОГО ПОДВЕШИВАНИЯ ТЕЛЕЖЕК ПАССАЖИРСКИХ ВАГОНОВ.....	173
В. В. НАУМОВ (МГУПС, Россия) НАДЕЖНОСТЬ ЗЕМЛЯНОГО ПОЛОТНА НА УЧАСТКАХ ОБРАЩЕНИЯ ТЯЖЕЛОВЕСНЫХ ПОЕЗДОВ	183
А. Н. ПАСЕЧНИК (Академия таможенной службы), В. А. ПАСЕЧНИК, Н. Н. НОВОТНА (ДНУ) МЕТОД РАСЧЕТА СОБСТВЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ ПЛАСТИНЫ СО СМЕШАННЫМИ УСЛОВИЯМИ ЗАКРЕПЛЕНИЯ КОНТУРА.....	187
В. А. ПОЛЯКОВ, Н. М. ХАЧАПУРИДЗЕ («Трансмаг») ПОСТРОЕНИЕ ДВИЖЕНИЯ МАГНИТОЛЕВИТИРУЮЩЕГО ПОЕЗДА В НЕПРЕДСКАЗУЕМОЙ ОБСТАНОВКЕ	192
Н. А. РАДЧЕНКО («Трансмаг») ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ РЕЛЬСОВЫХ ЭКИПАЖЕЙ ПО КРИВОЛИНЕЙНЫМ УЧАСТКАМ ПУТИ	196
А. С. РАСПОПОВ, С. П. РУСУ, В. Е. АРТЕМОВ (ДИИТ) ПРИМЕНЕНИЕ ТОПОЛОГИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ В ЗАДАЧЕ ДИНАМИЧЕСКОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ СИСТЕМЫ ТВЕРДЫХ ТЕЛ.....	198
В. В. РИБКІН, К. Л. КАЛЕНИК (ДИИТ) ОСОБЛИВОСТІ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ВЗАЄМОДІЇ КОЛІ ТА РУХОМОГО СКЛАДУ В МЕЖАХ СТРІЛОЧНОГО ПЕРЕВОДУ	204
В. И. СЕНЬКО, Е. П. ГУРСКИЙ (БелГУТ, Беларусь) ОБЕСПЕЧЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ НА ГАРАНТИЙНЫХ УЧАСТКАХ ЖЕЛЕЗНОЙ ДОРОГИ.....	209

В. И. СЕНЬКО, А. В. ПУТЯТО (БелГУТ, Беларусь) ОЦЕНКА ВОЗДЕЙСТВИЯ ПЕРЕВОЗИМЫХ СЫПУЧИХ ГРУЗОВ НА КУЗОВА ВАГОНОВ	214
В. И. СЕНЬКО, И. Л. ЧЕРНИН, Р. И. ЧЕРНИН (БелГУТ, Беларусь) КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ МЕРОПРИЯТИЯ ПО ПОВЫШЕНИЮ НАДЕЖНОСТИ И СРОКА СЛУЖБЫ КОЛЕСНЫХ ПАР ВАГОНОВ	223
А. В. СУЛТАН, Б. Н. ТОВТ (ДИИТ) ИССЛЕДОВАНИЕ УСТАЛОСТНОЙ ПРОЧНОСТИ РАМЫ ТЕЛЕЖКИ ЭЛЕКТРОВОЗА ДСЗ МЕТОДОМ КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ.....	230
А. В. СУЛТАН, Б. Н. ТОВТ (ДИИТ) ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ КРОНШТЕЙНА КРЕПЛЕНИЯ НАКЛОННОЙ ТЯГИ К БУФЕРНОМУ БРУСУ ЭЛЕКТРОВОЗА 2ЕЛ5	235
М. И. УМАНОВ, В. В. ЦЫГАНЕНКО, А. Г. РЕЙДЕМЕЙСТЕР (ДИИТ), Н. В. ХАЛИПОВА (Академия таможенной службы) К ВОПРОСУ МОДЕЛИРОВАНИЯ ПУТИ ПРИ ИССЛЕДОВАНИИ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ПУТИ И ПОДВИЖНОГО СОСТАВА.....	239
В. Ф. УШКАЛОВ (ИТМ НАНУ и НКАУ), С. А. КОСТРИЦА, А. В. СУЛТАН (ДИИТ), С. С. ПАСИЧНИК (ИТМ НАНУ и НКАУ), Е. М. ДЗИЧКОВСКИЙ, Е. Ф. ФЕДОРОВ (ДИИТ) ОБ ИЗМЕРЕНИИ ВЕРТИКАЛЬНЫХ СИЛ ПРИ ПРОВЕДЕНИИ ХОДОВЫХ ДИНАМИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЙ ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ.....	243
Д. И. ЯКУНИН, Ю. В. МАКАРЕНКО, В. Г. МАСЛИЕВ (НТУ «ХПИ») ВЛИЯНИЕ НАКЛОНА КУЗОВА ВАГОНА ПРИ ДВИЖЕНИИ ПО КРИВЫМ УЧАСТКАМ ПУТИ НА ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ КОЛЕС С РЕЛЬСАМИ	248

УЧЕНЫЙ, ПЕДАГОГ, ОРГАНИЗАТОР НАУКИ И ОБРАЗОВАНИЯ (К 100-ЛЕТИЮ СО ДНЯ РОЖДЕНИЯ АКАДЕМИКА ВСЕВОЛОДА АРУТЮНОВИЧА ЛАЗАРЯНА)

Многогранная деятельность Всеволода Арутюновича Лазаряна, 100-летие со дня рождения которого мы сегодня отмечаем, высвечивается многими яркими сторонами. Однако наиболее заметна из них та, что связана с ролью талантливого ученого и педагога, организатора науки и высшего образования, профессора, требовательного, внимательного и заботливого учителя.

Природная одаренность Всеволода Арутюновича в сочетании с его высокой требовательностью к себе, колоссальной работоспособностью, обаянием, высокими моральными качествами, создали сплав незабываемого человека.

Конечно же, фундамент всему этому был заложен еще в семье Арутюна Лазаревича Лазаряна – военного врача и его супруги Неонилы Васильевны – учительницы гимназии, а затем средней школы, проживающих в ту пору в городе Орехове Запорожской области (бывшая Таврическая губерния), а потом в городе Бердянске.

Поступлению Всеволода Лазаряна в горный институт предшествовали трудовая (1923 г.) и профтехшкола (1924-1925 гг.) в Орехове и Бердянске, Днепропетровский строительный техникум путей сообщения (1925-1927 гг.).

В 1927 г. он уходит с последнего курса техникума для поступления на маркшейдерское отделение горно-геологического факультета Днепропетровского горного института. Во время обучения он работает техником-вычислителем в Горном институте, занимается уравнительными вычислениями координат точек тригонометрической триангуляции в Донбассе, работает техником в управлении Сталинской железной дороги на изысканиях станции Нижнеднепровск-Узел. Горный институт окончил в 1931 году, получив звание инженера-маркшейдера. «От техника Екатерининской железной дороги до действительного члена Академии наук Украины» – так напишет газета много лет спустя.

Еще будучи студентом IV курса Горного института, В. Лазарян начал работать ассистентом кафедры строительной и теоретической механики Днепропетровского горного и транспортного институтов. Студент и одновременно преподаватель института, нужно согласиться, событие далеко неординарное.

Осенью 1931 г. он был принят в аспирантуру по кафедре строительной механики Днепропетровского института инженеров транспорта. Аспирантуру проходил под руководством профессора прикладной математики Абрама Савельевича Локшина – одного из учеников академика Александра Николаевича Динника. Одновременно В. Лазарян был сотрудником механической лаборатории академика А. Н. Динника и участвовал в работе руководимого им семинара.

В декабре 1932 года В. Лазарян защитил аспирантскую работу на тему «О форме переходной кривой», которая была посвящена теоретическим основам выбора рациональной переходной кривой на железных дорогах. Эта работа опубликована в сборнике трудов ДИИТа № 1. С января 1933 года он – доцент кафедры теоретической и строительной механики Днепропетровского горного и транспортного институтов.

В 1934 году двадцатипятилетний доцент Лазарян был одним из докладчиков на II Всесоюзном математическом съезде в Ленинграде. Доклад был опубликован во втором томе трудов съезда. В этом же году, после смерти профессора А. С. Локшина, В. А. Лазаряна назначают исполняющим обязанности заведующего кафедрой строительной механики ДИИТа. С 1933 до 1938 г. в разное время он – ученый секретарь, заместитель начальника и начальник научно-исследовательского сектора ДИИТа. При этом вплоть до 1941 года непрерывно работал по совместительству в Днепропетровском горном институте.

В декабре 1940 года в Ленинградском институте инженеров транспорта В. А. Лазарян защищает докторскую диссертацию на тему «К вопросу о динамических усилиях в упряжных приборах поездов». В апреле 1941 года ему была присуждена ученая степень доктора технических наук и звание профессора кафедры строительной механики. В этом же месяце он был назначен начальником ДИИТа.

Эвакуация института в Новосибирск, исполнение обязанностей заместителя начальника Новосибирского института военных инженеров по научной и учебной работе, вновь начальника ДИИТа, реэвакуация в Днепропетровск, восстановление института и студенческого городка легли на плечи молодого генерал-директора

пути и строительства III ранга профессора В. А. Лазаряна.

С 1930 года в течение 48 лет Всеволод Арутюнович неразрывно связан с ДИИТом и особенно с кафедрой строительной механики, Отраслевой научно-исследовательской лабораторией динамики и прочности подвижного состава железных дорог, им созданной. Мысли о ДИИТе, о подготовке инженеров занимали его даже в пору большой занятости по организации в Днепропетровске нового академического института.

Всеволоду Арутюновичу было присуще редкое сочетание ученого и выдающегося педагога. Его лекции поражали строгостью доказательств, логичностью, исключительной доступностью изложения. Он до конца жизни не оставлял педагогическую работу в ДИИТе: чтение лекций, работу со студентами и аспирантами. Его лекции, глубокие по научному содержанию, блестящие по форме, привлекали не только студентов. Преподаватели и аспиранты нашего и других институтов постоянно посещали их. Многие из нас учились у Всеволода Арутюновича лекторскому мастерству, умению доходчиво и интересно объяснить сложный материал, зародить интерес к предмету, к рассматриваемой на лекции задаче. Профессор Лазарян все время заботился о повышении квалификации своих коллег. На кафедре строительной механики постоянно работал методический семинар, на котором опытные преподаватели, а зачастую и сам Всеволод Арутюнович, рассказывали начинающим ассистентам, какую именно задачу следует решать со студентами и как ее доходчиво объяснить, даже какими рисунками это решение следует сопровождать. Иногда на семинарах разгорался спор о методике преподавания того или иного раздела. Причем Всеволод Арутюнович никогда не навязывал безапелляционно свое мнение.

На кафедральных семинарах рассматривались вопросы о том, как привязать ту или иную тему занятия к практике, чтобы занятие не оставалось схоластическим. Такую возможность доставляла обширная научная деятельность коллектива, возглавляемого профессором Лазаряном.

Всеволод Арутюнович был очень требователен к себе при подготовке каждой лекции, много внимания уделял методическому обеспечению учебного процесса, развитию его материальной базы. По его инициативе были поставлены многие оригинальные курсы и лабораторные работы по ним. Он был противником методических указаний в духе «шпаргалок», но

постоянно работал над созданием учебников, учебных пособий, которые были бы доходчивы для студента и одновременно поднимали обучение на новую ступень.

Им изданы «Лекции по теории колебаний» (1954 г.), «Энергия деформаций» (1955 г.), «Применение математических машин непрерывного действия к решению задач динамики подвижного состава железных дорог» (1962 г.), «Динамика вагонов» (1964 г.), «Напряжения и деформации» (1964 г.), «Элементы операционного исчисления» (1964 г.), «Устойчивость движения рельсовых экипажей» (совместно с Л. А. Длугачем и М. Л. Коротенко) (1972 г.), «Энергия деформаций и перемещения линейных систем» (1972 г.), «Обобщенные функции в задачах механики» (совместно с С. И. Конашенко) (1974 г.), «Техническая теория изгиба» (1976 г.). Всего Всеволод Арутюнович опубликовал 364 научные работы.

По этим книгам учились и учатся студенты, они оказались настольными книгами многих преподавателей, научных работников и инженеров.

В научном наследии академика В. А. Лазаряна доминирующее место занимают исследования переходных режимов движения такой сложной механической системы, какой является железнодорожный поезд. Только этой проблеме посвящены его монография «Исследование неустановившихся режимов движения поездов» (1949 г.) и более 100 научных статей, написанных им и совместно с его учениками. Значительное место занимают и работы, посвященные исследованиям устойчивости невозмущенного движения подвижного состава железных дорог и его взаимодействия с железнодорожной колеей. На нынешней конференции по этим научным направлениям специально будут сделаны доклады, и это освобождает меня от необходимости привлечь к ним ваше внимание.

Академик Лазарян подготовил около 20 докторов и свыше 100 кандидатов наук, которые теперь руководят вузами и кафедрами, возглавляют отделы научно-исследовательских институтов, являются ведущими учеными и преподавателями ряда институтов страны, ведущими специалистами различных предприятий промышленности и транспорта.

Среди тех, кто окончил аспирантуру у Всеволода Арутюновича или выполнили под его руководством докторские диссертации, академик Н. Г. Бондарь, член-корреспондент В. Ф. Ушкалов, профессора Е. П. Блохин, Г. И. Богомаз, Ю. В. Демин, М. Л. Коротенко,

О. М. Савчук, Ю. А. Шевляков и многие другие.

Кафедра строительной механики подготовила для ДИИТа: двух ректоров (д.т.н., профессор В. А. Лазарян, профессор В. А. Каблуков); шесть проректоров (кандидаты технических наук В. М. Мещеревы и С. И. Конашенко, доктора технических наук: Н. Г. Бондарь, Е. П. Блохин, О. М. Савчук, С. В. Мямлин); трех деканов (профессор Н. Г. Бондарь, кандидаты технических наук А. Г. Гальченко и В. Я. Нечай); 17 заведующих кафедрами (строительной механики, зданий и строительных материалов, вагонов, электроподвижного состава, пути и путевого хозяйства, компьютерных и информационных технологий, локомотивов, мостов, прикладной математики, теоретической механики); 9 докторов наук, 56 кандидатов наук, доцентов для 14 кафедр университета.

В 1979 году Днепропетровский горком комсомола учредил премию имени академика В. А. Лазаряна.

Первыми ее лауреатами оказались выпускники ДИИТа:

- Сергей Блохин – ныне д.т.н., профессор, декан Национального горного университета, заведующий кафедрой теоретической, строительной и прикладной механики;
- Виктор Нечай – ныне к.т.н., доцент, декан нашего университета;
- Сергей Крюков, Людмила Маслеева, Людмила Урсуляк – кандидаты технических наук, доценты ДИИТа;
- Сергей Редько – д.т.н., профессор Института технической механики НАН Украины (ИТМ);
- Ольга Маркова – ныне к.т.н., ученый секретарь ИТМ;
- Надежда Науменко – ныне к.т.н., заведующая отделом ИТМ;
- Татьяна Мокрий и Наталья Тульчинская – ныне к.т.н., старшие научные сотрудники ИТМ НАН Украины.

С участием этих, в ту пору молодых, ученых создавались методики математического моделирования переходных режимов движения поездов, взаимодействия подвижного состава с искусственными сооружениями и земляным полотном, решались задачи об устойчивости движения рельсовых экипажей. Результаты исследований использовались в университетах и конструкторских бюро, с учетом их были даны рекомендации

к техническим требованиям на проектирование поглощающих аппаратов автосцепки, а рекомендации, связанные с оценкой нагруженности подвижного состава при различных переходных режимах во время движения поездов по пути ломаного профиля, вошли в новые Нормы проектирования продольного профиля пути (Строительные нормы и правила. Часть II. Нормы проектирования. Глава 39 – Железные дороги колеи 1520 мм. – СНиП-II-39-76. – М.: Стройиздат, 1977).

Думая об истоках колоссального авторитета своего учителя, его славе и широкой известности не только в стране, но и за ее пределами, любви и привязанности к нему тысяч разных людей, приходишь к выводу, что они кроются, прежде всего, в его человеческих качествах, в его высокой нравственности и порядочности, в его стремлении помочь человеку даже в условиях ограничений, наложенных теми или иными канонами.

Семнадцатилетняя деятельность Всеволода Арутюновича как начальника ДИИТа в самые тяжелые для страны военные и послевоенные годы позволила наиболее ярко проявить эти качества.

Вот два примера. Студент Анатолий Плюйко – бывший фронтовик обратился в голодные послевоенные годы к начальнику ДИИТа В. А. Лазаряну с просьбой об отчислении его по состоянию здоровья (открытая форма туберкулеза). Студента не отчислили, а выделили ему отдельную комнату в общежитии, направили на несколько месяцев для бесплатного лечения и дали возможность закончить институт. И еще. В те же годы звонят из общежития ДИИТа домой В. А. Лазаряну и сообщают, что студентка вот-вот будет рожать. Начальник ДИИТа заводит единственный в институте старенький «Москвич», забирает эту студентку из общежития и вносит в родильное отделение больницы. Такое ведь не забывается.

Подобных примеров много. Именно поэтому тысячи ДИИТовцев тех лет сохраняют благодарную память о своем учителе и передают ее своим детям.

Для всех нас Всеволод Арутюнович был и остается примером самоотверженного служения науке, образованию, народу.

Профессор Е. П. Блохин – ученик академика В. А. Лазаряна, д.т.н., лауреат Государственной премии и премии имени академика А. Н. Динника, заслуженный работник высшей школы, зав. кафедрой строительной механики.

Поступила в редколлегию 08.09.2009

Г. П. БУРЧАК, к.т.н, профессор (Москва, Россия)

МОИ ВОСПОМИНАНИЯ О В. А. ЛАЗАРЯНЕ

Викладено спогади про видатного радянського ученого, заслуженого діяча науки УРСР, лауреата Державної премії УРСР, академіка АН УРСР Всеволода Арутюновича Лазаряна – автора багатьох фундаментальних праць в області механіки, начальника ДІПТ, пізніше засновника й керівник Дніпропетровського відділення Інституту механіки АН УРСР.

Изложены воспоминания о выдающемся советском учёном, заслуженном деятеле науки УССР, лауреате Государственной премии УССР, академике АН УССР Всеволоде Арутюновиче Лазаряне – авторе многих фундаментальных трудов в области механики, начальнике ДИИТа, позже основателе и руководителе Днепропетровского отделения Института механики АН УССР.

The memories about an outstanding Soviet scientist, the Honoured Scientific Worker of Ukrainian SSR (USSR), the laureate of State Prize of USSR, the Academician of Academy of Sciences of USSR Vsevolod Arutyunovich Lazaryan – an author of many fundamental works in the field of mechanics, a chief of DIIT, later a founder and a leader of Dnipropetrovsk Branch of the Institute of Mechanics (Academy of Sciences of USSR) are presented.

Я уже не молод и, возможно, напутаю в деталях моих воспоминаний, но я знал В. А. Лазаряна, наверное, более 40 лет. Я помню нашу первую встречу с ним в кабинете одного из умнейших людей МИИТа профессора А. Ф. Смирнова. Вошёл энергичной походкой темно-волосый человек в очках, и лицо Анатолия Филипповича «расплылось» в широкой улыбке. Они говорили недолго, я был невольным свидетелем их разговора, и по отдельным фразам я понял, что это люди одного ранга. А когда Всеволод Арутюнович ушёл из кабинета, Анатолий Филиппович мне сказал, что это, как он считает, самый знающий в вопросах механики человек из всех кафедр железнодорожных периферийных вузов нашей страны.

Потом я помню время, когда Всеволода Арутюновича избрали в Республиканскую Академию наук. Тогда мне пришлось познакомиться с некоторыми его учениками. Я не склонен в этой маленькой статье перечислять все заслуги В.А. Лазаряна перед наукой и людьми, но мне кажется, я почти уверен, что его можно назвать отцом серьёзной постановки науки: «Динамики рельсовых экипажей» в СССР. Сам я по образованию «мостовик», но судьбе было угодно приобщить меня к преподаванию курса «Теоретической механики». И поэтому, в общем-то, случайно, круг моих интересов пересёкся с вопросами исследования различных вопросов, возникающих при проектировании подвижного состава. Нужно сказать, что уровень многих работ, выполняемых на прикладных кафедрах, в то время страдал недостаточной корректностью и чёткостью.

И вот тут, я уже не помню в каком году, я познакомился с книгой В. А. Лазаряна «Динамика подвижного состава». Как человек не так уж далёкий от теоретической механики, я был поражён глубиной и охватом многих теоретических вопросов динамики, которые применял Всеволод Арутюнович при решении чисто технических задач.

Можно сказать, что В. А. Лазарян первый у нас в стране широко использовал методы Аналитической механики при решении задач динамики подвижного состава для инженерных задач, исследования движения рельсового транспорта.

Более того, ведя в течение 15 лет курс «Аналитической механики» на факультете повышения квалификации преподавателей МИИТа, я был убеждён, что многим преподавателям кафедр эта книга оказалась не «по зубам». А вот постепенно с легкой руки Всеволода Арутюновича почти все молодые аспиранты кафедры подвижного состава в авторефератах своих диссертаций писали: «Уравнения движения, составленные с помощью уравнения Лагранжа II рода. В.А. Лазарян четко сформулировал задачу оценки устойчивости движения рельсового экипажа в виде диссипативной механической системы.

А каким человеком он был! Не просто замечательный учёный, но и педагог, организатор, умеющий собрать вокруг себя талантливую молодёжь и создать ей все возможные для того времени условия для творческой работы. Всеволод Арутюнович не был «сухим» теоретиком, он участвовал во многих экспериментах,

включая и натурные исследования, помогая исполнителям организовывать эксперимент и осмыслить его результаты. А как он умел бережно и вместе с тем квалифицированно вести научные конференции, совещания, Советы по защитах диссертаций. В 1965 году я имел удовольствие докладывать в ДИИТе первый раз результаты некоторых своих исследований. И я до сих пор помню, как внимательно отнёсся к этому докладу В. А. Лазарян. Очень чётко и строго он рассматривал все диссертации, которые защищались в ДИИТе по его специальности. Говорю об этом не понаслышке, а как оппонент, выступающий на его «Совете». Его знания и исключительные человеческие качества позволили ему создать целую школу весьма квалифицированных специалистов по механике подвижного состава, среди которых име-

ется много докторов и даже академиков. Тщательно относясь к работам и мнениям других учёных, Всеволод Арутюнович очень аккуратно давал им оценки. Например, заметив какую-нибудь ошибку или явную глупость в научной работе коллеги, он мог высказать примерно такое суждение: «Это не механика! Это выше моего понимания. Это находится по ту сторону добра и зла». Каюсь, но последнее изречение я использую иногда в своём общении с коллегами. Я счастлив, что мне удалось в какой-то промежуток моей длинной жизни знать, учиться и общаться с великим учёным, организатором науки и прекрасным человеком – Всеволодом Арутюновичем Лазаряном.

Поступила в редколлегию 23.07.2009

СТОРІНКИ БІОГРАФІЇ В.А. ЛАЗАРЯНА В ІСТОРІЇ КРАЇНИ

Автор розглядає науково-педагогічну і адміністративну діяльність професора В. А. Лазаряна в контексті соціально-політичних процесів, які відбулися в Радянському Союзі у 1930-1970 рр.

Автор рассматривает научно-педагогическую и административную деятельность профессора В. А. Лазаряна в контексте социально-политических процессов, которые происходили в Советском Союзе в 1930-1970 гг.

The author considers scientific-pedagogical and administrative activity of Professor V. A. Lazaryan in the context of social-political processes, which took place in the Soviet Union during 1930-1970.

Життя та діяльність Всеволода Арутюновича Лазаряна, ім'я якого носить наш національний університет залізничного транспорту, тісно пов'язані з історичними подіями ХХ сторіччя, зі становленням і розвитком освіти та науки в СРСР до 80 років.

Тому наукова творчість, його величезний організаторський досвід, виховна, педагогічна діяльність потребують постійного вивчення. Кожний викладач нашого університету має можливість на прикладі життя академіка вести цілеспрямовану виховну роботу зі студентами, аби кожен випускник знав, чому наш університет носить ім'я Всеволода Лазаряна. Багатий фактичний матеріал із життя та науково-педагогічної діяльності академіка В. А. Лазаряна може бути використаний педагогами в навчально-виховній роботі, служити яскравим доповненням при характеристиці тих складних та неоднозначних політичних та соціально-економічних процесів, які відбувалися в СРСР в 30 - 80 роки ХХ сторіччя.

У роки перших п'ятирічок одним із головних центрів індустріалізації України стала Дніпропетровщина. Тому саме тут в 1930 році були створені нові навчальні заклади: інститут інженерів залізничного транспорту, інженерно-будівельний, металургійний, хіміко-технологічний, сільськогосподарський інститут, почали діяти інститути гірничо-металургійного профілю у Кривому Розі та Дніпродзержинську. Комплектація викладацьких кадрів велась за рахунок кращих педагогів технікумів, переходу до нових вишів співробітників із вже діючих гірничого інституту та інституту народної освіти (університету). На викладацьку роботу рекомендувались кращі випускники. Серед них був і випускник гірничого інституту Всеволод Лазарян, якого у 1930 році

запросили працювати на кафедрі будівельної механіки ДІТу.

У 1930-ті роки йшло інтенсивне формування системи вищої освіти. Проводились чисельні реорганізації, які багато у чому були шкідливими. Так чиновники намагались ліквідувати факультети (що було зроблено в ДІТі в 1931 році), прив'язати вищий навчальний заклад до одного підприємства, перетворити інститут фактично в технікум. До цього ще додавався класовий підхід до підбору викладачів, до формування контингенту студентів. У цих умовах на теренах Радянського Союзу, у тому числі в Україні, з'явилося багато інститутів провінційного змісту та характеру. Вони готували кадри, але фактично були відірвані від науки, викладачі не вели наукових досліджень, студенти не отримували достатніх теоретичних знань.

На відміну від цих інститутів керівництво ДІТу взяло правильний курс: в інституті повинні працювати кращі викладачі та провідні вчені. І з цією метою в ДІТ запрошувалися вчені з держуніверситету, гірничого інституту, провідні фахівці з Ростова, Києва, Москви, Харкова. Піклувались і про підготовку своїх науково-педагогічних кадрів. Так з початку діяльності аспірантура ДІТу налічувала понад 40 чоловік. Першим аспірантом який у 1932 році захистив кандидатську роботу був В.А Лазарян.

У період сталінських репресій в 1930-ті роки насамперед винищувалася «стара інтелігенція», яка критично ставилася до соціальних експериментів у країні. Торкнулися ці репресивні дії і вищих шкіл Дніпропетровщини. Багато вчених, педагогів університету, гірничого, транспортного інститутів були оголошені «ворогами народу» і покарані. У цих умовах інтелігенція поводитися по-різному. Одні затверджували свої позиції у вищих навчальних закладах активною громадсько-політичною дія-

льність, безоглядно підтримуючи будь-які репресивні дії комуністичного керівництва, інші свою активність зосереджували на науково-інженерній діяльності, треті намагалися бути тільки слухняними і «не лізти в політику».

Всеволод Арутюнович направив всю свою енергію на створення фактично нової науки - механіки рухомого залізничного складу. У цьому він отримав дружню підтримку з боку академіків О.М. Динника та П.М. Супруненка. У 1940 році 31-річний діїтівський вчений в Ленінградському інституті інженерів залізничного транспорту захищає докторську дисертацію.

В 1939-1940 роках у колах радянського керівництва нарешті сформувалася думка, що вища школа не використовує свій науковий потенціал, повністю не задовольняє потреби економіки в розробці нової техніки та технологій. Це особливо гостро позначилося на результатах безславної радянсько-фінської війни у 1939-1940 роках. Аналіз перших років Другої світової війни також підтверджував висновок, що майбутня війна - це війна економік, «війна моторів».

Виконати ці нові завдання не могли комуністи-адміністратори, які не розуміли специфіку керування науковою діяльністю, самі не були науковцями, а тому не були і позитивним прикладом для своїх колективів. На посади керівників вишів почали призначати відомих вчених. У квітні 1941 року начальником ДІПТУ призначили доктора технічних наук, професора Всеволода Арутюновича Лазаряна. При цьому враховувалися чудові організаторські якості В.А. Лазаряна, які підтверджувалися його роботою як завідувача кафедри. Він також мав досвід роботи завідувача аспірантурою, начальника науково-дослідного сектора інституту.

У нового начальника інституту були амбітні плани стосовно перетворення ДІПТУ у великий науковий центр. Але цим планам не судилося стати дійсністю: 22 червня 1941 року розпочалася Велика Вітчизняна війна. Початок війни був для радянських військ дуже важким. Давалися взнаки всі прорахунки в підготовці до війни: винищення вищого командного складу у 1937-1938 роках, дезорієнтація народу пактом Молотова - Рібентропа, помилки у визначенні основних напрямків воєнної стратегії.

Військове керівництво СРСР передбачало, що війна буде мати тільки наступальний характер, вестися на чужій території. В дійсності сталося все навпаки. Тому в серпні 1941 року, коли німецькі війська стрімко підкотилися до Дніпропетровська, виявилось, що заздалегідь

не були продумані засоби захисту мостів та їх ремонт, не передбачались запасні варіанти переправи через Дніпро. Ось чому перед начальником інституту залізничного транспорту В. А. Лазаряном були поставлені завдання, які треба було вирішувати в авральному порядку. Так ДІПТівці разом із спеціалістами інженерно-будівельного інституту стали розробниками запасного понтонного мосту, надали допомогу у формуванні спеціального ремонтного поїзду, який у разі необхідності ремонтував дніпровські мости. Студенти та викладачі факультету організації руху на залізниці співпрацювали з працівниками відділення зі складання графіків руху.

Воєнні події в Іспанії, Монголії, радянсько-фінська війна довели, що радянська армія мала незначну кількість фахівців з воєнної техніки (танкісти, артилеристи, льотчики, сапери, зв'язківці), та й ті не мали достатнього рівня підготовки. У перший період війни особливо великі втрати поніс контингент молодого офіцерського складу. У країні протягом 1941-1943 років почали створюватися нові воєнні навчальні училища, школи, курси, які у стислі строки повинні були підготувати молодших командирів. Ці навчальні заклади треба було комплектувати тільки грамотною молоддю. За призовом військкомату або добровільно у військові заклади вступали випускники шкіл, учні та студенти технікумів, інститутів, університетів.

У Дніпропетровську новостворене артилерійське училище також було вирішено укомплектувати студентами. Вищі навчальні заклади міста направили 1500 студентів. Вимоги до них були такими: усі студенти повинні вже мати загально інженерні знання, бути фізично готовими до військової служби.

Особливе місце відводилося студентам ДІПТівцям: всі вони при вступі проходили суворий медичний огляд і були більш дисципліновані. В училище мобілізували студентів третього та четвертого курсів. Усього з ДІПТУ - 700 студентів. Всеволод Арутюнович проводжав на війну кожену групу студентів-ДІПТівців. В армію також були призвані багато ДІПТівців, які тільки-но одержали диплом інженерів.

Таким чином з перших днів війни радянська армія, її невдачі, поразки, успіхи, доля кожного солдата стала для діїтівців і особисто для професора Лазаряна частиною життя, предметом постійної уваги та турботи. Поразка радянської армії в 1941 році у деякої частини населення викликала песимізм, невіру у перемогу. Але професор В.А. Лазарян чітко проаналізувавши

усі внутрішні й зовнішні об'єктивні та суб'єктивні обставини був впевнений, що врешті-решт фашистська Німеччина та її сателіти будуть переможені. Про це свідчив перший успіх у битві за Москву, створення державами світу антигітлерівської коаліції, реакція народу на політику німецького окупаційного режиму.

Коли ДІТ було евакуйовано, його викладачі, студенти, навчально-лабораторне устаткування були розподілені між двома транспортними вищими навчальними закладами в Томську та Новосибірську. Зрозуміло, що за час довготривалої війни ДІТ втратить свої адміністративні, навчальні, наукові структури. Професор В.А. Лазарян звертається до приймальної Голови Президії Верховної Ради М. І. Калініна з вимогою поновити діяльність ДІТу як самостійного інституту в Новосибірську, але там натякнули, що він це питання не вирішить. Тоді В.А. Лазарян звертається до Головнокомандуючого Й.В. Сталіна. Основна думка професора була такою: якщо ми віримо у перемогу то потрібно вже зараз турбуватися про те в якому стані інститут повернеться у Дніпропетровськ. ДІТ поновив свою діяльність в Новосибірську. Таким чином з дніпропетровських вищих навчальних закладів у евакуації працювали тільки транспортний, гірничий та хіміко-технологічний інститут.

Війна потребувала напруження усіх ланок економіки, особливо оборонної, металургійної, вугільної, машинобудівної промисловості, транспорту.

Начальнику інституту В.А. Лазаряну довелося вирішувати безліч питань життя колективу: як налагодити харчування, де дістати дрова на весь період довгої сибірської зими, як відремонтувати гуртожиток і таке інше. За наказом начальника студенти і викладачі виїздили в тайгу за лісом, на вугільні шахти - за вугіллям, в колгоспи, підсобне господарство - за провіантом. Але основним питанням в житті дітківського колективу була допомога фронту, бо війна була для них дійсно Вітчизняною: більшість студентів-дітківців довоєнного контингенту були на фронті, у сім'ї кожного обов'язково був фронтовик, до того ж ця війна була з німецьким фашизмом, який поставив собі за мету винищити народи СРСР як расово неповноцінні.

Протягом 1942-1944 років ДІТ надає суттєву науково-технічну допомогу залізничникам Сибіру та Уралу. Вчені розробили єдиний графік роботи магістрального та заводського, промислового транспорту, що дозволило значно

спростити процес формування поїздів. Викладачі були постійними науковими консультантами на залізницях Сибіру. Студенти в позаурочний час працювали на оборонних заводах, збирали врожай в радгоспах та колгоспах. Не дивлячись на те, що студенти залізничних вищих навчальних закладів не призивалися до армії, студенти-дітківці йшли на фронт добровольцями, переходили на навчання у військові навчальні заклади.

Характеризуючи втрати України у війні можна наводити багато цифр, але досить знати, що серед усіх країн Європи саме Україна понесла найбільші людські та матеріальні втрати: 9 мільйонів загиблих, 2 мільйони 400 тисяч чоловік вивезено на роботи в Німеччину. Особливо постраждав залізничний транспорт. Були підірвані залізничні мости, рухомий склад або виведений із ладу, або відправлений німцями на Захід. Майже кожна станція та її господарство були непридатні до експлуатації.

Професор В.А. Лазарян уважно фіксував усі відомості з України. За інформацією, яку він отримував через наркомат шляхів сполучення, професор знав, що потрібно негайно включатись у роботу, повертатись до Дніпропетровська. Знав професор і те, що не слід розраховувати на велику державну допомогу в умовах розтрощеної економіки в Україні.

В. А. Лазарян ніколи не діяв за поширеним у той час правилом багатьох керівників вишів: головне чітко виконувати розпорядження центрального начальства, бо їм начебто зверху краще видно перспективи розвитку вищої школи. У важкі часи післявоєнної відбудови, голодних 1946-1947 років, безумовно, можна було працювати тільки потребами одного дня, місяця, року. Але саме в ті часи В. А. Лазарян визначає кардинальні позиції для магістрального розвитку ДІТу. На думку професора необхідно направити діяльність дітківських науковців на вирішення крупних науково-технічних задач. Це було зробити дуже важко, тому що керівники залізниць, партійні органи примушували інститут займатися суто інженерними питаннями, які виникали у процесі відбудови. Багато часу займала «обов'язкова поміч» вчених у вивченні та розповсюдженні досвіду робочих-раціоналізаторів. Тому для багатьох членів Вченої Ради був дуже несподіваним виступ начальника інституту з промовою, що вже час звільнитися від нинішніх завдань воєнного часу, потрібно думати не тільки про відбудову, а працювати і над перспективними, глобальними проблемами залізниці в умовах майбутніх мир-

них десятиріч. Додавалося і те, що в міністерстві шляхів сполучення СРСР склалася жорстка централізована система організації наукових досліджень у галузі залізничного транспорту. Найбільш вагомі проблеми технічного прогресу міністерство доручало, насамперед, центральному науково-дослідному інституту залізничного транспорту. Співавторами цих наукових досліджень та конструкторсько-технологічних рішень були науковці Московського та Ленінградського інститутів інженерів залізничного транспорту. Зрозуміло, що вони отримували майже всі кошти міністерства на наукові розробки. Отримати бюджетні наукові теми для провінційних залізничних інститутів було дуже непростою справою.

В. А. Лазарян вирішив особисто очолити прорив до центру. Протягом десяти років він штурмував міністерські бастіони. В.А. Лазарян змусив московське керівництво визнати, що саме він є провідним вченим СРСР в галузі досліджень механіки залізничного рухомого складу. Свідченням цієї перемоги стало створення у ДІПТі крупної загальногалузевої науково-дослідної лабораторії динаміки та міцності рухомого складу.

Наступним, стратегічним напрямком розвитку вищої школи в післявоєнний період В.А. Лазарян вважав підготовку наукових кадрів найвищої кваліфікації, які б змогли очолити наукові центри, школи всесоюзного значення. У ДІПТі за ініціативою В.А. Лазаряна в 1945-1946 роках за результатами співбесід із доцентами, на основі аналізу ефективності та важливості їх наукових праць був укладений список майбутніх докторів наук. Цей реєстр складався з 18-20 доцентів. У разі виконання цих задумів Лазарян передбачав, що вже в п'ятидесяті роки в ДІПТі будуть діяти сталі наукові колективи. Нажаль, цього не сталося. З цього списку захистилися одиниці (М.Р. Ющенко, М.А. Фрішман, М.К. Міщенко, М.Н. Гольдштейн, В.М. Тверітін).

У роки війни Сталін був вимушений внести корективи до політики партії щодо інтелігенції. Перестали переслідувати «старих спеців», які залишилися ще живими після тотального терору тридцятих років, вже не вживали термін «гнила інтелігенція», призупинили нищення церкви та переслідування священнослужителів, згадали про офіцерські традиції, високу якість гімназичного вчительства; із концтаборів була повернута частина інженерно-технічної та військової інтелігенції. Але особливість праці інтелігенції полягала в тому, що вона постійно

мислить і досить часто не так, як вимагали цього ідеологічні догми сталінського соціалізму. Тому в післявоєнні часи було поставлене завдання привести інтелігенцію «до норми». Розгром ленінградської партійної еліти, арешти кремлівських лікарів, провідних діячів літератури та мистецтва, похід проти космополітів, військової верхівки, яка стала почувати себе у війну дещо дуже розумними і самостійними у прийнятті рішень. В умовах «холодної війни» з країнами Заходу серед інтелігенції почали інтенсивно шукати шпигунів, диверсантів, агентів капіталізму.

Така атмосфера позначилася і на підготовці наукових кадрів вищої кваліфікації. Почалася ревізія тем докторських дисертацій. Тепер теми докторських дисертацій проходили дуже складну процедуру затвердження. Багато з них визнавалися «вузькими», «дублюючими», «неперспективними». Такі дисертанти ще вважалися щасливцями. Гірка доля дісталася тим дисертантам, теми яких були визнані виявом «низькопоклонства» перед Заходом, «антинауковими», «ідеологічно шкідливими». Відомий в нашій історії розгром генетичної науки, представників яких називали «вейсманістиморганісти», кібернетики, економічної науки, філософії, мовознавства та літературознавства.

Під суворий партійний контроль були взяті не тільки теми дисертацій, але і їх автори. Для того, щоб стати докторантом в ДІПТі потрібно було рішення чиновників міністерства шляхів сполучень СРСР. Усі ці обставини завадили В. А. Лазаряну зробити в п'ятидесяті роки прорив ДІПТу в створенні крупних наукових шкіл, які б об'єднували наукову творчу діяльність докторів та кандидатів наук однієї або ж декілька кафедр.

Професор В. А. Лазарян завжди ставив особисто перед собою таке завдання - ніколи не відставати в науці, завжди шукати нові методи досліджень, знати світові досягнення в суміжних науках і, головне, використовувати їх у своїй роботі. Він суворо вимагав, щоб науковці ДІПТу були обізнані з ґрунтовними монографіями у своїй сфері досліджень. Це давало можливість науковим колективам отримувати інформацію про стан досліджень з тієї чи іншої науково-технічної проблеми. Яскравим прикладом притаманного В. А. Лазаряну почуття нового стало використання в науковій роботі обчислювальної техніки. ДІПТ у цьому був піонером серед технічних вищих навчальних закладів України. Більше того, професор ініціював створення нового факультету, який почав

готувати фахівців з обчислювальної техніки. Скільки років докоряли йому, що підготовка таких фахівців – це справа класичних університетів! В.А. Лазарян був проти шаблону в науковій діяльності, щиро підтримував новаторські напрямки творчих пошуків в науці і техніці. Це стосувалося і механіки рухомого складу, механіки ґрунтів, створення наукових основ будівництва та розвитку залізниць, досліджень в галузі хімії тощо.

Таким чином, В.А. Лазарян визначив в п'ятидесяті роки основні шляхи стратегічного розвитку ДПТУ. Можна сказати, що науково-педагогічний колектив нашого університету здійснює на практиці те, що було заздалегідь передбачено мудрим В. А. Лазаряном.

Керуючи інститутом, особливо в роки війни та повоєнного періоду, професор В. А. Лазарян набув величезний досвід керівника, адміністратора. Будівництво нового навчального корпусу, налагодження побуту студентів та професорського-викладацького складу, фінансові проблеми, труднощі в комплектуванні штатів, постійна боротьба з адміністративним тиском з боку місцевих та центральних органів влади - все це В. А. Лазарян вирішував у своєму притаманному йому стилі. Він діяв енергійно, наступально, даючи усім зрозуміти, що його рішення повинно бути обов'язково підтримано, тому що воно продумане і ним, професором, ретельно обґрунтоване по кожній позиції.

Безумовно, адміністративна робота заважала В. А. Лазаряну його науково-педагогічній діяльності. Доводилось прискорювати темп свого життя, працювати поза межами робочого дня. Тому відкладалось здійснення багатьох задумів у науці, написання монографій. Для того, щоб запрацювала наукова школа механіків залізничного транспорту потрібно було більше уваги приділяти своїм учням, колегам.

Разом із тим, В. А. Лазарян розумів, що залишити керівництво інститутом він немає права. Не було в ДПТі іншого фахівця, який би в умовах жорсткого централізованого адмініст-

ративного та партійного керівництва міг рішуче, сміливо долати усі перешкоди.

Тільки після XX з'їзду КПРС в умовах «відлиги» у громадсько-політичному житті В. А. Лазарян вирішив, що настав час передати управління ДПТОм в інші руки - професору М. Р. Ющенку. Хоча до кінця свого життя академік буде працювати в ДПТі професором кафедри «Будівельна механіка». Вчений із юнацьким захватом поринув у науку. На повну силу запрацювала науково-дослідна лабораторія. У спеціальному вагоні-лабораторії науковці кафедри бували на різних дорогах, проводили спостереження, аналізували, ставили експерименти, залучали до роботи обчислювальну техніку.

Професора обрали членом-кореспондентом Академії наук України, а невдовзі він став академіком, але «спокійного життя» у В.А. Лазаряна так і не було. У Дніпропетровську, що формувалася як один із центрів ракетної промисловості СРСР, створювався академічний інститут механіки, який очолив академік В.А. Лазарян. Потрібно було збудувати корпуси, лабораторії, випробувальні стенди, підібрати кваліфіковані кадри, визначити найбільш актуальні і перспективні наукові проблеми. Багато учнів, випускників ДПТУ прийшли працювати в цей інститут Академії наук. Солідна теоретична підготовка дозволяла їм зайняти провідне місце в діяльності колективу інституту. Так космічна сторінка в історії нашої країни стала однією із сторінок життя академіка В.А. Лазаряна.

Таким чином, на наш погляд, В. А. Лазарян в усі періоди своєї науково-педагогічної та адміністративної діяльності завжди шукав свої шляхи кардинального вирішення проблем вищої школи та науки. Ці рішення були ним глибоко осмислені й оригінальні, адже вчений завжди був неповторною, неординарною, життєрадісною людиною.

Надійшла до редколегії 25.06.2009

М. О. БАБ'ЯК, к.т.н., доцент, Львівська філія ДПТУ (Україна);
А. Я. КУЛІЧЕНКО, Львівська філія ДПТУ (Україна)

ДИНАМІКА ВЗАЄМОДІЇ РУХОМИХ КОНТАКТУЮЧИХ ПОВЕРХОНЬ НА ПРИКЛАДІ СТРУМОПРИЙМАЧІВ ЕЛЕКТРОРУХОМОГО СКЛАДУ

Розглянуто процес взаємного переміщення і контактування поверхонь струмоз'ємних елементів пантографа та контактної мережі з урахуванням особливостей впливу, параметрів швидкості та прискорення, визначення яких дозволить математично прогнозувати ступінь зношування контактуючих елементів.

Рассмотрен процесс взаимного перемещения и контактирования поверхностей токосъёмных элементов пантографа и контактной сети с учётом особенностей влияния параметров скорости и ускорения, определение которых позволит математически прогнозировать степень износа контактирующих элементов.

The process of mutual moving and contacting of surfaces of current collecting pantograph elements and contact network is considered taking into account the particularities of influence of speed and acceleration parameters, determination of which will allow to forecast mathematically the wear-out degree of contacting elements.

Механізм взаємного контактування поверхонь струмоз'ємних елементів та струмонесучого дроту є доволі складним за характером і особливістю своєї взаємодії, оскільки у процесі переміщення безпосередня точка контакту здійснює не чітко визначений прямолінійний рух, а переміщується за складною траєкторією. В першу чергу, це пов'язано з необхідністю використання для контакту не вузької смуги поверхні встановлених і закріплених у пантографі струмоз'ємних елементів, а задіяння якомога ширшої зони контактування, що забезпечує тривале ефективне використання цих складових деталей даного механізму.

Дослідження динаміки переміщення контактуючих поверхонь дозволить в комплексі відобразити всю картину і особливості миттєвих зміщень та їх траєкторій для окремих елементів цих двох поверхонь. Адже відомо, що для кожного миттєвого стану руху площини існують особливі криві і точки, які відповідають спеціальним властивостям швидкості та прискорення, встановлення яких дозволить чітко уявити собі процес взаємного тертя і, відповідно, прогнозувати рівень зношування матеріалу контактуючих елементів.

Типовим прикладом визначення траєкторій взаємного переміщення є метод розрахунку за допомогою кругів Бресса – типових кривих другого порядку, хоча в даному випадку вони є побічним результатом загальних висновків, отриманих для кривих n -го порядку. Крім цього, згідно вказаної методики можна визначити положення особливих точок перетину двох від-

повідних кіл, де вказані точки приймаються для того, щоб задовольнити встановлені умови при синтезі механізму контактування.

Миттєве положення тіла у процесі руху визначається відносно нерухомої системи відліку трьома координатами a , b , c (рис. 1), де з міркувань наступних теоретичних викладок приймаємо, що поверхня струмоз'ємних елементів є нерухомою, а струмонесучий провідник переміщується. Тоді основне точкове перетворення для прийнятої системи координат матиме вигляд:

$$\begin{cases} X = x \cdot \text{Cos}c - y \cdot \text{Sin}c + a; \\ Y = x \cdot \text{Sin}c + y \cdot \text{Cos}c + b. \end{cases} \quad (1)$$

У подальшому теоретичному дослідженні даного процесу будемо використовувати такі позначення:

$$\begin{aligned} X_k &= \frac{d^k X}{dt^k}; \quad Y_k = \frac{d^k Y}{dt^k}; \quad a_k = \frac{d^k a}{dt^k}; \\ b_k &= \frac{d^k b}{dt^k}; \quad c_k = \frac{d^k c}{dt^k}. \end{aligned} \quad (2)$$

Тимчасовим точковим перетворенням для наведених координатних систем буде:

$$\begin{cases} X_k = l_k x + d_k y + a_k; \\ Y_k = -d_k x - l_k y + b_k, \end{cases} \quad (3)$$

де $l_k = dk = f(c_1; c_2; c_3; \dots, c_k)$.

Відомо, що прийняття абсолютних тимчасових співвідношень для координат:

$$(a_k, b_k, c_k), \quad (k = 1, 2, 3, \dots, n), \quad (4)$$

є необхідним і достатнім, щоб зафіксувати динамічний стан n -го порядку рухомої площини у даному миттєвому положенні. Як буде наведе-

но далі, вибір координатних систем (x, y) при цьому є довільним. Це справедливо тоді і лише тоді, коли параметри переміщення (4) перетво-

рені у відповідності із зміною координат. Якщо параметри руху задані, то змінюватись можуть лише a і b без відповідної зміни системи (3).

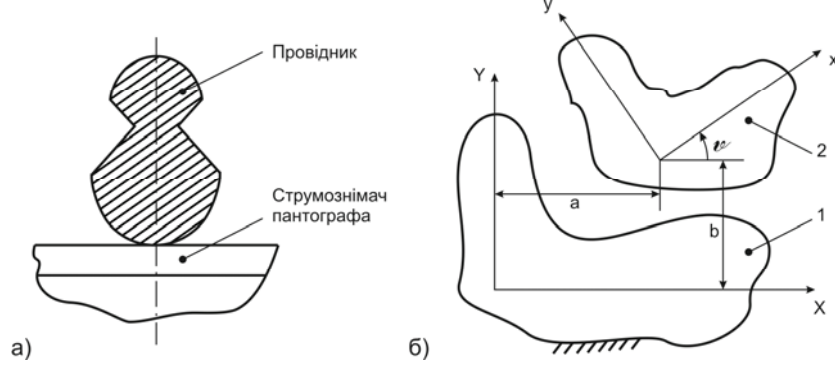


Рис. 1. Схема контактуючих елементів (а) та системи координат (б):

1 – нерухоме тіло; 2 – рухоме тіло

Припускається, що система параметрів руху (4) задана для співпадаючих систем координат ($a=b=c=0$). Таке припущення прийнято згідно результатів спостережень та висновку, що динамічний стан руху відповідає переміщенню 3-го порядку, відображеного наведеним рівнянням (4), в якому $n = 3$, або у вигляді:

$$\begin{bmatrix} \dot{a} & \dot{b} & \dot{c} \\ \ddot{a} & \ddot{b} & \ddot{c} \\ \dddot{a} & \dddot{b} & \dddot{c} \end{bmatrix}, \quad (5)$$

де точками позначено диференціювання по часу.

Згідно з твердженням про рівність співпадаючих систем координат ($a=b=c=0$) рівняння (4) приймають вигляд:

$$\begin{aligned} l_1 &= 0, \quad d_1 = -c_1, \\ l_2 &= -c_1^2, \quad d_2 = -c_2, \\ l_3 &= -3c_1 \cdot c_2, \quad d_3 = c_1^3 - c_3, \\ l_4 &= -4c_1 \cdot c_3 - 3c_2^2 + c_1^4, \\ d_4 &= 6c_1^2 \cdot c_2^2 - c_4. \end{aligned} \quad (6)$$

Полюси. Далі можна встановити критерії для полюса P_k k -го порядку [2], тобто точки, для якої вектор переміщення k -го порядку буде

$$D_k = \sqrt{X_k^2 + Y_k^2} = 0.$$

Вимагаючи, щоб $X_k = Y_k = 0$, отримуємо наступні умови:

$$\left. \begin{aligned} l_k x + d_k y + a_k &= 0; \\ -d_k x + l_k y + b_k &= 0 \end{aligned} \right\}, \quad (7)$$

з яких знаходимо рішення для координат $(\bar{x}_k, \bar{y}_k)$ полюса P_k :

$$\left. \begin{aligned} \bar{x}_k &= \frac{b_k d_k - a_k l_k}{l_k^2 + d_k^2}; \\ \bar{y}_k &= -\frac{l_k b_k + a_k d_k}{l_k^2 + d_k^2} \end{aligned} \right\}. \quad (8)$$

Полюси швидкості, прискорення та похідної прискорення визначаються відповідними координатами:

$$\bar{x}_1 = 0; \quad \bar{y}_1 = 0;$$

$$\bar{x}_2 = \frac{\ddot{a} - g\ddot{b}}{1 + g^2}; \quad \bar{y}_2 = \frac{\ddot{b} + g\ddot{a}}{1 + g^2};$$

$$\bar{x}_3 = \frac{3g \cdot (\ddot{a} + 3\ddot{a}g) + (1-p) \cdot (\ddot{b} + 3\ddot{b}g)}{(1-p)^2 + 9g^2},$$

$$\bar{y}_3 = \frac{3g \cdot (\ddot{b} + 3\ddot{b}g) + (p-1) \cdot (\ddot{a} + 3\ddot{a}g)}{(1-p)^2 + 9g^2},$$

$$\text{де } g = \frac{\ddot{c}}{\dot{c}^2} \text{ та } p = \frac{\ddot{c}}{\dot{c}^3}.$$

Миттєвий центр P_l в полюсі швидкості рухомої площини (рис. 3) визначається рівняннями (8), з яких знаходимо:

$$\left. \begin{aligned} \bar{x}_1 &= -\frac{\dot{a}}{\dot{c}} = -\frac{db}{dc} = -b'; \\ \bar{y}_1 &= \frac{\dot{a}}{\dot{c}} = \frac{da}{dc} = a' \end{aligned} \right\},$$

де штрихом позначено диференціювання по незалежному параметру c .

Нехай координати (a, b) визначають положення миттєвого центру P_l в нерухомій площині. Тоді характеристики переміщення миттєвого центру будуть визначатися похідними по часові від (a, b) . Підставляючи останні рівняння у співвідношення (3) і припускаючи, що $(X, Y) \geq (a, b)$, знаходимо складові виразу (5):

$$\dot{a} = 0; \quad \dot{b} = 0;$$

$$\ddot{a} = b' \cdot \dot{c}^2 - a' \cdot \ddot{c} + \ddot{a}; \quad \ddot{b} = a' \cdot \dot{c}^2 - b' \cdot \ddot{c} + \ddot{b};$$

$$\ddot{a} = \dot{a} \cdot (\dot{c}^3 - \ddot{c}) + 3b' \cdot \dot{c} \cdot \ddot{c} + \ddot{a};$$

$$\ddot{b} = b' \cdot (\dot{c}^3 - \ddot{c}) - 3a' \cdot \dot{c} \cdot \ddot{c} + \ddot{b}.$$

Систему параметрів руху для співпадаючих координатних систем із спільним початком у миттєвому центрі можна представити у вигляді:

$$\begin{bmatrix} 0 & 0 & \dot{c} \\ \ddot{a} & \ddot{b} & \ddot{c} \\ \ddot{a} & \ddot{b} & \ddot{c} \end{bmatrix}. \quad (10)$$

Стан руху миттєвого центру у даний момент часу можна визначити, перетворивши рівняння (9) і вирахувавши відповідні похідні по часу. Після цього – отримуємо наступне:

$$\dot{a} = a' \cdot \dot{c} = 0; \quad \dot{b} = b' \cdot \dot{c} = 0;$$

$$\ddot{a} = a'' \cdot \dot{c}^2 + a' \cdot \ddot{c}; \quad \ddot{b} = b'' \cdot \dot{c}^2 + b' \cdot \ddot{c};$$

$$\ddot{a} = a''' \cdot \dot{c}^3 + 3a'' \cdot \dot{c} \cdot \ddot{c} + a' \cdot \ddot{c};$$

$$\ddot{b} = b''' \cdot \dot{c}^3 + 3b'' \cdot \dot{c} \cdot \ddot{c} + b' \cdot \ddot{c}.$$

Оскільки для площини $c \neq 0$, то останні наведені рівняння вимагають, щоб $a' = b' = 0$. Решта відмінних від нуля членів даних рівнянь прийматимуть такий вигляд:

$$\ddot{a} = a'' \cdot \dot{c}^2; \quad \ddot{b} = b'' \cdot \dot{c}^2;$$

$$\ddot{a} = a''' \cdot \dot{c}^3 + 3a'' \cdot \dot{c} \cdot \ddot{c}; \quad \ddot{b} = b''' \cdot \dot{c}^3 + 3b'' \cdot \dot{c} \cdot \ddot{c}.$$

Рівняння з (3) є рівняннями переміщення точки в системі координат з початком в положенні (a, b) .

Кола полюсів. Досліджуємо природу вектора D_k для точок A на колі радіусу r навколо k -го полюса P_k (рис. 2).

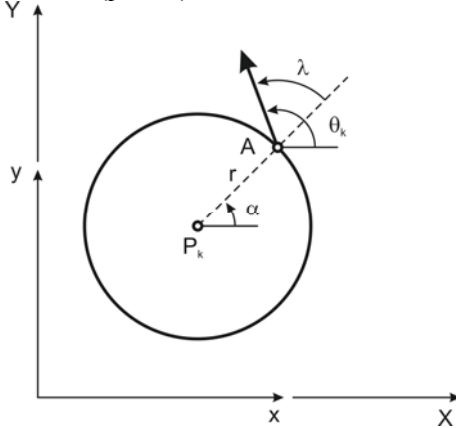


Рис. 2. Схема кола полюса

Координати точки A на даному колі становитимуть:

$$\left. \begin{aligned} x &= \bar{x}_k + r \cdot \cos \alpha; \\ y &= \bar{y}_k + r \cdot \sin \alpha \end{aligned} \right\}, \quad (11)$$

а значення X_k та Y_k приймають вигляд

$$\left. \begin{aligned} X_k &= l_k \cdot (\bar{x}_k + r \cdot \cos \alpha) + d_k \cdot (\bar{y}_k + r \cdot \sin \alpha) + a_k; \\ Y_k &= -d_k \cdot (\bar{x}_k + r \cdot \cos \alpha) + l_k \cdot (\bar{y}_k + r \cdot \sin \alpha) + b_k \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

Підставляємо залежності із виразів (8) для $\bar{x}_k$ та $\bar{y}_k$ і знаходимо:

$$\left. \begin{aligned} X_k &= r \cdot (l_k \cdot \cos \alpha + d_k \cdot \sin \alpha); \\ Y_k &= r \cdot (l_k \cdot \sin \alpha - d_k \cdot \cos \alpha). \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

Звідси, величина вектора D_k буде рівною

$$|D_k| = \sqrt{X_k^2 + Y_k^2} = r \cdot \sqrt{l_k^2 + d_k^2} = \text{const}, \quad (14)$$

а напрям його визначається кутом

$$\tan \theta_k = \frac{Y_k}{X_k} = \frac{l_k \cdot \sin \alpha - d_k \cdot \cos \alpha}{l_k \cdot \cos \alpha + d_k \cdot \sin \alpha}. \quad (15)$$

Важливе значення має кут λ між векторами D_k та $P_kA = r$ (див. рис. 2), тангенс якого становить:

$$\tan \lambda = \tan(\theta_k - \alpha) = \frac{\tan \theta_k - \tan \alpha}{1 + \tan \theta_k \cdot \tan \alpha}, \quad (16)$$

або

$$\tan \lambda = \frac{\cos \alpha \cdot (l_k \sin \alpha - d_k \cos \alpha) - \sin \alpha \cdot (l_k \cos \alpha + d_k \sin \alpha)}{\cos \alpha \cdot (l_k \cos \alpha + d_k \sin \alpha) + \sin \alpha \cdot (l_k \sin \alpha - d_k \cos \alpha)} \quad (16a)$$

Згідно з одержаним, приходимо до простого результату:

$$\tan \lambda = -\frac{d_k}{l_k} \neq f(\alpha), \quad (16b)$$

який показує, що вектор D_k утворює з радіальним вектором $P_kA = r$ постійний кут λ .

Вираз для полюсного кола швидкості матиме наступний вигляд:

$$V = \dot{c} \cdot \sqrt{x^2 + y^2} = \dot{c} \cdot r_v, \quad (17)$$

де r_v – радіус кола з центром на початку координат, або (що є тим же самим) в полюсі швидкості P_l (на рис. 3 це коло позначене буквою U). Полюсне коло прискорення описується рівнянням:

$$\begin{aligned} (x^2 + y^2) \cdot (1 + g^2) - 2x \cdot (a'' - b''g) - \\ - 2y \cdot (a''g + b'') + a^2 + b^2 - \frac{A^2}{\dot{c}^4} = 0, \end{aligned} \quad (18)$$

де $A = \sqrt{\ddot{X}^2 + \ddot{Y}^2}$ – прийняте коло, на контурі якого сходяться прискорення, так зване «коло сходних прискорень», яке на рис. 4 позначене літерою A , і радіус якого r_A розраховується за

формулою $r_A = \frac{A}{\sqrt{\dot{c}^4 + \ddot{c}^2}}$, а центр має координати

$\left(\frac{a'' - b''g}{1 + g^2}, \frac{a''g + b''}{1 + g^2} \right)$, які співпадають з

координатами полюса прискорень P_2 .

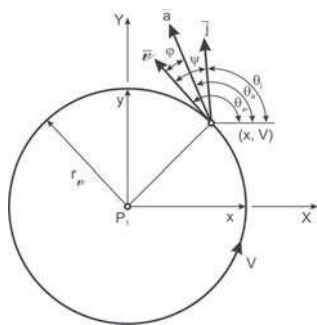


Рис.3. Схема кола з векторами, що характеризують рух

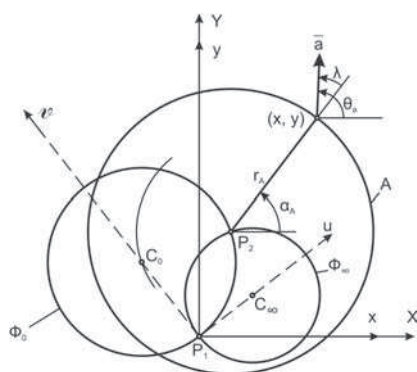


Рис.4. Криві прискорень, які сходяться

Далі розглядаємо окремі випадки контактної взаємодії поверхонь, характерні для даного механізму і динаміки його переміщень.

Окремі характерні випадки. Кут λ_{mn} між векторами D_m та D_n , де $k = m, n$ визначається згідно наведених рівнянь (15) та (16):

$$\operatorname{tg} \lambda_{mn} = \frac{X_m Y_n - Y_m X_n}{X_m X_n + Y_m Y_n}. \quad (19)$$

В останній вираз підставляємо рівняння (3) і одержуємо наступне розгорнуте рівняння (19а):

$$\operatorname{tg} \lambda_{mn} = \frac{(x^2 + y^2) \cdot (l_n d_m - l_m d_n) + x \cdot (a_n d_m + b_n l_m - a_m d_n - b_m l_n) + \dots}{(x^2 + y^2) \cdot (l_n l_m + d_n d_m) + x \cdot (a_n l_m + a_m l_n - b_n d_n - b_m d_m) + \dots} \cdot \frac{y \cdot (a_m l_n + b_n d_m - b_m d_n - l_m a_n) + (a_m b_n - a_n b_m)}{y \cdot (a_m d_n + a_n d_m + b_m l_n + b_n l_m) + (a_n a_m + b_n b_m)}. \quad (19a)$$

Легко помітити, що при сталому значенні λ_{mn} одержане рівняння буде рівнянням кола. Отже, геометричним місцем точок рухомої площини, для яких кут λ_{mn} між векторами D_m та D_n має стале значення, буде коло. Крім того, зауважуємо, що полюси P_m ($X_m = Y_m = 0$) та P_n ($X_n = Y_n = 0$) задовольняють дані кола.

Кути φ та ψ між відповідними векторами (див. рис. 3) будуть рівними:

$$\left. \begin{aligned} \varphi &= \lambda_{12} = \theta_a - \theta_v; \\ \psi &= \lambda_{13} = \theta_j - \theta_v. \end{aligned} \right\} \quad (20)$$

а) Другий порядок. Для кута λ_{12} рівняння (19а) матиме наступний вигляд:

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{x^2 + y^2 - a''x - b''y}{g \cdot (x^2 + y^2) + b''x - a''y} \quad (21)$$

і пов'язане з векторами швидкості і прискорення. Тоді його можна привести до вигляду:

$$\Phi = \operatorname{tg} \varphi \cdot [g \cdot (x^2 + y^2) + b''x - a''y] - (x^2 + y^2 - a''x - b''y) = 0. \quad (22)$$

Одержане рівняння є рівнянням кола, що проходить через початок координат. На рис. 5 це коло позначене літерою Φ . Центр C цього кола лежить в точці (x, y) з координатами $\left(\frac{a'' + b'' \cdot \operatorname{tg} \varphi}{2 \cdot (1 - g \cdot \operatorname{tg} \varphi)}; \frac{b'' - a'' \cdot \operatorname{tg} \varphi}{2 \cdot (1 - g \cdot \operatorname{tg} \varphi)} \right)$, а радіус r_Φ цього кола розраховується за наступною формулою:

$$r_\Phi = \frac{\sqrt{(a'' + b'' \cdot \operatorname{tg} \varphi)^2 + (b'' - a'' \cdot \operatorname{tg} \varphi)^2}}{2 \cdot (1 - g \cdot \operatorname{tg} \varphi)}.$$

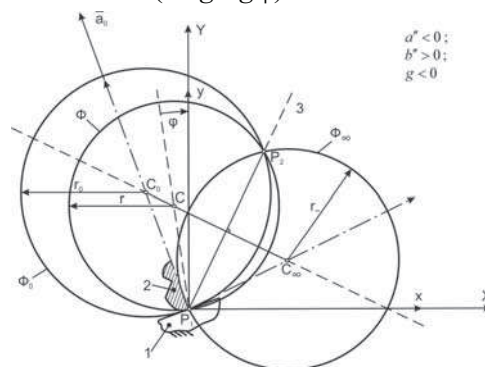


Рис. 5. Пучок окружностей Φ для $g < 0$;
1 – нерухома поверхня; 2 – рухома поверхня;
3 – радіальна вісь

Коло Φ є кривою сімейства кіл, які характеризуються значенням $\operatorname{tg} \varphi$. Для випадків, коли $\operatorname{tg} \varphi$ приймає значення 0 або ∞ , рівняння (22) має кола, відомі як кола Бреста, для яких будь-які точки, що обертаються, за умови, що їх дотичне прискорення в даний момент рівне нулю і рівняння цієї кривої відносно полюса, виражене в полярних координатах, є рівнянням кола, яке називають *колом Бресса*. Або по іншому їх ще називають відповідно колом перегину і колом нульового тангенційного прискорення [3].

б) Кола перегинів (криві нульового нормального прискорення). Коли $\operatorname{tg} \varphi = 0$, вектор швидкості і вектор прискорення є колінеарними, тобто коли нормальне прискорення рівне нулю. Це слугує критерієм для точки перегину траєкторії. Щоб отримати геометричне місце таких точок (x, y) , необхідно прирівняти до нуля чисельник правої частини рівняння (21). Тоді вираз (22) отримає вигляд:

$$\Phi_0 = x^2 + y^2 - a''x - b''y = 0. \quad (23)$$

Це коло перегину помічена літерою Φ_0 (рис. 5). Радіус цього кола розраховується згідно формули $r_0 = 0,5 \cdot \sqrt{a''^2 + b''^2}$, а центр C перебуває у точці (x, y) з координатами $(a''/2; b''/2)$. Із цілковитою впевненістю можна констатувати, що з точністю до 2-го порядку всі точки кола описують в даний момент (тобто в малому) прямолінійні траєкторії.

в) Криві нульового тангенційного прискорення. Коли $tg\varphi = \infty$, вектор швидкості і вектор прискорення є взаємно ортогональними, тобто тангенційне прискорення рівне нулю. Це є критерієм для точки, яка переміщується в нерухомій площині (X, Y) по круговій траєкторії з постійною швидкістю. Щоб отримати геометричне місце таких точок (x, y) , необхідно прирівняти до нуля знаменник правої частини рівняння (21), після чого вираз (22) отримає вигляд:

$$tg\psi = \frac{3\dot{c} \cdot \ddot{c} \cdot (x^2 + y^2) - x \cdot (a''' \dot{c}^3 + 3a'' \cdot \dot{c} \cdot \ddot{c}) - y \cdot (b''' \dot{c}^3 + 3b'' \cdot \dot{c} \cdot \ddot{c})}{(\ddot{c} - \dot{c}^2) \cdot (x^2 + y^2) + x \cdot (\ddot{b} \cdot \dot{c}^3 + 3b'' \cdot \dot{c} \cdot \ddot{c}) - y \cdot (\ddot{a} \cdot \dot{c}^3 + 3a'' \cdot \dot{c} \cdot \ddot{c})} \quad (25)$$

$$\Psi = (x^2 + y^2) \cdot [3g + (1 - p) \cdot tg\psi] - x \cdot [a''' + 3a''g + (b''' + 3b''g) \cdot tg\psi] + y \cdot [-b''' - 3b''g + (a''' + 3a''g) \cdot tg\psi] = 0 \quad (26)$$

Це коло проходить через початок координат і на рис. 6 помічене буквою Ψ . Центр цього кола розташований у точці E з координатами:

$$\left. \begin{aligned} x_E &= \frac{a''' + 3a''g + (b''' + 3b''g) \cdot tg\psi}{6g + 2 \cdot (1 - p) \cdot tg\psi}; \\ y_E &= \frac{b''' + 3b''g - (a''' + 3a''g) \cdot tg\psi}{6g + 2 \cdot (1 - p) \cdot tg\psi} \end{aligned} \right\} \quad (27)$$

$$\text{де } g = \frac{\ddot{c}}{\dot{c}^2} \text{ та } p = \frac{\ddot{c}}{\dot{c}^3}.$$

А радіус даного кола буде рівним:

$$r_\Psi = \frac{\sqrt{[a''' + 3a''g + (b''' + b''g) \cdot tg\psi]^2 + [b''' + 3b''g - (a''' + 3a''g) \cdot tg\psi]^2}}{6g + 2 \cdot (1 - p) \cdot tg\psi}.$$

Коло Ψ належить сімейству кривих, які характеризуються значенням $tg\psi$. Два екстремальних значення $tg\psi$ дають пару окружностей, аналогічних екстремальним значенням $tg\varphi$.

д) Крива нульової нульової нормальної складової похідної від прискорення. Якщо $tg\psi = 0$, то похідна від прискорення і швидкість є колінеарними, тобто нормальна складова похідної від прискорення дорівнює нулю. Щоб одержати геометричне місце таких точок (x, y) , необхідно прирівняти до нуля чисельник правої частини рівняння (25), після чого одержуємо вираз:

$$\Phi_\infty = [g \cdot (x^2 + y^2) + b''x - a''y] = 0, \quad (24)$$

тобто рівняння кривої нульового тангенційного прискорення, яка на рис. 5 позначена літерою Φ_∞ . Всі точки розміщені на цьому колі переміщуються так, що їхнє тангенційне прискорення рівне нулю. Радіус цієї кривої визначається згідно наступної формули

$$r_\infty = \frac{1}{2g} \sqrt{a''^2 + b''^2},$$

а її центр C_∞ лежить в точці (x, y) з координатами $(-b''/2g; a''/2g)$.

г) Третій порядок. Для кута λ_{13} рівняння (19 а) отримує вигляд (25) і зв'язане із швидкістю і похідною від прискорення. Після певного математичного перетворення це рівняння одержить форму (26)

$$\Psi_0 = 3g \cdot (x^2 + y^2) - x \cdot (a''' + 3a''g) - y \cdot (b''' + 3b''g) = 0. \quad (28)$$

Одержане рівняння кола є рівнянням кривої нульової нормальної складової похідної прискорення, позначеної на рис. 6 літерою Ψ_0 . Всі точки цього кола переміщуються в даний час, тобто в даний миттєвий відрізок тривалості руху, з сталим нормальним прискоренням. Або говорячи по іншому: нормальне прискорення на дану мить руху є незмінним.

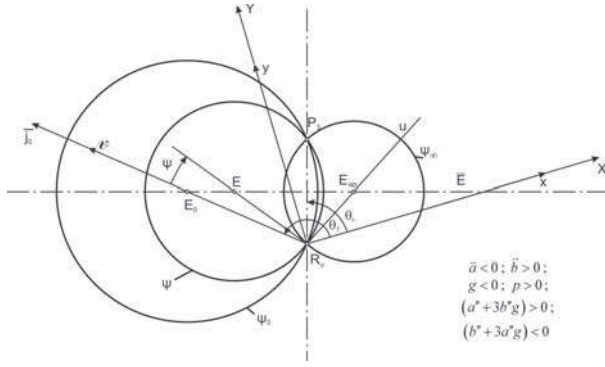


Рис.6. Схема руху третього порядку

Центр E_0 даної кривої Ψ_0 має наступні координати $\left(\frac{a''' + 3a''g}{6g}; \frac{b''' + 3b''g}{6g} \right)$, а її радіус – $r_0 = \frac{\sqrt{(a''' + 3a''g)^2 + (b''' + 3b''g)^2}}{6g}$.

е) Крива нульової тангенційної складової похідної від прискорення. Якщо $tg\psi = \infty$, то похідна від прискорення і швидкість є взаємно перпендикулярними, тобто дотична складова від прискорення рівна нулю. Щоб отримати геометричне місце таких точок, прирівнюємо до нуля знаменник правої частини рівняння (25):

$$\Psi_\infty = (1-p) \cdot (x^2 + y^2) - x \cdot (b''' + 3b''g) + y \cdot (a''' + 3a''g) = 0. \quad (29)$$

Наведене рівняння є рівнянням кривої нульової тангенційної складової похідної від прискорення, позначеної на рис. 6 символом Ψ_∞ . Всі точки даної кривої на даний час рухаються таким чином, що складова прискорення у напрямі швидкості є сталою.

Центр E_∞ кривої Ψ_∞ знаходиться у точці з координатами $\left(\frac{b''' + 3b''g}{2 \cdot (1-p)}; \frac{a''' + 3a''g}{2 \cdot (1-p)} \right)$, а радіус визначається згідно із залежністю $r_\infty = \frac{\sqrt{(b''' + 3b''g)^2 + (a''' + 3a''g)^2}}{2 \cdot (1-p)}$.

Пучок окружностей. При зміні λ_{mn} ми одержуємо пучок окружностей [4], які мають радіальні точки в P_m та P_n . За умови, що $\lambda_{mn} = 0$, чисельник перетворюється в нуль, ми отримуємо коло $C_{mn}^0 = 0$ (див. рис. 5); коли $\lambda_{mn} = \pi/2$, знаменник стає рівним нулю і ми отримуємо коло $C_{mn}^\infty = 0$. Сукупність всіх кривих, які належать пучку, залежних від λ_{mn} , визначається наступним рівнянням:

$$K_1 \cdot C_{mn}^\infty + K_2 \cdot C_{mn}^0 = 0, \quad (30)$$

де $K_1 = tg\lambda_{mn}$, $K_2 = -1$.

Центри цих окружностей повинні лежати на перпендикулярі до радіальної осі $P_m P_n$.

Для стану другого порядку система окружностей, коаксіальних з $\Phi_0 = 0$ та $\Phi_\infty = 0$, складається із множини кривих

$$\Phi = tg\varphi \cdot \Phi_\infty - \Phi_0 = 0.$$

Рівняння радіальної осі має вигляд:

$$R_0 = \Phi_0 - \Phi_\infty = -x \cdot (b'' + a''g) + y \cdot (a'' + b''g) = 0 \quad (31)$$

Центрами C решти окружностей Φ є кінцеві точки лінії $\bar{C}$, яка є перпендикулярною до радіальної осі. Таким чином, геометричним місцем центрів C є лінія $\bar{C}$, яка проходить через центри C_0 та C_∞ (див. рис. 5)

Для стану третього порядку сімейство кривих Ψ описується рівнянням

$$\Psi = \Psi \cdot tg\psi - \Psi_0 = 0.$$

Рівняння радіальної осі має вигляд:

$$R_\psi = \Psi_0 - \Psi_\infty = 0 \quad (32)$$

і центри E окружностей Ψ лежать на лінії $\bar{E}$, яка є перпендикулярною до радіальної осі R_ψ .

Особливі точки динаміки контактування.

Точка Болла. Точка перетину окружності перегину Φ_0 і кола Ψ_0 нульової нормальної складової похідної від прискорення є особливою точкою в компланарному переміщенні, так званою *точкою Болла*, яку прийнято позначати символом **B**. Ця точка характерна тим, що прискорення, а також похідна від прискорення є колінеарними з вектором швидкості. Точка Болла показана на рис. 7.

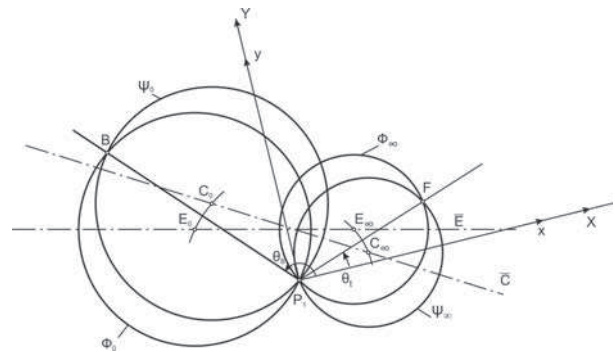


Рис.7. Точки Болла (B) та Джевота (F)

Записуємо основні рівняння окружностей Φ_0 та Ψ_0 , використовуючи вже наведені залежності (23) та (28):

$$x^2 + y^2 - a''x - b''y = 0, \quad (23 \text{ a})$$

$$3g \cdot (x^2 + y^2) - x \cdot (a''' - 3a''g) - y \cdot (b''' + 3b''g) = 0 \quad (28a)$$

Помноживши ліву частину рівняння (23 а) на $3g$ і віднявши із рівняння (28 а), одержуємо:

$$a'''x + b'''y = 0. \quad (33)$$

Якщо положення полюсного променя, який проходить через точку Болла **B**, визначати кутом θ_B , то отримуємо наступне:

$$tg\theta_B = \frac{y}{x} = -\frac{a'''}{b'''} \quad (34)$$

Координати точки Болла будуть

$$\left(\frac{b''' \cdot (a''b''' - b''a''')}{(a''')^2 - (b''')^2}; \frac{a''' \cdot (b''a''' - a''b''')}{(a''')^2 + (b''')^2} \right).$$

Слід зауважити, що точка Болла є чисто геометричною точкою – в її координатах відсутні члени, які залежать від часу. Крім того, з точністю до третього порядку вона є єдиною точкою, яка здійснює прямолінійне переміщення. Тому траєкторія точки в рухомій площині має хвилюподібний характер.

Точка Джевота. Другою особливою точкою вважається точка перетину кривої Φ_∞ нульового тангенційного прискорення та кола Ψ_∞ нульової тангенційної складової, похідної від прискорення. Цю точку називають точкою Джевота, яку на рис.7 позначено символом *F*. В цій точці тангенційного прискорення, а також тангенційна складова похідної від прискорення рівні нулю. Рівняння кривих Φ_∞ та Ψ_∞ , згідно вже попередньо наведених рівнянь (24) та (29), мають наступний вигляд:

$$g \cdot (x^2 + y^2) + b''x - a''y = 0, \quad (24 \text{ а})$$

$$(1 - p) \cdot (x^2 + y^2) - x \cdot (b''' + 3b''g) + y \cdot (a''' - 3a''g) = 0 \quad (29 \text{ а})$$

Віднявши одне рівняння від іншого, виключаємо члени другого порядку

$$x \cdot (tb'' + gb''') - y \cdot (ta'' + ga''') = 0, \quad (35)$$

де $t = 3g^2 - p + 1$.

Визначаючи положення полюсного променя, який проходить через точку Джевота, кутом θ_i , одержуємо:

$$tg\theta_i = \frac{y}{x} = \frac{tb'' + gb'''}{ta'' + ga'''} \quad (36)$$

Координати точки Джевота будуть

$$\left(\frac{a'' \cdot tg\theta_i - b''}{g \cdot (1 + tg^2\theta_i)}; tg\theta_i \cdot \frac{a'' \cdot tg\theta_i - b''}{g \cdot (1 + tg^2\theta_i)} \right).$$

Ця точка характерна тим, що вона єдина, яка переміщується в площині за круговою траєкторією з нульовим тангенційним прискоренням та

нульовою тангенційною складовою похідною від прискорення, тобто вона рухається колом із сталою за величиною швидкістю.

Висновки. У процесі взаємного переміщення і безпосереднього контакту поверхні струмомоз'ємних елементів пантографа з поверхнею струмонесучого провідника, точка контакту проходить у просторі певний шлях за доволі складною траєкторією. Встановлення цієї траєкторії є досить важливим, оскільки це пов'язано з тим, що для кожного миттєвого стану переміщення площин існують особливі криві і точки, які відповідають спеціальним властивостям швидкості та прискорення, встановлення яких дозволить чітко уявити собі процес взаємного тертя і, відповідно, прогнозувати рівень зношування як матеріалу контактуючих елементів, так і струмонесучого провідника.

У наведеному вище дослідженні встановлено, що найбільш важливими випадками порядку m та n , які розглядались, є комбінація $m = 1$, $n = 2$ та $n = 1$, $m = 3$. Перша система, яка розглядається за допомогою кругів Бресса, тобто для положення, в яких будь-які точки, що обертаються, за умови, коли їх дотичне прискорення в даний момент дорівнює нулю. Друга система дозволяє йти далі у дослідженні стану переміщення третього порядку, який залежить від часу.

Детально розглянуті п'ять точок системи: полюс швидкості P_1 , полюс прискорення P_2 , полюс похідної прискорення (прискорення другого порядку) P_3 , точка Болла **B**, точка Джевота *F*. Одержані величини характеризують стан руху і є важливими точками при вивченні стану переміщення третього порядку.

Наведені рівняння (3), що є рівняннями переміщення контактної точки при взаємному контактуванні двох поверхонь, представлені в системі координат з початком і (a, b) , що є справедливим для будь-якого іншого розташування початку координат. Підставивши вибрані координати у наведене рівняння (19 а) та провівши наступні математичні перетворення, можна отримати характеристики переміщення даної точки:

$$\begin{aligned} X &= x; & Y &= y; \\ \dot{X} &= -y \cdot \dot{c}; & \dot{Y} &= x \cdot \dot{c} \\ \ddot{X} &= (-x + a'') \cdot \dot{c}^2 - y \cdot \ddot{c}; \\ \ddot{Y} &= (-y + b'') \cdot \dot{c}^2 + x \cdot \ddot{c}; \\ \ddot{\ddot{X}} &= (y + a''') \cdot \dot{c}^2 + 3 \cdot (-x + a'') \cdot \dot{c} \cdot \ddot{c} - y \cdot \ddot{\ddot{c}}; \\ \ddot{\ddot{Y}} &= (-x + b''') \cdot \dot{c}^2 + 3 \cdot (-y + b'') \cdot \dot{c} \cdot \ddot{c} + x \cdot \ddot{\ddot{c}}. \end{aligned}$$

Одержані рівняння (система рівнянь) встановлює особливості характеристики руху до третього порядку для прийнятої точки в даній системі координат.

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Бернштейн, С. А. Очерки по истории строительной механики [Текст] / С. А. Бернштейн. – М.: Госстройиздат, 1957. – 236 с.
2. Александров, В. М. Введение в механику контактных соединений [Текст] / В. М. Александров, М. И. Чебаков. – Р.-на-Д.: Изд-во ООО «ЦВВР», 2007. – 114 с.
3. Филин, А. П. Прикладная механика твердого деформируемого тела [Текст] / А. П. Филин. – М., 1975. – 386 с.
4. Бронштейн, И. Н. Справочник по математике для инженеров и учащихся ВТУЗов [Текст] / И. Н. Бронштейн, К. А. Семендяев – М.: Наука, 1980. – 974 с.
5. Беляев, И. А. Токосъём и токоприёмники электроподвижного состава [Текст] / И. А. Беляев, В. П. Михеев, В. А. Шиян. – М.: Транспорт, 1976. – 184 с.

Надійшла до редколегії 14.07.2009

И. Г. БАРБАС, к.т.н., профессор, ДИИТ (Украина);
С. А. КОСТРИЦА, к.т.н., доцент, ДИИТ (Украина);
В. Н. ДАЦЕНКО, ст.н.с., ДИИТ (Украина);
А. В. СУЛТАН, к.т.н., доцент, ДИИТ (Украина);
Е. М. ДЗИЧКОВСКИЙ, н.с., ДИИТ (Украина);
А. Е. КРИВЧИКОВ, н.с., ДИИТ (Украина)

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ И ПРОЧНОСТИ ВАГОНОВ-САМОСВАЛОВ (ОБЗОРНАЯ СТАТЬЯ)

У статті наведений огляд багаторічних досліджень міцності вагонів-самоскидів.

В настоящей статье приведен обзор многолетних исследований прочности вагонов-самосвалов.

A review of long-term research of dump cars strength is given in the article.

Лаборатория динамики и прочности подвижного состава более 50 лет проводит экспериментальные и теоретические исследования прочности новых и модернизированных вагонов-самосвалов (думпкаргов) отечественного и зарубежного производства.

Вагоны-самосвалы большой грузоподъемности (105...180 т) обычно используются на горно-обогатительных комбинатах. Анализ повреждения таких вагонов показывает, что основная часть повреждений происходит в процессе погрузки, в том случае, когда кузов вагона подвергается ударам глыб большой массы (3 т и более). Этот режим является наиболее тяжелым в работе думпкара. Опыт эксплуатации этих вагонов и специальные эксперименты показывают, что наиболее повреждаемым (т.е. наиболее нагруженным) узлом конструкции является верхняя рама. Снижение уровня напряжений за счет усиления конструкции не является рациональным, так как ведет к увеличению массы тары вагона и его жесткости. При увеличении жесткости конструкции возрастают динамические силы в зоне удара. Снижение уровня напряжений, возникающих при ударном нагружении возможно при подсыпке на пол вагона защитного слоя (песка, измельченной руды и т.п.), а также за счет амортизации пола вагона. Однако, как показывает практика эксплуатации вагонов-самосвалов, это условие не всегда выполняется, и достаточно часто удар глыбой значительного веса происходит по незащищенному полу вагона. Поэтому на предпроектной стадии работ по созданию новой конструкции думпкаргов и модернизации существующей необходимо проводить исследование напряженного состояния при ударном нагру-

жении. Причем за основной режим исследования следует принять удар глыбой большого веса непосредственно по незащищенному полу вагона.

Для обоснования выбора теории удара, которую следует использовать при аналитическом исследовании напряженного состояния конструкции думпкаргов, были проведены специальные эксперименты [1]. На незащищенный пол вагона сбрасывался стальной шар весом 2,8 кН по центру вагона. Величины наибольших напряжений в центральной поперечной балке верхней рамы приведены на рис. 1. Величины этих напряжений показаны круглыми маркерами. Из приведенного рис. 1 видно, что наибольшие напряжения в продольной балке верхней рамы возникают вблизи места падения шара, и величина этих напряжений резко уменьшается по удалению от места удара. На рис. 1 вдоль оси x отложены величины x/l , где l – длина вагона. По оси ординат отложены напряжения в центральной продольной балке. В этом случае из уравнения поперечного упругого удара С. П. Тимошенко [2] определяется ударная сила. Затем при помощи метода конечных элементов по найденной ударной силе как функции времени определяются напряжения в элементах конструкции думпкара.

Результаты определения напряжений в центральной продольной балке приведены на рис. 1 (их значения показаны сплошными линиями).

Из осциллограмм, полученных в опытах по ударному нагружению вагона-самосвала падающим грузом, видно, что в этом случае вагон совершает три-четыре затухающих колебания в вертикальной плоскости. Следовательно, ана-

литическое исследование ударного нагружения вагона-самосвала следует проводить по объединенной теории поперечного удара С. П. Тимошенко, в которой учитываются как местные деформации в зоне контакта, так и общие колебания вагона-самосвала. Это уравнение имеет вид [1, 2]:

$$v_0 t + g \frac{t^2}{2} - \frac{1}{M} \int_0^t \int_0^t F(\tau) d\tau = \alpha(F) + q(t), \quad (1)$$

где v_0 – скорость падающего тела в момент соприкосновения с телом вагона; $q(t)$ – перемещение ударяемой конструкции в месте удара, при колебаниях, вызванных ударной силой; $\alpha(F)$ – местное смятие в месте удара.

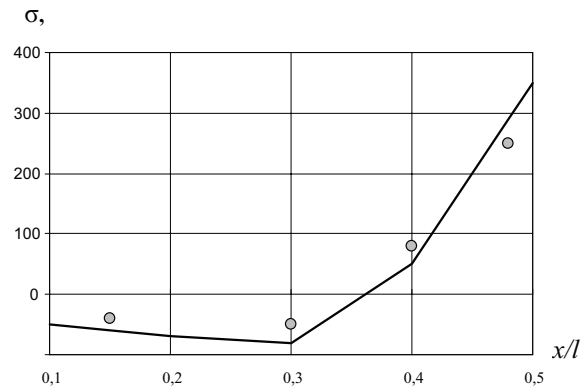


Рис. 1. Напряжения в верхней раме думпкара

Величина $\alpha(F)$ определяется по теории Герца и зависит от формы и материала соударяемых тел. При падении глыбы в форме шара непосредственно на пол вагона можно воспользоваться формулой, полученной А. Н. Динником для случая удара шара по упругому полупространству [3]:

$$\alpha(F) = k[F(t)]^{\frac{2}{3}}. \quad (2)$$

За упругое полупространство примем пол вагона, верхнюю и нижнюю рамы. Тогда коэффициент "k" определим следующим образом:

$$k = \left(\frac{9}{256R} \right)^{\frac{1}{3}} \left[\frac{4(1-\mu_1^2)}{E_1} + \frac{4(1-\mu_2^2)}{E_2} \right]. \quad (3)$$

В нашем случае ударяемая конструкция изготавливается из различных материалов. Настил пола состоит, например, из стальных листов с амортизационной прослойкой между ними (чаще всего деревянные брусья). Пол вагона опирается на верхнюю раму, состоящую из стальных поперечных и продольных балок. Верхняя рама вместе с продольными и поперечными балками, продольными и лобовыми

стенками опирается на нижнюю с помощью опор, расположенных на кронштейнах. Величину E_2 (эквивалентный модуль упругости) будем определять по скорости распространения упругой волны a_{cp} в направлении удара. В этом случае:

$$E_2 = a_{cp}^2 \rho_{cp},$$

где ρ_{cp} – средняя плотность материала в направлении удара:

$$a_{cp} = \frac{\sum_{i=1}^n n_i}{\sum_{i=1}^n t_i}; \quad (4)$$

$$\rho_{cp} = \frac{\sum_{i=1}^n \rho_i n_i}{\sum_{i=1}^n n_i}. \quad (5)$$

В формулах (4) и (5): n – количество элементов конструкции в направлении удара; ρ_i – плотность i -го элемента в направлении удара; t_i – время прохождения упругой волны по i -му элементу.

Величины t_i и a_i определяются по формулам (4) и (5):

$$t_i = \frac{n_i}{a_i}, \quad a_i = \sqrt{\frac{E_i}{\rho_i}},$$

где E_i – модуль Юнга i -го элемента конструкции думпкара.

При определении прогиба конструкции в точке удара $q_i(t)$ использовалась расчетная схема думпкара в виде пространственной стержневой системы с массами, сосредоточенными в узлах.

Результаты определения напряжений с использованием уравнения (1) приведены на рис. 1, где сплошными линиями нанесены наибольшие напряжения в различных сечениях центральной продольной балки верхней рамы. Как видно из рис. 1, результаты аналитического решения удовлетворительно согласуются с результатами экспериментов.

При ударе глыбой по полу вагона, покрытому защитным слоем из песка, измельченной руды, гравия и т.п., используется также уравнение (1), расчетная схема остается такой же, как и при ударе глыбой по незащищенному полу вагона. В этом случае масса защитного слоя добавляется к массе конструкции вагона. Особенность расчета сказывается в необходимости

определения зависимости α от силы F в уравнении (1). Такая зависимость устанавливается экспериментально для различных форм падающего тела, размеров кусков груза (грануляционного состава), скорости деформирования, толщины и физических свойств защитного слоя.

Численная реализация теории поперечного удара С. П. Тимошенко позволяет учесть местные (как упругие, так и неупругие) деформации в каждой конкретной задаче. Например, можно учесть влияние защитного слоя, местные упругие и неупругие деформации, разрушение падающего тела в месте контакта и т.д. Зависимости контактного смятия $\alpha(F)$ устанавливаются аналитически и экспериментально [4].

Если принять во внимание местные неупругие деформации, то (как показывают теоретические и экспериментальные исследования [1, 4]) увеличивается время удара, снижается величина $F_{\max}$, и, следовательно, уменьшаются напряжения в элементах конструкции вагона-самосвала.

Рассмотрим решение динамической задачи об ударном нагружении вагона-самосвала сосредоточенным грузом большой массы (30 кН и более). Практика эксплуатации думпкоров показывает, что, как правило, в таком случае в месте падения сосредоточенного груза имеют место неупругие (пластические) деформации. Для аналитического решения поставленной задачи использовалась теория удара Сирса-Тимошенко с учетом пластических деформаций и метода конечных элементов (МКЭ) в динамической постановке.

Ниже рассмотрена методика оценки нагруженности вагонов-самосвалов при поперечном ударе глыбой с учетом нелинейных свойств настила пола и упругопластических местных деформаций. Приведен пример динамического расчета вагона-самосвала модели 33-677 на удар падающей глыбой. В качестве «бойка» использовался чугунный полушар, падающий сферической поверхностью непосредственно на пол вагона. Для полушара во внимание принимались только местные упругие деформации, для вагона – упругие и пластические, определяемые формулами (2) и (3).

Пластическая составляющая сближения соударяющихся тел β связана с ударной силой $F_{y\partial}$ кусочно-линейной зависимостью:

$$\beta = \begin{cases} 0, & \text{если } F_{y\partial} \leq F_p \text{ и } F_{y\partial} - \text{возрастает;} \\ X(F_{y\partial} - F_p), & \text{если } F_{y\partial} > F_p \text{ и } F_{y\partial} - \text{возрастает;} \\ \beta_{\max}, & \text{если } F_{y\partial} < F_{\max} \text{ и } F_{y\partial} - \text{убывает;} \end{cases} \quad (6)$$

где F_p – значение ударной силы, после превышения которого возникают пластические деформации пола в зоне контакта; X – постоянный коэффициент, который выбирается на основании данных натурных испытаний думпкара при сбрасывании груза-бойка со сферической нижней поверхностью на незащищенный пол кузова, и который пригоден для думпкоров подобных конструкций; $\beta_{\max}$ и $F_{\max}$ – наибольшие значения β и $F_{y\partial}$ соответственно.

Графики зависимостей $F_{y\partial}$ от α и β представлены на рис. 2, где вправо от оси ординат отложена величина α , а влево β .

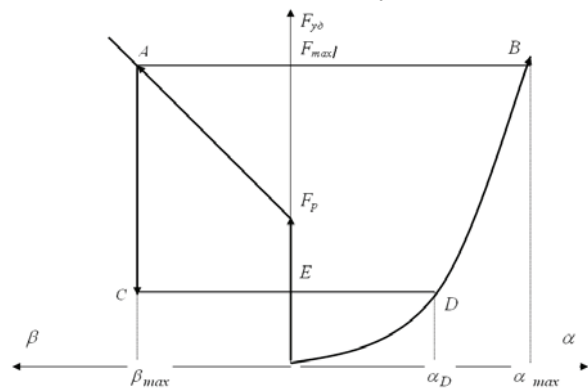


Рис. 2. Зависимость упругих и пластических деформаций от ударной силы

Полная величина местных деформаций в зоне удара при любых значениях $F_{y\partial}$ определяется суммированием соответствующих абсцисс α и β . Если, достигнув некоторого максимального значения $F_{y\partial} = F_{\max}$, ударная сила начнет уменьшаться, то в процессе разгрузки величина сближения β , обусловленного пластической деформацией, остается неизменной. Так, например, если ударная сила, достигнув значения $F_{\max}$, уменьшается затем до значения, соответствующего точке E на рис. 2, то суммарная величина сближения соударяемых тел изменится от $AB = \alpha_{\max} + \beta_{\max}$ до $CD = \alpha_D + \beta_{\max}$.

При повторных соударениях ударная сила обычно не превышает величину $F_{\max}$, достигнувшую при предыдущих соударениях, тогда вследствие упрочнения материала вообще не будут возникать дополнительные пластические деформации в зоне контакта. Если же ударная сила превысит $F_{\max}$, то зависимость $\beta = \beta(F_{y\partial})$ будет отличаться от (6) и примет вид:

$$\beta = \begin{cases} \beta_{\max}, & \text{если } F_{y\partial} \leq F_{\max} \text{ и } F_{y\partial} - \text{возрастает;} \\ X(F_{y\partial} - F_p), & \text{если } F_{y\partial} > F_{\max} \text{ и } F_{y\partial} - \text{возрастает;} \\ \beta_{\max}^*, & \text{если } F_{y\partial} < F_{\max}^* \text{ и } F_{y\partial} - \text{убывает.} \end{cases} \quad (7)$$

Здесь $\beta_{\max}^*$ и $F_{\max}^*$ – новые максимальные значения величин β и $F_{y\partial}$.

Структурная схема вагона-самосвала, рассчитываемого на удар падающим упругим телом, изображена на рис. 3.

Элементы конструкции думпкара, кроме амортизирующей прослойки, представляют собой линейно-упругие тела, поведение которых при ударе можно описать с помощью системы линейных дифференциальных уравнений, используя процедуру МКЭ. Амортизирующую прослойку, передающую нагрузку от броневых листов на верхнюю раму и имеющую нелинейную жесткостную характеристику на растяжение-сжатие, моделировать деформируемым телом в рамках процедуры МКЭ достаточно сложно, так как в ходе решения динамической задачи будет изменяться матрица жесткости всей конструкции.

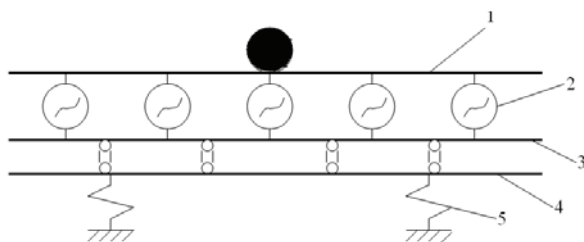


Рис. 3. Структурная схема вагона-самосвала:
1 – слой металла, лежащий выше амортизирующей прослойки; 2 – амортизирующая прослойка; 3 – верхняя рама с бортами и лобовой стенкой; 4 – нижняя рама с обрессоренной частью тележки; 5 – комплект рессорного подвешивания тележки

Работа амортизирующей прослойки и свободное опирание (односторонние связи) верхней рамы на нижнюю в предлагаемой методике моделируются посредством нелинейных связей. Нелинейная связь – пара равных по величине сил, действующих на связываемые ею элементы вдоль прямой с противоположенными знаками. Величина этих сил F , которые будем далее называть силами взаимодействия, определяется при решении динамической задачи из уравнений связи вида:

$$F = k \cdot f(\Delta), \quad (8)$$

где $f(\Delta)$ – нелинейная или кусочно-линейная функция, качественно характеризующая упругие свойства амортизирующей прослойки; Δ – деформация амортизирующей прослойки; k – коэффициент, зависящий от конструкции верхней рамы и ее разбивки на конечные элементы.

Нетрудно заметить, что к нелинейным связям относится и связь между металлическим шаром и броневым листом, возникающая с момента их контакта и задаваемая ударной силой F_{y0} , которую будем определять в процессе ре-

шения задачи об ударе при использовании соотношения (2) – (8).

Подытожив выше сказанное, будем полагать, что расчетная схема вагона-самосвала, рассчитываемого на удар падающим сосредоточенным грузом, может быть представлена в виде системы линейно-упругих тел (как это изображено на рис. 4), связанных между собой силами взаимодействия.

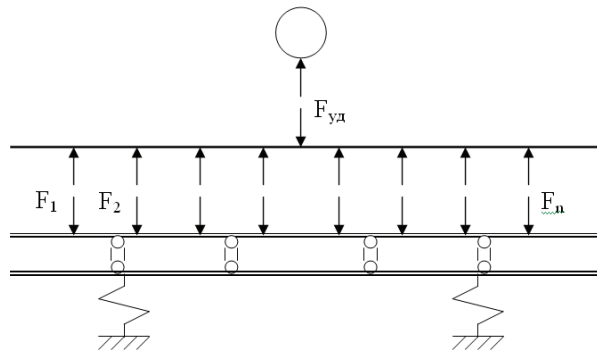


Рис. 4. Расчетная схема вагона-самосвала

Движение исследуемой конструкции и падающего тела при ударе описывается системой дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} [M_1] \cdot \ddot{X} + [K_1] \cdot X = B \cdot F_{y0} - \sum_{i=1}^n D_{1i} \cdot F_i, \\ [M_2] \cdot \ddot{Y} + [K_2] \cdot Y = \sum_{i=1}^n D_{2i} \cdot F_i, \\ M \cdot \ddot{Z} = -F_{y0} + Mg; \end{cases} \quad (9)$$

с начальными условиями:

$$\begin{cases} X_{t=0} = 0, & Y_{t=0} = 0, & Z_{t=0} = 0, \\ \dot{X}_{t=0} = 0, & \dot{Y}_{t=0} = 0, & \dot{Z}_{t=0} = v_0, \end{cases} \quad (10)$$

Здесь $[M_1]$, $[K_1]$ – матрицы масс и жесткости ансамбля конечных элементов, представляющие броневую лист; $[M_2]$, $[K_2]$ – аналогичные матрицы верхней и нижней рам, учитывающие массу обрессоренной части тележки и жесткость пружин рессорного комплекта;

X , $\ddot{X}$, Y , $\ddot{Y}$ – векторы перемещений и ускорений соответственно броневых листов и рам вагона; M , V , $\ddot{Z}$ – масса, скорость и ускорение центра тяжести ударяющего тела; F_{y0} – ударная сила, прикладываемая в точках контакта к броневому листу и ударяющему телу; F_i – i -я сила взаимодействия между броневым листом и верхней рамой, моделирующая работу амортизирующей прослойки; B – вектор, задающий место приложения силы F_{y0} ; D_{1i} , D_{2i} – векторы, определяющие места приложения силы F_i к

броневому листу и верхней раме вагона-самосвала соответственно.

В общем случае зависимость ударной силы $F_{y\partial}$ и сил взаимодействия F_i от времени неизвестны, следовательно, правые части системы дифференциальных уравнений (9) не определены. Для нахождения значений этих сил в конкретный момент времени t будем использовать уравнения связи, полученные на основании соотношений (2), (6) – (8).

Уравнение связи для определения ударной силы составляется согласно теории удара Герца с учетом местных пластических деформаций и имеет следующий вид:

$$z - x_m = \bar{k} \cdot F_{y\partial}^{2/3} + \beta \quad (11)$$

где z – перемещение центра тяжести падающего тела; x_m – перемещение броневых листа в точке контакта с ударяющим телом.

Силы взаимодействия отыскиваются из уравнений связи (6) и (7), составленных на основании упругих свойств амортизирующей прослойки, конструкции верхней рамы думпкара и ее разбивки на конечные элементы:

$$F_i = k_i \cdot f(x_i, y_i, \beta), \quad i = \overline{1, n}. \quad (12)$$

Здесь x_i и y_i – перемещения точек броневых листа и верхней рамы, относительное перемещение которых определяет степень сжатия амортизирующей прослойки в зоне приложения i -ой силы взаимодействия.

Следовательно, решение задачи об ударе вагона-самосвала падающим грузом с учетом нелинейных свойств амортизирующей прослойки пола и местных упругопластических деформаций, сводится к решению группы матричных дифференциальных уравнений (9) с начальными условиями (10) совместно с уравнениями связи (11) и (12).

С целью проверки методики динамического расчета на прочность вагонов-самосвалов при ударе падающим грузом во время приемочных испытаний вагона-самосвала модели 33-9035 была проведена серия опытов по сбросу груза-бойка на незащищенный пол вагона.

На рис. 5 приведены магнитограмма ударной силы, записанная при сбросе груза-бойка в шкворневое сечение с высоты 25 см на незащищенный пол кузова, и расчетная зависимость ударной силы, полученная при решении аналогичной динамической задачи с учетом местных пластических деформаций.

На графиках ударной силы (экспериментальной и расчетной) в начальной фазе активного

ударного процесса хорошо видны высокочастотные колебания. После того как ударная волна достигает верхней рамы, колебания затухают и ударная сила растет плавно. В пассивной фазе расчетная ударная сила убывает, колеблясь с такой же частотой, как и вначале удара, но с гораздо меньшей амплитудой. Последнее можно объяснить дискретностью конечно-элементной расчетной схемы вагона-самосвала.

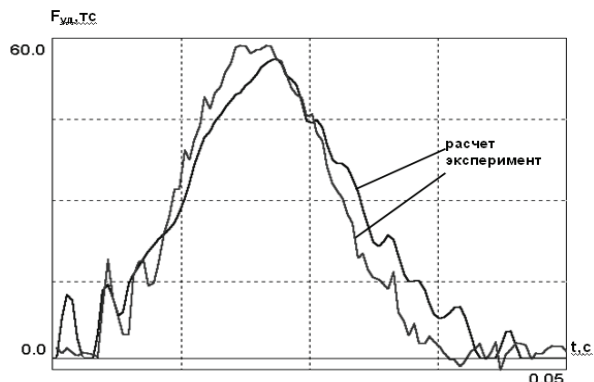


Рис. 5. Магнитограмма и расчетная зависимость ударной силы от времени при шкворневом ударе грузом-бойком (стальным шаром) массой 30 кН с высоты 25 см по незащищенному полу кузова думпкара

Таблица 1

Результаты расчета и экспериментальные данные ударного нагружения падающим грузом думпкара модели 33-9035

Энерг. Удара, кДж	Тип данных	Центральный удар						
		$F_{уд},$ кН	$\sigma_{поп},$ МПа	$\sigma_{пр},$ МПа	$\sigma_{бок},$ МПа	$\sigma_{хр},$ МПа	$\sigma_{кр},$ МПа	$W_{пл},$ мм
3,68	Р	348	245	135	76	42	-40	6
	Э	360	245	105	75	35	-35	7
7,35	Р	555	404	219	136	61	-62	15,4
	Э	520	380	165	105	50	-65	17
11,03	Р	728	567	301	195	71	-86	26
	Э	640	текуч.	290	155	60	-85	26
Шкворневой удар								
3,68	Р	396	180	70	66		-20	7
	Э	400	145	60	50		-20	9
7,35	Р	636	292	112	106		-32	18,2
	Э	580	235	105	90		-35	20
11,03	Р	728	392	153	143		-44	31
	Э	680	375	140	135		-55	31

В табл. 1 приведены максимальные расчетные и экспериментальные значения ударной силы, напряжений в опасных сечениях несущих элементов конструкции думпкара и пластических изгибных деформаций (глубина вмятин) в зоне удара для шкворневого и центрального ударов при падении груза-бойка с высоты 12.5, 25 и 37.5 см.

Как видно из результатов, приведенных в табл. 1, результаты динамического прочностного

расчета удовлетворительно совпадают с данными натурных испытаний.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Расчет грузовых вагонов на прочность при ударах [Текст] : учебн. пособие для ВУЗов ж. д. трансп. / Е. П. Блохин и др. – М.: Транспорт, 1989. – 230 с.
2. Тимошенко, С. П. Прочность и колебания упругих элементов конструкций [Текст] / С. П. Тимошенко. – Главн. ред. физ.-мат. лит-ры изд-ва «Наука», 1975. – 704 с.
3. Динник, А. Н. Удар и сжатие упругих тел [Текст] / А. Н. Динник // Избранные труды. – т. 1. – К.: УН УССР, 1952. – С. 15-113.
4. Барбас, И. Г. Экспериментальное исследование напряженного состояния верхней рамы думпкара при ударе падающим грузом [Текст] / И. Г. Барбас и др. // Тр ВНИИ вагоностроения. – 1974. – Вып. 24. – С. 96-102.
5. Кострица, С. А. Применение метода конечных элементов к исследованию прочности кузовов вагонов-самосвалов при ударах / С. А. Кострица [Текст] // Нагруженность и прочность подвижного состава. – Д.: ДИИТ, 1998. – 145 с.
6. Султан, А. В. Экспериментально-теоретическое исследование нагруженности вагона-самосвала модели 33-9035 [Текст] / А. В. Султан. – Д.: Арт-Пресс, 2000. – С. 126-129.

Поступила в редколлегию 21.08.2009

Е. П. БЛОХИН, д.т.н., профессор, ДИИТ (Украина);
 Р. Б. ГРАНОВСКИЙ, к.т.н., ст.н.с., ДИИТ (Украина);
 Н. И. ГРАНОВСКАЯ, к.т.н., ДИИТ (Украина);
 Н. Я. ГАРКАВИ, ст.н.с., ДИИТ (Украина);
 Е. Ф. ФЕДОРОВ, зав. лаб. ОНИЛ ДППС, ДИИТ (Украина)

ПРИЕМОЧНЫЕ ХОДОВЫЕ ДИНАМИЧЕСКИЕ ИСПЫТАНИЯ ЭЛЕКТРОВОЗА 2ЕЛ5

Наведено результати ходових динамічних випробувань магістрального електровоза змінного струму 2ЕЛ5-008 виробництва ВАТ «ХК «Лугансктепловоз».

Приведены результаты ходовых динамических испытаний магистрального грузового электровоза переменного тока 2ЕЛ5-008 производства ОАО «ХК «Лугансктепловоз».

The results of running dynamic tests of the main cargo electric locomotive of alternating current 2ЕЛ5-008 produced by company «Luganskteplovoy» are presented.

В ноябре 2008г. на участке Одесса – Котовск – Вапнярка Одесской ж.д. были проведены приемочные ходовые динамические испытания магистрального грузового электровоза переменного тока 2ЕЛ5-008 производства ОАО «ХК «Лугансктепловоз».

Основной целью разработки нового электровоза являлось создание в Украине грузовых электровозов нового поколения с улучшенными эксплуатационными качествами для замены

грузовых электровозов ВЛ80 всех модификаций, которые выработали свой ресурс.

В табл. 1 приведены сравнительные характеристики электровозов 2ЕЛ5 и ВЛ80С.

Для проведения приемочных ходовых динамических испытаний был сформирован опытный сцеп, состоящий из электровоза 2ЕЛ5, вагона – лаборатории и электровоза ВЛ80С.

В табл. 2 приведены максимальные вероятные величины основных динамических показателей электровозов.

Таблица 1

Технические характеристики электровозов 2ЕЛ5-008 и ВЛ80С

№ п/п	Название параметра	2ЕЛ5	ВЛ80С
1	Габарит по ГОСТ 9238-83	1Т	1Т
2	Масса электровоза с 0,67 запаса песка, т	192	192
3	Конструкционная скорость, км/год.	120	110
4	Вид электрического торможения	рекуперативное	реостатное
5	Колесная формула	2(2 _о -2 _о)	2(2 _о -2 _о)
6	Мощность на валах тяговых двигателей, кВт: – часовой режим; – длительный режим;	6560 6120	6520 6160
7	Сила тяги, кН (тс): – часовой режим; – длительный режим;	464 (47,3) 423 (43,1)	442 (45,1) 400 (40,9)
8	Скорость, км/час, не меньше: – в часовом режиме; – в длительном режиме;	49,9 51,0	51,6 53,6
9	Тормозное усилие, кН (тс), при скорости, км/час, не меньше: – 80 – 90	300 (30,6) 250 (25,5)	215 (22) 196 (20)
10	Подвешивание тяговых двигателей	опорно-осевое	
11	Диаметр колеса по кругу катания при новых бандажах, мм	1250	
12	Колесные пары (профиль бандажа)	ГОСТ 11018-2000 (чертеж 3)	«МИНТЕК»

Окончание табл. 1.

№ п/п	Название параметра	2ЕЛ5	ВЛ80С
13	Длина номинальная по осям автосцепок, мм	35004	32840
14	Передача усилия от тележки на раму кузова	наклонная тяга	шкворень
15	Статический прогиб, мм: – первой ступени рессорного подвешивания; – второй ступени рессорного подвешивания;	60 77	85,5 77

Таблица 2

Динамические показатели электровозов 2ЕЛ5 и ВЛ80С

Динамический показатель	Величина критерия	Тип электровоза	Вид пути	скорость, км/час						
				40	50	65	80	95	110	120
Коэффициент запаса устойчивости против схода колеса с рельса, не менее	1,4	2ЕЛ5	прямая		4,35	3,67	4,12	3,81	4,00	3,86
			R _б		3,70	3,98	3,72	3,74	3,79	3,84
			R _с		3,56	3,92	3,81	3,63	4,23	
			R _м	4,42	3,79					
			стрелки	3,67	3,49	3,27	3,27	3,42	3,92	
		ВЛ80С	прямая		3,69	3,48	3,52	3,39	3,54	
			R _б		4,04	3,90	3,85	3,74	3,54	
			R _с		3,76	3,51	3,43	3,45	3,24	
			R _м	3,64	3,56					
			стрелки	3,67	3,49	3,27	3,27	3,42	3,63	
Рамные силы, не более, в % от статической нагрузки на ось	40%	2ЕЛ5	прямая		11	12	12	17	16	17
			R _б		18	17	18	22	22	20
			R _с		14	16	22	22	17	
			R _м	13	25					
			стрелки	22	27	23	24	23	19	
		ВЛ80С	прямая		18	23	24	25	20	
			R _б		28	27	28	29	30	
			R _с		24	27	29	32	36	
			R _м	25	18					
			стрелки	28	33	35	39	32	34	
Коэффициент вертикальной динамики в I ступени рессорного подвешивания, не более	0,4	2ЕЛ5	прямая		0,14	0,18	0,19	0,21	0,20	0,17
			R _б		0,22	0,25	0,21	0,23	0,28	0,30
			R _с		0,23	0,20	0,24	0,23	0,28	
			R _м	0,20	0,25					
			стрелки	0,22	0,29	0,20	0,24	0,24	0,40	
		ВЛ80С	прямая		0,10	0,14	0,17	0,17	0,14	
			R _б		0,16	0,18	0,19	0,17	0,20	
			R _с		0,14	0,14	0,15	0,15	0,30	
			R _м	0,12	0,16					
			стрелки	0,12	0,21	0,18	0,20	0,20	0,24	
Коэффициент вертикальной динамики во II ступени рессорного подвешивания, не более	0,25	2ЕЛ5	прямая		0,09	0,11	0,12	0,12	0,12	0,11
			R _б		0,16	0,15	0,14	0,14	0,15	0,15
			R _с		0,10	0,14	0,15	0,14	0,16	
			R _м	0,20	0,14					
			стрелки	0,13	0,14	0,12	0,14	0,14	0,25	
		ВЛ80С	прямая		0,14	0,25	0,27	0,25	0,24	
			R _б		0,19	0,29	0,27	0,25	0,25	
			R _с		0,15	0,20	0,22	0,18	0,28	
			R _м	0,10	0,21					
			стрелки	0,16	0,29	0,26	0,29	0,25	0,39	
Показатели плавности хода, не более	3,75	2ЕЛ5	W _z		2,39	2,68	2,82	2,85	2,91	2,66
			W _y		2,37	2,52	2,55	2,71	2,75	2,68
		ВЛ80С	W _z		2,68	3,42	3,60	3,23	3,30	
			W _y		2,40	3,09	3,36	2,85	3,08	

**Частоты собственных колебаний
кузовов электровозов.**

Форма колеба- ний кузова на рессорном под- вешивании	Коэффициент относительного демпфирования		
	Допускаемый, [2]	Фактический	
		2ЕЛ5	ВЛ80С
подпрыгивание	0,2...0,3	0,26	0,18
галопирование	0,2...0,3	0,26	0,19
боковая качка	0,1...0,2	0,15	0,15

По своим динамическим качествам электро-
воз 2ЕЛ5-008 может эксплуатироваться с уста-
новленными на железных дорогах Украины
скоростями, а именно:

на прямых до 120 км/час;
в кривых большого радиуса до 120 км/час;
в кривых среднего радиуса до 100 км/час;
на стрелочных переводах
в прямом направлении до 100 км/час
на стрелочных переводах
при движении на боковой путь
и кривым малого радиуса с установлен-
ными скоростя-
ми.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. СТ ССФЖТ ЦТ 15-98 Тяговый подвижной со-
став. Типовая методика динамико-прочностных
испытаний локомотивов [Текст]. – М., 1998.
2. Нормы для расчета и оценки прочности несущих
элементов, динамических качеств и воз-
действия на путь экипажной части локомотивов
железных дорог МПС РФ колеи 1520 мм
[Текст]. – М.: ВНИИЖТ, 1998.

Поступила в редколлегию 22.07.2009

В табл. 2 R_6 – кривые больших радиусов ($R > 650$ м), R_c – кривые средних радиусов ($400 \text{ м} < R < 650$ м), R_b – кривые малых радиусов ($R < 400$ м). Показатели плавности хода в вертикальном W_z и горизонтальном поперечном W_y направлениях получены по ускорениям, замеренным на полу кабин машинистов соответствующих электровозов.

Как видно из табл. 2, все основные динамические показатели электровоза 2ЕЛ5 во всем диапазоне скоростей вплоть до конструкционной удовлетворяют нормативным требованиям [1, 2] и лучше, чем у электровоза-эталона ВЛ80С.

Для определения собственных частот колебаний кузовов электровозов на рессорном подвешивании и коэффициентов относительного демпфирования, а также первой частоты изгибных колебаний кузовов были проведены испытания по «сбросу с клиньев», в которых возбуждались основные формы колебаний кузовов электровозов – подпрыгивание, галопирование и боковая качка.

Результаты этих испытаний приведены в табл.3, из которой видно, что коэффициенты относительного демпфирования колебаний кузова электровоза 2ЕЛ5 удовлетворяют нормативным требованиям [2]. Для электровоза ВЛ80С коэффициенты относительного демпфирования колебаний подпрыгивания и галопирования меньше нормативных значений.

Первая частота изгибных колебаний кузова составляет 11,0...11,9 Гц для электровоза 2ЕЛ5 и 11,6 Гц для электровоза ВЛ80С при допуске значения не менее 8 Гц [1]

Е. П. БЛОХИН, д.т.н., профессор, ДИИТ (Украина);

К. И. ЖЕЛЕЗНОВ, ст.н.с., ДИИТ (Украина);

Л. В. УРСУЛЯК, к.т.н., доцент, ДИИТ (Украина)

ОТ МАТЕРИАЛЬНОЙ ТОЧКИ ДО НЕЛИНЕЙНОЙ ПРОСТРАНСТВЕННОЙ МНОГОМАССОВОЙ МОДЕЛИ ПОЕЗДА

Розвиток науки про динаміку поїзда за останні 200 років.

Развитие науки о динамике поезда за последние 200 лет.

Development of the science about dynamics of a train for last 200 years.

Создание паровой тяги и путей сообщения достаточно большой протяженности привело к необходимости производства тяговых расчетов с целью определения времени хода, тормозных путей, выработки требований к режимам ведения поезда. Первой расчетной схемой поезда при этом стала материальная точка, впитавшая в себя массу поезда и остальные присущие ему характеристики (тяговые, тормозные и прочие). С увеличением длины состава в качестве расчетной схемы стали использовать гибкую нерастяжимую нить (состав) с грузом (локомотив) на конце. Эта расчетная схема и сейчас с успехом используется в тяговых расчетах и расчетах, которые связаны с выбором оптимальных по затратам энергии траекторий движения, используемых в режимных картах и тренажерах машинистов магистральных локомотивов.

С увеличением масс и длин поездов, особенно грузовых, повышением мощностей локомотивов потребовалось определять возникающие при стационарных и переходных режимах движения поезда продольные силы в нем, необходимые при расчете конструкций локомотивов, вагонов, элементов их соединяющих, тормозных устройств. Для решения этих задач отцом русской авиации Николаем Егоровичем Жуковским в 1919 году были предложены две расчетные схемы поезда: одна в виде упругого стержня с грузом на конце и другая в виде одномерной цепочки твердых тел, соединенных упругими связями. В первом случае задача сводилась к решению при определенных начальных и граничных условиях дифференциального уравнения второго порядка в частных производных, а во втором – к решению системы линейных однородных дифференциальных уравнений второго порядка. Естественно, что рассеивания энергии при продоль-

ных колебаниях поезда при этом не учитывалось и найденные с помощью расчетов осциллограммы продольных сил в нем отличались от реализуемых в реальных условиях.

Всеволод Арутюнович Лазарян в своей докторской диссертации, которую он, работая в ДИИТе, защитил в 30 лет в Ленинградском институте путей сообщения, предложил учитывать при колебаниях рассеивание энергии и рассматривать поезд как упруго-вязкий стержень с грузом (локомотив) на конце, либо как одномерную систему твердых тел, соединенных упруго-вязкими связями. Эти расчетные схемы использовались в работах В. А. Лазаряна, Е. П. Блохина, И. Г. Барбаса, Т. А. Городецкой, А. И. Стукалова, А. А. Уланова, Ф. В. Флоринского. Поставленные В. А. Лазаряном в реальных условиях многочисленные специальные опыты с поездами, подтвердили правомочность применения, в ряде случаев, упомянутых расчетных схем и позволили найти необходимые для расчетов многие характеристики грузовых и пассажирских поездов (скорость бега волны возмущений при пуске в ход и торможениях, продольную жесткость состава, жесткость междвагонных соединений при нагрузке и разгрузке, среднестатистические значения зазоров в междвагонных соединениях).

Естественно, что при этом задавались переходные режимы движения, на которые зазоры в упряжи поезда не влияют (пуск в ход предварительно растянутых и торможение с головы предварительно сжатых поездов, движение растянутого поезда по перелому пути типа «горб» и сжатого по перелому типа «яма»). Во всех этих случаях практически совпадали не только графики распределения вдоль состава максимальных значений продольных усилий, полученные расчетом и по итогам экспериментов, но и осциллограммы продольных усилий в се-

чениях поездов при различных переходных режимах.

В качестве примера ниже показаны распределения максимальных продольных сил по длине поезда при пуске в ход однородного и неоднородного поездов (рис. 1) и движении со скоростью 70 км/ч по перелому продольного профиля пути с разностью уклонов 8,6‰ (рис. 2). В неоднородном опытном поезде головная часть состава была сформирована из порожних четырехосных вагонов, а хвостовая – из таких же, но полностью загруженных. Сплошные линии получены аналитическим расчетом, квадратики и треугольники соответствуют результатам опытных поездок. На приведенных графиках S/F_t – отношение продольного усилия в данном сечении к продольному усилию в автосцепке между локомотивом и первым вагоном.

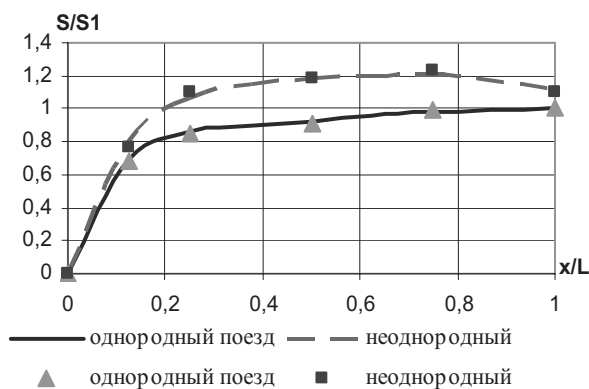


Рис. 1. Распределение максимальных продольных сил по длине поезда при пуске в ход

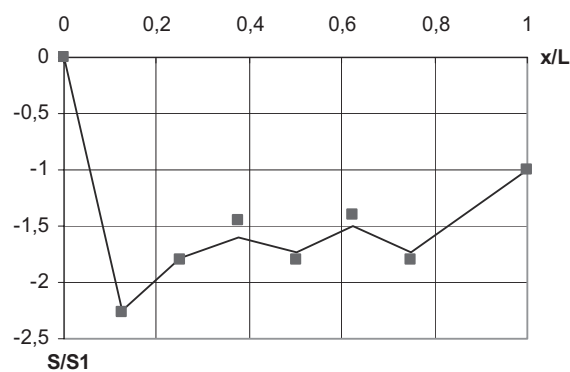


Рис. 2. Распределение максимальных продольных сил по длине поезда при движении со скоростью 70 км/ч по перелому продольного профиля пути с разностью уклонов 8,6 ‰

На рис.3 и 4 приведены осциллограммы сил в нескольких сечениях при трогании предварительно растянутого однородного и неоднородного (головная часть состава состоит из однородных порожних 4-хосных полувагонов, хвостовая – из полностью загруженных) поездов

соответственно. Точками на опытные осциллограммы нанесены результаты аналитического расчета.

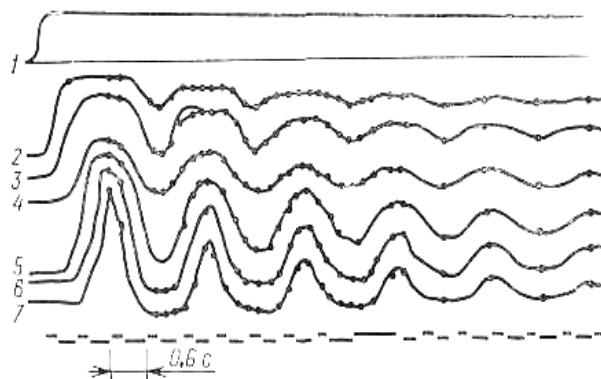


Рис. 3. Осциллограммы сил при трогании однородного предварительно растянутого поезда

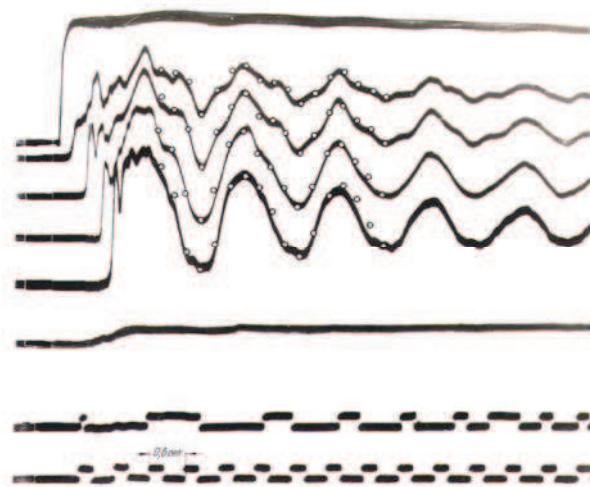


Рис. 4. Осциллограммы сил при трогании неоднородного предварительно растянутого поезда

Линейная постановка задач позволяла использовать при решении аналитические методы и созданную в лаборатории динамики и прочности подвижного состава электрическую модель на пассивных элементах (R , L , C).

Однако такая постановка задачи не позволяла теоретическим путем найти верхние границы продольных сил, которые в общем случае могут возникать в поезде при тех или иных переходных режимах его движения, вызывая аварийные ситуации.

Эксперименты и выполненные в последующем расчеты показали, что на уровень наибольших значений растягивающих и сжимающих сил влияет не столько форма силовой характеристики межвагонного соединения, сколько величина зазора в этом соединении, значение которого достигает в эксплуатации 100 мм. В общем случае зазоры в упряжи особенно грузовых поездов всегда себя проявляют.

Наибольшее влияние они оказывают на значения продольных сил при пуске предварительно сжатого (частично или полностью) с головы поезда, торможении с локомотива предварительно растянутого поезда, при движении по пути ломаного профиля. Следует заметить, что имеющие ударный характер растягивающие силы способны разорвать не только упряжь, но и конструкцию самого вагона (рис.5), а сжимающие силы, имеющие квазистатическую составляющую определенного уровня, выдавить из состава поезда не только порожний, но и нагруженный четырехосный вагон.



Рис. 5. Разрушение конструкции вагона под влиянием продольных сил в поезде

Наличие в упряжи зазоров и в общем случае нелинейности силовых характеристик поглощающих аппаратов автосцепки заставляет рассматривать поезд как цепочку твердых тел, соединенных связями с нелинейными характеристиками. Такая расчетная схема приводит к системе существенно нелинейных дифференциальных уравнений второго порядка, решение которой аналитическим путем получить нельзя. Исследования переходных режимов движения поездов в рассматриваемой постановке впервые были начаты в ДИИТе на кафедре строительной механике под руководством В. А. Лазаряна. Для этой цели была использована специальная электронная модель поезда, выполненная на базе трех аналоговых вычислительных машин типа МПТ-9. Известно, что одним из достоинств АВМ является получение решений в реальном масштабе времени, что

очень важно в случае применения систем автоматического управления. Эти модели были использованы во многих работах В. А. Лазаряна, Л. А. Манашкина, А. В. Рыжова, Е. П. Блохина, И. Г. Барбаса, А. И. Стукалова, В. А. Каблукова, В. А. Музыкина, Е. Ю. Трубицкой.

Появление цифровых вычислительных машин и использование современных вычислительных методов позволили существенно расширить круг важных для отрасли задач. При этом, получаемые в результате решения системы нелинейных дифференциальных уравнений осциллограммы продольных усилий можно сравнивать с полученными экспериментально лишь качественно, но распределение вдоль состава максимальных значений продольных сил, найденных расчетом и экспериментально, согласуются достаточно неплохо (рис. 6-8). Сплошной линией показаны результаты, полученные с помощью ЦВМ, крестиками нанесены результаты электронного моделирования, а кружочками – усредненные по четырем опытам данные.

Естественно, что такое согласование может быть получено лишь при условии использования в расчете достоверных механических характеристик поезда, профиля и плана пути, а также данных о распределении зазоров в упряжи к началу переходных процессов. С использованием ЦВМ были изучены переходные режимы движения грузовых и пассажирских поездов при пуске их вход, при торможении, при движении по пути ломаного профиля. При этом рассматривались поезда однородные и неоднородные, в том числе поезда, содержащие вагоны с подвижными грузами, оборудованные поглощающими аппаратами автосцепки и воздухораспределителя разных типов. С использованием ЦВМ решено наибольшее количество, связанных с продольной динамикой поезда задач, решенных в разное время В. А. Лазаряном, Е. П. Блохиным, Г. И. Богомазом, Л. В. Белик, Н. И. Грановской, К. И. Железновым, Л. А. Манашкиным, Л. Г. Маслеевой, А. В. Рыжовым, Е. Л. Стамблером, Л. В. Урсуляк. Результаты этих исследований были использованы при проектировании новых типов поглощающих аппаратов и воздухораспределителей, при разработке способов управления движением обычных и соединенных поездов и создании соответствующих режимных карт, при пересмотре Строительных норм и правил (СНиП II-39.76), при выборе параметров, созданной в ДИИТе автономной системе автоматического управления вспомогательным локомотивом,

находящимся в составе соединенного поезда, при разработке энергосберегающих способов ведения поездов и создании на базе компьютерных технологий тренажеров для обучения машинистов, при создании систем защиты котлов цистерн в случае аварийных ситуаций.

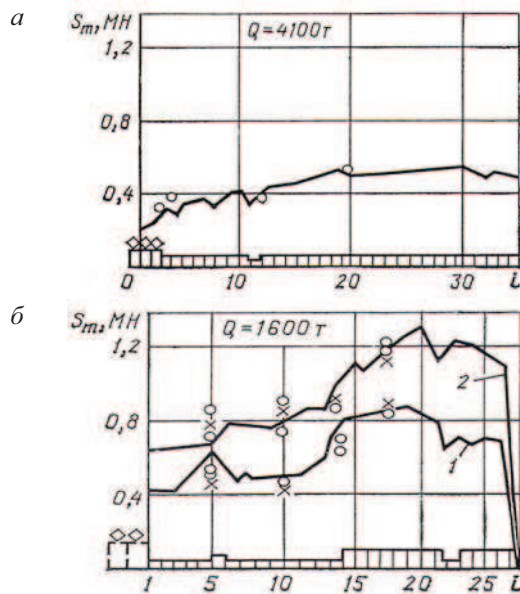


Рис. 6. Распределение максимальных сил при трогании сжатых однородного поезда массой 4100 т (а) и неоднородного поезда массой 1600 т (б) (i – номер вагона)

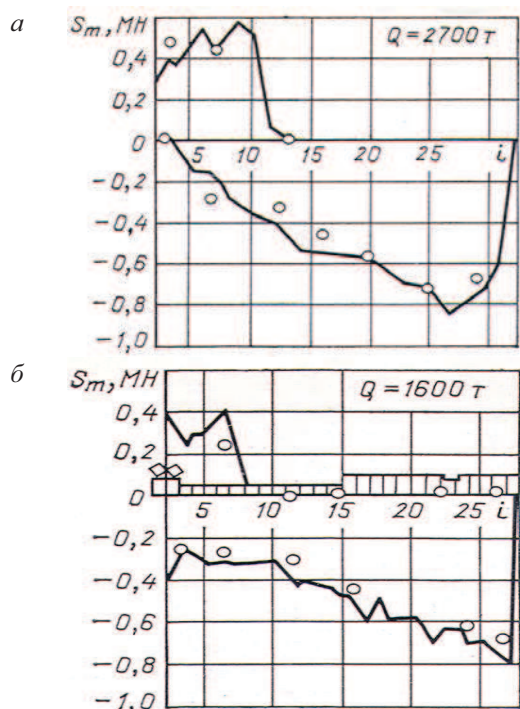


Рис. 7. Распределение максимальных сил вдоль однородного (а) и неоднородного (б) поездов при экстренном торможении со скорости 10 км/ч

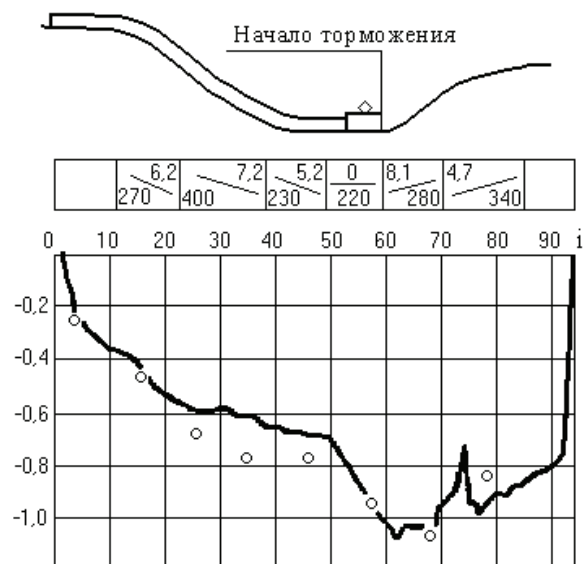


Рис. 8. Регулировочное торможение при движении поезда по пути ломаного профиля

Необходимость поиска причин крушений и аварий с поездами, являлась одной из причин, заставивших рассматривать пространственные колебания вагонов, находящихся в составе поезда. В этом случае бывает достаточно рассматривать колебания сошедшего с рельса вагона (или группы вагонов) под влиянием продольных сил, передающихся со стороны остальной части поезда. С использованием именно такого подхода были исследованы путем математического моделирования причины ряда крушений поездов на железных дорогах России и Украины.

Задача о продольных колебаниях поезда решается следующим образом. В качестве расчетной схемы используется одномерная цепочка тел (экипажей), соединенных между собой существенно нелинейными деформируемыми элементами, учитывающими наличие зазоров в упряжи. Движение экипажа описывается следующей системой уравнений:

$$\begin{cases} \dot{V}_j = \frac{S_j + F_{bj} + W_{oj} + W_{pj} + F_t}{m_j} \\ \dot{x}_j = V_j \end{cases}, \quad (1)$$

где S_j – продольная сила, действующая в j -ой связи, F_{bj} – тормозная сила, действующая на j -й экипаж, W_{oj} – сила основного сопротивления поступательному движению поезда для j -го экипажа, W_{pj} – сила сопротивления от профиля пути для j -го экипажа, F_t – сила тяги

или сила, вызванная электрическим торможением, $x_j, V_j, \dot{V}_j$ – соответственно пройденный путь, скорость и ускорение j -го экипажа.

Указанная система дифференциальных уравнений решается с использованием численных методов интегрирования, которые выбраны с учетом особенностей дифференциальных уравнений и получаемых решений [1, 2]. В предлагаемом вычислительном комплексе в зависимости от решаемых задач возможно использование как метода Адамса-Башфорта-Мультона так и метода Хемминга.

Указанные методы относятся к группе сильно устойчивых [3]. Применение именно таких методов вызвано спецификой тех задач, решение которых требуется рассматривать на довольно длинных отрезках интегрирования.

При исследовании динамической нагруженности поездов предусмотрена возможность моделирования движения соединенных поездов с расположением локомотивов вдоль состава. Полагается, что все локомотивы должны быть одного типа. Управлять локомотивами можно как синхронно, так и по режимной карте (перечень режимов управления в зависимости от времени или скорости движения или пути), которая задается для каждого локомотива как начальная информация для расчета.

Как известно, величины продольных усилий S_j – зависят от величины относительных продольных перемещений (x_j) соседних экипажей q_j и скорости $\dot{q}_j$, которые определяются следующим образом:

$$\begin{cases} \dot{q}_j = x_j - x_{j+1} \\ \dot{q}_j = V_j - V_{j+1} \end{cases} \quad (2)$$

В случае оборудования междвагонного соединения одинаковыми поглощающими аппаратами автосцепки для определения продольных сил используется метод, описанный в [1, 4]. Если в междвагонном соединении оказываются аппараты с отличающимися между собой характеристиками, то продольное усилие определяется из следующего условия:

$$\begin{cases} S_j^n = S_j^3 = S_j \\ \dot{q}_j^n + \dot{q}_j^3 = \dot{q}_j \end{cases} \quad (3)$$

где S_j^n и S_j^3 – значения продольных усилий в переднем и заднем поглощающих аппаратах

соответственно; q_j^n и q_j^3 – деформации соответствующих поглощающих аппаратах.

При моделировании тормозных процессов, происходящих в поездах, учитывается, что в зависимости от типа экипажа возможны различные типы торможений: пневматическое (грузовые и пассажирские вагоны), электропневматическое (пассажирские вагоны), электрическое (локомотивы), а также торможение, вызванное аварийным режимом – разрыв тормозной магистрали. При этом предполагается, что тормозная магистраль может быть как сквозной, так и автономной, а рассредоточенные локомотивы могут управляться синхронно или по каким-то другим правилам.

Сила нажатия на тормозную колодку определяется состоянием воздухораспределителя, который может создавать в тормозном цилиндре давление сжатого воздуха, соответствующее величине разрядки тормозной магистрали или полному или частичному (при ступенчатом отпуске) выпуску сжатого воздуха из цилиндров при повышении давления в магистрали.

При регулировочном торможении снижение скорости движения поездов может быть произведено I-ой, II-ой или III-ей ступенями торможений. В зависимости от выбранной ступени предполагается, что тормозной цилиндр наполняется сжатым воздухом соответственно на 40%, 60% и 88% от максимального значения давления. Максимальные значения давления воздуха в тормозном цилиндре зависят от режимов работы воздухораспределителя; их значения приведены в табл. 1.

Таблица 1

Максимальное давление в тормозном цилиндре

Режим в/р	Давление, атм
груженный	3,8
средний	2,5
порожний	1,5

При исследовании различных видов торможений задается вид торможения (ступень регулировочного торможения, ПСТ, ЭТ или падение давления, вызванное разрывом тормозной магистрали в заданном сечении поезда). В соответствии с этим моделируется работа воздухораспределителя и определяются значения сил нажатия в каждый момент времени. Воздухораспределитель на каждом экипаже срабатывает в момент прихода тормозной волны от источника разрядки тормозной магистрали. Изменение силы нажатия на тормозную колодку

$k_j(t)$ в процессе наполнения тормозного цилиндра происходит по экспоненциальному закону, а при выпуске сжатого воздуха – по линейному закону. При определении силы нажатия учитывается этап подвода тормозных колодок и время наполнения тормозных цилиндров, которое зависит от вида торможения (ПСТ или ЭТ), режима работы воздухораспределителей на пассажирских вагонах (длинносоставный или короткосоставный), а также места нахождения данного экипажа по отношению к источнику разрядки тормозной магистрали.

Сила, действующая на локомотив в тяговом режиме или при электрическом торможении F_t , определяется согласно заданным тяговым или тормозным характеристикам, соответствующим выбранному локомотиву.

Сила основного сопротивления поступательному движению поезда для j -го экипажа W_{oj} зависит от типа экипажа (грузовой, пассажирский вагоны или локомотив), и вида пути (стыковой или бесстыковой). Для грузовых вагонов при определении W_{oj} учитывается также тип подшипников (качения или скольжения), нагрузка на ось и количество осей. При вычислении указанной силы для локомотивов учитывается режим движения (тяговый). [5]

Сила сопротивления от профиля пути для j -го экипажа определяется по формуле

$$W_{pi} = \left(-i - \frac{200}{R} - 1,495 \frac{V_j^2}{R} + 9,197 H_r \right) \cdot 0,001 g m_j \quad (4)$$

где i – величина уклона в промилле (знак уклона задается согласно правилам тяговых расчетов: на спуске со знаком «–», на подъеме со знаком «+»), V_j – скорость экипажа, R – радиус круговой кривой в плане, H_r – возвышение наружного рельса [5]. В приведенной формуле величины радиуса круговой кривой и возвышения наружного рельса изменяются на входной и выходной кривых от нуля до заданного значения.

Кроме модели, имитирующей продольные колебания поезда и позволяющей оценить продольные силы, ускорения, тормозные пути и т.п., нами разработано программное обеспечение для изучения пространственных колебаний вагона (или группы вагонов), движущегося в составе поезда. Пространственная модель позволяет оценить так же динамические показатели, среди которых наиболее важным является

показатель, характеризующий безопасность движения экипажа – коэффициент запаса устойчивости от схода колеса с рельса.

Для построения пространственных моделей использован объектно-ориентированный подход. При этом модель экипажа разбивается на отдельные объекты и связи между ними. Объектами здесь называются недеформируемые элементы конструкции экипажа, имеющие определенные инерционные свойства (параметры). Связи – это деформируемые элементы конструкции, предназначенные для соединения объектов между собой. Связи могут быть различными по типу: упруго-вязкие или упруго-фрикционные (линейные или билинейные), типа «сухое трение», связи, учитывающие явления крива (между колесом и рельсом) и т.д.

В качестве объектов могут быть выбраны, например, все инерционные конструктивные элементы, или часть из них, которая может быть объединена в один объект; при этом остальные могут выступать в качестве отдельных объектов. Все объекты имеют как минимум один инерционный параметр – массу. Кроме этого объекты могут иметь и другие инерционные параметры – моменты инерции относительно главных центральных осей (если есть необходимость рассмотреть угловые колебания объектов). Кроме этого для каждого объекта задаются координаты его центра масс. Вертикальная координата задается относительно уровня головки рельса (ясно, что при этом вертикальные координаты центров масс рельсов равны нулю). Поперечные координаты – относительно оси пути, а продольные – относительно первой колесной пары рассматриваемого экипажа.

Как известно, положение любого объекта в любой момент времени определяется шестью координатами. Уравнения движения рассматриваемого объекта в декартовых координатах имеют следующий вид:

$$\begin{aligned} m \cdot x &= \sum_{i=1}^n F_{xi} + \sum_{k=1}^m R_{xk} \\ m \cdot y &= \sum_{i=1}^n F_{yi} + \sum_{k=1}^m R_{yk} \\ m \cdot z &= \sum_{i=1}^n F_{zi} + \sum_{k=1}^m R_{zk} + W, \\ J_x \cdot \theta &= \sum_{i=1}^n M_{xi} + \sum_{k=1}^m MR_{xk}, \\ m \cdot \phi &= \sum_{i=1}^n M_{yi} + \sum_{k=1}^m MR_{yk}, \\ m \cdot \psi &= \sum_{i=1}^n M_{zi} + \sum_{k=1}^m MR_{zk}, \end{aligned} \quad (5)$$

где F_{xi}, F_{yi}, F_{zi} – проекции внешних сил на оси x, y, z соответственно; R_{xk}, R_{yk}, R_{zk} – проекции реакций связей на оси x, y, z соответственно; M_{xi}, M_{yi}, M_{zi} – моменты внешних сил F_i относительно осей x, y, z соответственно; $MR_{xk}, MR_{yk}, MR_{zk}$ – моменты реакций R_j относительно осей x, y, z соответственно; $\ddot{x}, \ddot{y}, \ddot{z}$ – ускорения объектов вдоль осей x, y, z ; $\ddot{\theta}, \ddot{\phi}, \ddot{\psi}$ – угловые ускорения объектов при вращении их вокруг осей x, y, z соответственно; J_x, J_y, J_z – моменты инерции относительно главных центральных осей x, y, z соответственно, m – масса объекта, W – вес объекта.

В уравнениях (5) для каждого объекта суммирование по i и k производится алгебраически с учетом знака силы и момента. Внешняя сила F имеет положительный знак, если ее направление совпадает с положительным направлением оси, реакция в связи для «верхнего» объекта (центр тяжести масс, которого расположен выше относительно уровня головки рельса) определяется знаком относительной деформации. Деформация будет положительна при растяжении. Для «нижнего» объекта эта реакция будет иметь противоположный знак.

Момент будет положительным, если его направление совпадает с положительным направлением углового ускорения ($\ddot{\theta}, \ddot{\phi}, \ddot{\psi}$).

Как видно из уравнений движения тела (5), в правые части входят реакции связей R_{xk}, R_{yk}, R_{zk} , которые зависят от типа связи и величины относительных перемещений объектов.

Как было сказано выше, связи – это деформируемые элементы конструкции экипажа. Характерной и очевидной связью являются рессорные комплекты, имеющие реальные деформируемые пружины. Однако, для унификации построения модели в качестве связей рассматривают так же элементы, не имеющие в реальной конструкции деформируемых элементов, но служащие той же цели – объединение инерционных элементов конструкции в единое целое. Поэтому, в пространственной модели связями так же являются места соединения инерционных элементов между собой. Такие связи имеют большие значения жесткостей, а поглощение энергии в таких связях, при необходимости, учитывается с помощью коэффициентов вязкости конструкции или с помощью коэффициентов трения, когда соединяемые элементы

конструкции могут перемещаться друг относительно друга, например, в пределах зазора, как это имеет место в пятниковом узле грузового вагона.

Такой подход позволяет при интегрировании рассматривать не шесть (по числу степеней свободы), а всего одно дифференциальное уравнение колебаний для каждого объекта. В этом уравнении обобщенной координатой может быть одна из трех линейных или одна из трех угловых координат перемещения объекта. Ускорение движения объекта определяется как сумма внешних воздействий (т.е. сумма сил или моментов сил, в зависимости от того является координата линейной или угловой) отнесенная к инерционному параметру – масса или момент инерции (опять же в зависимости от типа координаты). Каждый элемент суммы внешних воздействий (усилие в связи или момент силы, передающийся на нее) вычисляется как некая функция от взаимного перемещения и, при необходимости, скорости взаимного перемещения объектов. Вид этой функции определяется типом связи, например, линейная упруго-вязкая или упруго-фрикционная, или связь, обладающая только сухим трением, или любая комбинация этих типов связей. В программном комплексе предусмотрен весь необходимый набор типов связей, однако при необходимости предусмотрена довольно простая процедура введения нового типа связей. При задании параметров связей (кроме собственно параметров связи) задаются координаты (со знаком) точек приложения связей к объектам. Это позволяет автоматически определять знаки моментов сил, передающихся на эти связи. Все три координаты точек приложения связи задаются относительно центра масс объекта.

Заданные в модели величины параметров объектов и связей могут быть легко изменены (без изменения типа объекта или связи) используя аномалии объектов и связей. Заданные аномальные величины параметров действительны при выполнении текущего расчета и не изменяют соответствующие величины в самой модели.

Интегрирование системы дифференциальных уравнений выполняется теми же методами, что и дифференциальных уравнений продольной динамики поезда.

Результатами моделирования являются перемещения по всем шести координатам всех объектов, деформации и силы в связях по всем шести координатам (естественно, шесть координат будут только для тех объектов для кото-

рых, кроме массы заданы все три момента инерции). Кроме этого, по силам в специально выбранных пользователем связях определяются коэффициенты динамики, в том числе, коэффициенты запаса устойчивости колеса от схода с рельса. Эти величины в ходе моделирования регистрируются и как процессы и как вероятностные величины с заданным пользователем уровнем доверительной вероятности. Вероятностные показатели необходимы для оценки динамических свойств и устойчивости движения экипажа, а графики процессов этих показателей полезны при анализе результатов (например, для определения точки пути, где какой-либо показатель превысил свое допустимое значение).

Для решения поставленной задачи необходимо сформировать задание для расчета. В нем указывается название участка пути, для которого в базе данных имеются все характеристики (параметры профиля и плана участка пути), состояние пути (отличное, среднее или плохое), тип пути (стыковой или бесстыковой). Состояние пути определяется уровнем неровностей пути и величиной сопротивления движению поезда [5].

В задании указывается также:

- название поезда, для которого в базе данных указаны необходимые исходные данные (см. табл. 1);
- начальное состояние поезда (растянут, сжат или зазоры в межвагонных соединениях распределены вдоль состава произвольным образом);
- величина скорости поезда в момент начала моделирования;
- номера экипажей, для которых в процессе моделирования движения поезда будут определены динамические показатели и показатели устойчивости движения. При этом появляется окно для задания параметров пространственной модели и условий движения исследуемого экипажа;
- режимная карта (режимы управления поездом), в которой задается номер тяговой или тормозной позиции, положение рукоятки прямодействующего тормоза локомотива, режим пневматического или электропневматического торможения (три ступени регулировочного торможения, полное служебное или экстренное торможение, обрыв тормозной магистрали поезда, с указанием номера вагона). Указанные режимы управления могут переключаться по заданным значениям скорости движения, или времени или по координатам пути.

Процесс расчета может быть остановлен по показаниям скорости движения (когда скорость в данный момент времени окажется меньше заданной), по времени (когда время движения поезда будет больше заданного), или по координате пути (когда пройденный путь окажется больше заданного).

В результате расчета могут быть получены:

- осциллограммы продольных сил и ускорений;
- распределение вдоль поезда наибольших значений продольных сил и ускорений;
- значения максимальных продольных усилий в поезде в данный момент времени с указанием номера сечения, в котором они возникали;
- траектория движения.

При изучении пространственных колебаний экипажа могут быть также получены:

- осциллограммы деформаций всех связей модели исследуемого экипажа;
- осциллограммы линейных (вертикальные, поперечные и продольные) и угловых (галопирование, боковая качка и виляние) перемещений объектов;
- усилий в связях пространственной модели;
- динамические показатели - процессы изменения во времени коэффициентов динамики (вертикальной и горизонтальной), в том числе коэффициентов запаса устойчивости от схода колеса с рельсов.

Апробация разработанной математической модели производилась путем сопоставления результатов, полученных путем численного интегрирования дифференциальных уравнений, описывающих движение поезда, с результатами многочисленных специальных опытов, проведенных в реальных условиях железных дорог и опытного полигона ВНИИЖТа (Россия). Расхождения при оценке наибольших сил, ускорений и тормозных путей не превышали 15 %.

Рассмотренные модели неоднократно применялись нами при проведении экспертизы инцидентов, связанных со сходами вагонов в грузовых поездах на сети железных дорог Украины и России.

Рассмотрим случай о сходе вагонов в составе поезда на одном из участков Восточно-Сибирской железной дороги. Поезд состоял из электровоза типа ВЛ80 и 83-х четырехосных грузовых вагонов. Формирование поезда в условиях Казахской железной дороги было произведено с нарушением п. 15.32 ПТЭ: в головной его части находились 70 порожних ваго-

нов, а в хвостовой – 13 полностью загруженных. Согласно материалам расследования инцидента поезд двигался на спуске с уклоном 17‰. При скорости 62 км/ч машинист применил регулировочное торможение ступенью с последующим отпусканием при скорости 50 км/ч. Спуск заканчивался S-образной кривой радиусами 350 м. Упомянутое регулировочное торможение было начато за 1000 м до начала этой кривой. К моменту входа в S-образную кривую поезд двигался уже «на выбеге», и скорость его возросла на столько, что машинист был вынужден применить электрическое торможение локомотивом, которое закончилось на площадке (рис.9). При входе на площадку произошел сход с колеи головной группы вагонов.

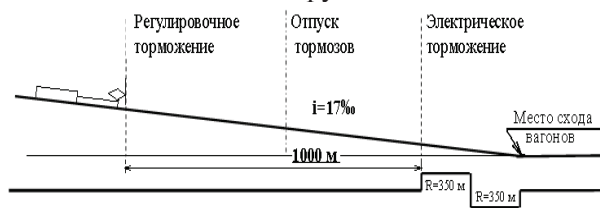


Рис. 9. Режимы движения поезда

С целью выяснения причин, был использован разработанный комплекс и предоставленные материалы расследования. Учитывались зазоры в упряжи. Предполагалось, что все вагоны поезда были оборудованы воздухораспределителями № 483, включенными на средний режим.

В результате проведенных расчетов были получены осциллограммы продольных усилий перед шестым, седьмым, восьмым, девятым, десятым и одиннадцатым вагонами (рис.10). Приведенный рисунок иллюстрирует численные значения усилий и их длительность t (в секундах) при электрическом торможении.

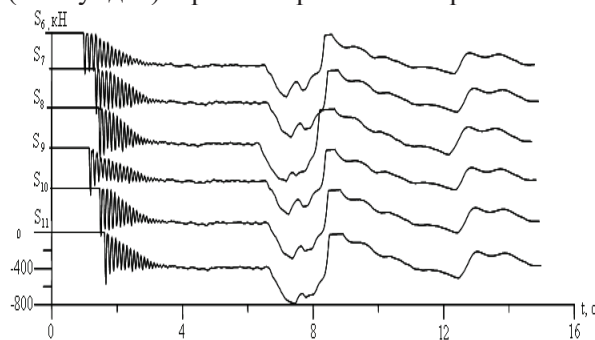


Рис. 10. Осциллограммы сил в межвагонных соединениях при электрическом торможении

Из рис.10 видно, что опасным оказалось электрическое торможение локомотивом, так как при этом в составе продольных сил оказались составляющие величиной более 500 кН,

которые действовали на группу головных вагонов в течение 1,5...2 с. Они то и выдавили из состава группу порожних четырехосных вагонов.

Возникновение в данном случае квазистатических сил такого опасного для порожнего четырехосного полувагона уровня явилось результатом совместного действия локомотивного тормоза и влиянием перелома продольного профиля пути, которые вызвали накаты тяжелой хвостовой части состава на его легкую часть.

Сходу вагонов способствовала также усилившаяся под влиянием S-образной кривой их боковая качка.

В процессе моделирования вычислялся коэффициент запаса устойчивости против схода колеса с рельса K_y . Чтобы не было потери устойчивости движения, величина этого коэффициента всегда должна быть больше единицы. В данном случае значение K_y снизилось до нуля.

Таким образом, причиной рассматриваемого схода вагонов стало несоблюдение п. 15.32 ПТЭ. Хотя при формировании данного поезда достаточно было только подвинуть группу груженых вагонов не на головную, а на хвостовую часть состава из 70-ти порожних вагонов. От работников, связанных с движением поездов, необходимо требовать выполнения ПТЭ, а при обучении машинистов следует использовать тренажеры машинистов и заранее составленные режимные карты вождения разных поездов на определенном участке пути.

Заметим, что вагон может быть выжат из состава поезда и при подталкивании в том случае, когда он находится в хвостовой или средней части неоднородного поезда. Так, например, на сложном участке пути Восточно-Сибирской железной дороги (рис.11) произошел сход с рельсов 41-го с головы поезда порожнего вагона. В состав поезда входили головной локомотив, локомотив-толкач и находившаяся между полностью загруженными вагонами группа порожних 4-хосных вагонов, среди которых был и 41-й вагон. При движении по уклону, имеющему кривые в плане, было применено экстренное торможение головным локомотивом до полной остановки поезда. При попытке трогания обнаружилось, что один из порожних вагонов сошел рельсов. Так как достоверная информация о режиме ведения поезда отсутствовала, а имелись только данные скоростемера, то моделировалось несколько вариантов действий машиниста с целью получения кривой скорости, максимально близкой к пока-

заниям скоростемера. Оказалось, что кривые зависимости скорости движения от пройденного пути, полученные в реальных условиях и при моделировании, совпали в том случае, когда подталкивание хвостовым локомотивом еще продолжалось, а машинист головного локомотива применил экстренное торможение.

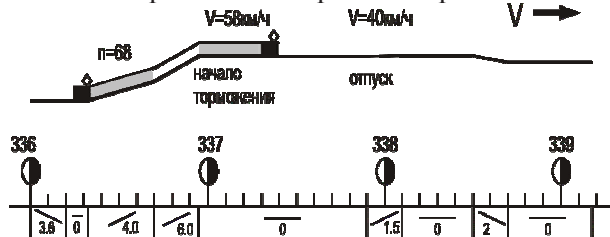


Рис. 11. Режимы ведения поезда

На рис.12 приведены осциллограммы продольных сжимающих усилий в передней автосцепке 41 и 21 вагонов. S41(0) – осциллограмма для случая экстренного торможения с головы поезда без подталкивания локомотивом, находящимся в хвосте поезда. S41(1) и S21(1) – осциллограммы сил в автосцепках 41-го и 21-го вагонов для случая экстренного торможения с головы поезда с одновременным подталкиванием локомотивом (до момента прихода к нему тормозной волны).

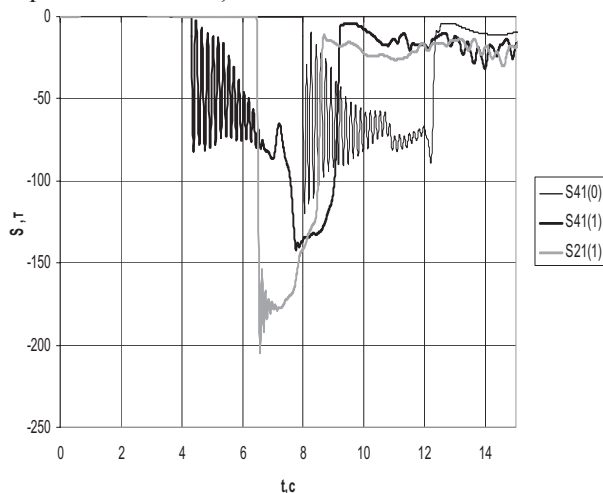


Рис. 12. Осциллограммы продольных усилий в передних автосцепках 41 и 21 вагонов для случая экстренного торможения с головы поезда без подталкивания локомотивом, находящимся в хвосте поезда S₄₁(0) и экстренного торможения с головы поезда с одновременным подталкиванием локомотивом S₄₁(1) и S₂₁(1)

Из рис. 12 (осциллограмма S₄₁(1)) видно, что при экстренном торможении головным локомотивом, сопровождавшимся подталкиванием, на 41-й порожний вагон действовала в течение более 2-х секунд продольная квазистатического характера сила величиною более 600 кН. В этот

момент упомянутый вагон двигался по кривой радиусом 295 метров.

Эти два обстоятельства и стали причиной схода с колеи этого вагона.

Моделирование пространственных колебаний сцепа порожних вагонов при действии на них упомянутых продольных сил показало, что к моменту схода динамические характеристики 41-го вагона имели значения, существенно отличающиеся от допустимых (табл. 2).

Таблица 2

Динамические характеристики 41-го вагона к моменту схода с рельсов

Наименование параметра	Значение	Допускаемое значение
Максимальное значение коэффициента горизонтальной динамики	0,9	0,38
Максимальное значение коэффициента вертикальной динамики рамы кузова	1	0,6
Минимальное значение коэффициента устойчивости против схода колеса с рельса	0,5	1,4

Как следует из табл. 2, продольные сжимающие силы квазистатического характера величиной более 1000 кН, вызванные различными поездными ситуациями, могут быть опасны и для загруженного до полной грузоподъемности четырехосного вагона.

Так, 1 февраля 2007 года на перегоне Прогресс–Бумкомбинат Курского отделения Горьковской железной дороги произошел сход 16-ти находящихся перед вспомогательным локомотивом вагонов (с 59-го по 74-й) в соединенном поезде № 1904/1923 массой 11917 тонн, состоящего из 131 полностью груженого четырехосного вагона (рис. 13).

При математическом моделировании рассматриваемого инцидента принимались во внимание исходные данные, составленные на базе предоставленных российской стороной материалов:

– расшифровки файлов поездки с картриджа № 59035 (поезд № 1903, электровоз ВЛ-80С № 653) и с картриджа №54854 (поезд № 1923, электровоз ВЛ-80С № 701);

- справки по расшифровке скоростемерных лент поезда № 1903-2031, эл. ВЛ-80С № 653 и поезда № 2033-1923, эл. ВЛ-80С № 701;
- справки о тормозах поезда № 2033(локомотив ВЛ-80С № 701) и поезда № 2031 (локомотив ВЛ-80С № 653);
- схема места схода вагонов в соединенном грузовом поезде № 1903/1923 (на рис. 13 место схода отмечено крестом).

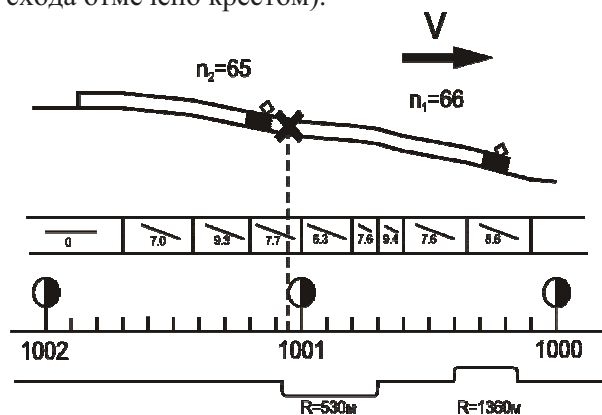


Рис. 13. Схема движения поезда

Рассматривался переходный процесс с момента начала торможения на 1001 км 4пк до остановки поезда на 1000 км 9 пк, который был вызван одновременной разрядкой тормозной магистрали на 0,8 атм головным и вспомогательным локомотивами и последующим падением давления до 1,9 атм в тормозной магистрали у головного локомотива.

Ниже приведены некоторые результаты моделирования:

- распределение вдоль поезда максимальных значений растягивающих (+) и сжимающих (–) продольных усилий, которые имели место за весь рассматриваемый период (рис. 14);
- осциллограммы продольных усилий в автосцепках перед первым и 59-м вагоном, который сошел первым (рис. 15);
- кривая изменения скорости движения поезда с момента начала торможения до остановки поезда (рис. 16).

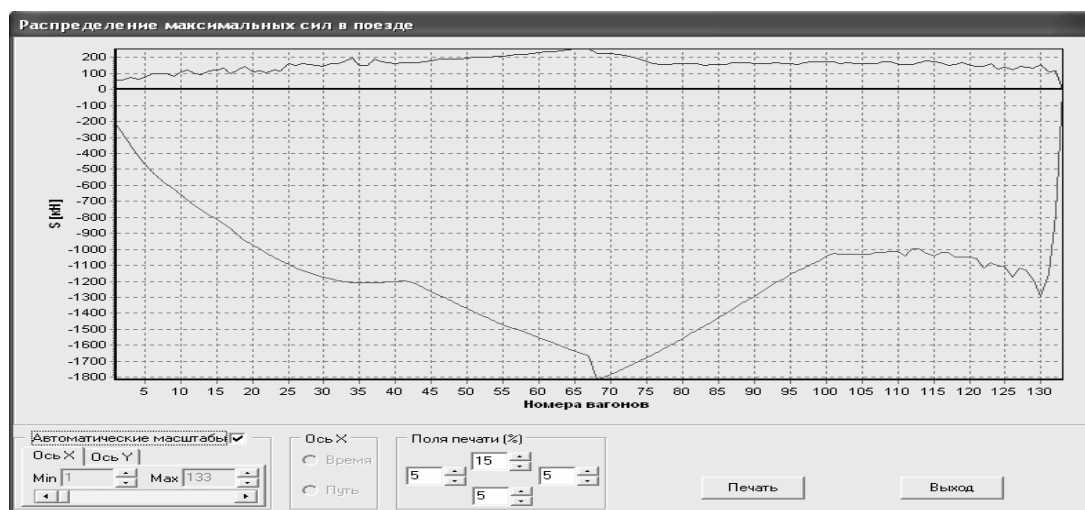


Рис. 14. Распределение вдоль поезда максимальных значений продольных усилий за весь рассматриваемый период движения поезда № 1903/1023

Как видно из анализа осциллограмм, с 16-ой по 19-тую секунды после начала торможения, на 59-й вагон в течение 2-х секунд действовала сжимающая сила квазистатического характера, превышающая 100 тс (1000 кН).

Как уже упоминалось, этого достаточно для выдавливания 4-хосного груженого полувагона на тележках 18-100. Способствовало сходу еще и то, что в это время 59-й вагон двигался по круговой кривой радиусом 530 метров.

Заметим, что по данным материалов расследования первым сошел 59-й вагон на 15-й секунде с момента начала торможения, а по результатам расчетов – на 17 с. Такое незначи-

тельное расхождение возможно связано с тем, что промежуток времени подвода колодок к колесу после появления давления в тормозном цилиндре при моделировании был принят равным 1,84 с, в то время как в реальных поездах это время может колебаться в пределах от 1,4 до 1,9 с. Кроме этого следует учитывать и нестабильность характеристик воздухораспределителей в реальных поездах.

Этим объясняется и незначительное (5 %) расхождение в тормозном пути: по результатам расчетов он составил – 460 м (см. рис. 4), а по материалам расследования он равен 488 м.

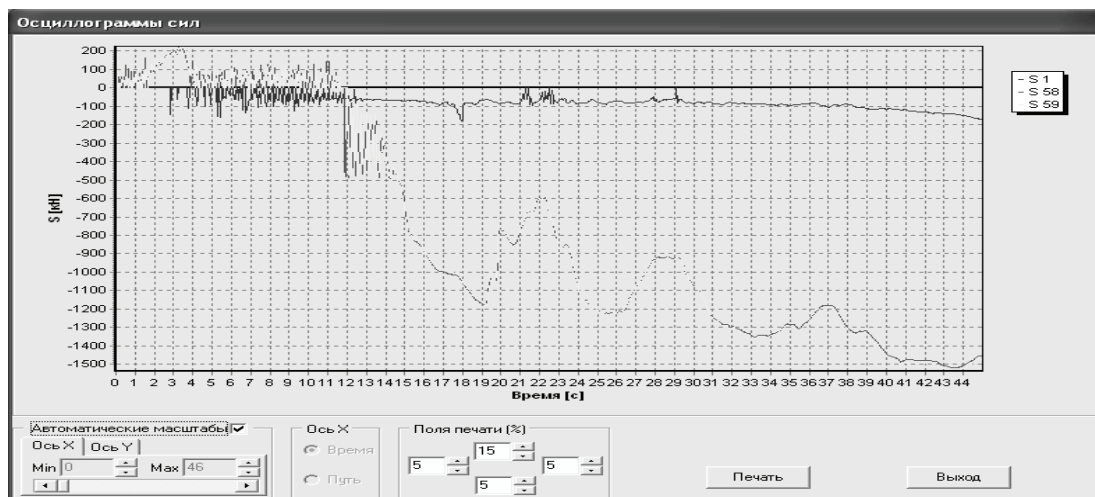


Рис. 15. Осциллограммы продольных усилий в автосцепках перед первым (S_1) 58-м (S_{58}) и 59-ым (S_{59}) вагонами с момента начала торможения и до остановки соединенного поезда весом 11917 т (Горьковская ж.д. 01.02.2007 г.)

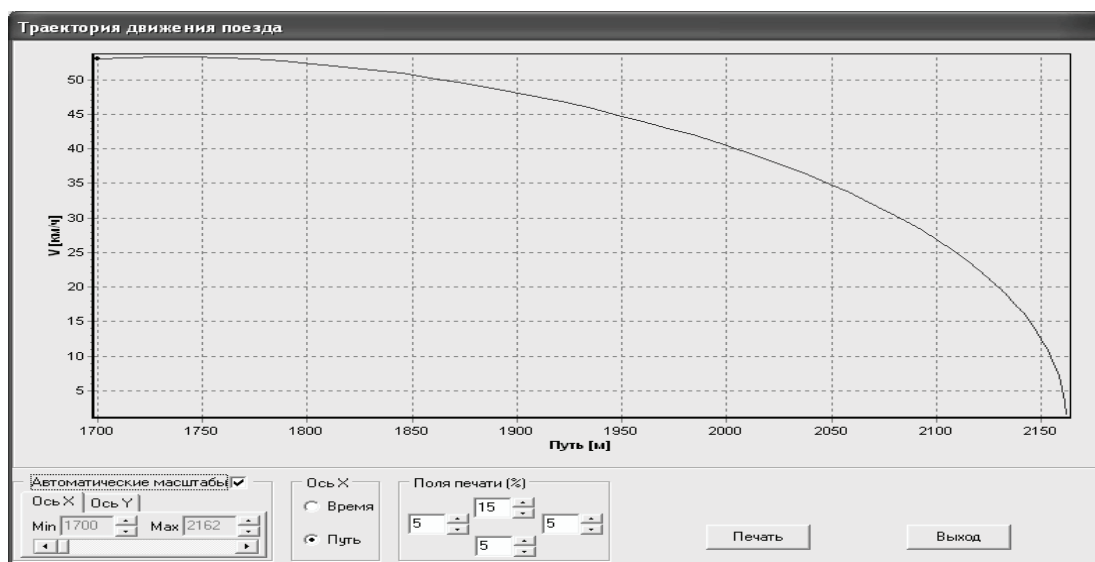


Рис. 16. График изменения скорости движения от начала торможения до остановки соединенного поезда массой 11917 т (Горьковская ж.д. 01.02.2007 г.)

Такое согласование результатов – еще одно доказательство достоверности моделирования.

Из приведенных примеров следует, что имеющееся математическое и программное обеспечение и достоверные данные об объекте исследования или инциденте позволяют получить достаточно достоверные результаты при решении задач в области нелинейной динамики поезда.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Блохин, Е. П. Динамика поезда (нестационарные продольные колебания) [Текст] / Е. П. Блохин, Л. А. Манашкин. – М.: Транспорт, 1982. – 222 с.

2. Урсуляк, Л. В. Новый подход к решению задачи о моделировании продольной динамики и поступательного движения поезда) [Текст] / Л. В. Урсуляк, К. И. Железнов // Вісник ДНУЖТ. – 2005. – Вип. 8. – С. 107-112.
3. Метьюз, Д. Г. Численные методы. Использование MATLAB [Текст] / Д. Г. Метьюз, К. Д. Финк. – М.: Изд. дом «Вильямс», 2001. – 714 с.
4. Блохин, Е. П. Расчеты и испытание тяжеловесных поездов [Текст] / Е. П. Блохин, Л. А. Манашкин. – М.: Транспорт, 1986. – 263 с.
5. Правила тяговых расчетов для поездной работы [Текст]. – М.: Транспорт, 1985. – 287 с.

Поступила в редколлегию 21.07.2009

Е. П. БЛОХИН, д.т.н., профессор, ДИИТ (Украина);

К. И. ЖЕЛЕЗНОВ, ст.н.с., ДИИТ (Украина);

Л. В. УРСУЛЯК, к.т.н., доцент, ДИИТ (Украина);

Я. Н. РОМАНЮК, ДП ПКТЬ АСУ ЗТ (Украина)

О ВОЖДЕНИИ ДЛИННОСОСТАВНЫХ ПОЕЗДОВ

Надано опис можливостей розробленого обчислювального комплексу та його використання для розв'язання задач безпеки і стійкості руху.

С помощью математического моделирования рассмотрены безопасные способы вождения длинносоставных соединенных поездов.

The description of the developed computer software package and its use to solve problems of motion safety and stability is given.

В последние годы в странах с большими грузопотоками и малой пропускной способностью существенно увеличились длины грузовых поездов, в том числе таких, у которых локомотивы оказываются распределенными вдоль состава. В России в норму вошли соединенные поезда массой 12 тыс. тонн. В виде соединенных, но с меньшей массой стали вновь эксплуатироваться поезда на ряде направлений украинских железных дорог. Несмотря на внедрение систем автоведения, чаще всего вспомогательными локомотивами таких поездов управляют синхронно с головного локомотива. В случае неблагоприятного сочетания продольного профиля и режимов управления локомотивами в соединенных длинносоставных поездах, особенно неоднородных по массе, даже эксплуатационные режимы управления (набор тяги и регулировочные торможения) могут привести к разрыву автосцепных устройств, разрушению кузова или сходу с колеи грузового вагона.

Разрывы автосцепок могут происходить и при благоприятном сочетании профиля и плана пути и режимов управления локомотивами даже в поездах обычного формирования в случае пуска в ход или набора тяги в условиях, не отпущенных тормозов хвостовой части поезда. Такие явления особенно часто имеют место в зимних условиях, когда резиновые прокладки тормозной магистрали теряют эластичность и даже мощные компрессоры современных локомотивов не в состоянии поддерживать необходимое давление воздуха в хвостовой части поезда. Поэтому набор тяги в этих условиях следует производить медленно, а воздухораспределители состава должны быть отрегулированы так, чтобы тормозные нажатия хвостовой

части поезда не превосходили тех значений, которые присущи вагонам головной части поезда.

В процессе поиска причин разрыва автосцепок желательно использовать не только экспертные оценки специалистов, но и результаты лабораторных анализов металла разрушенных автосцепных устройств, которые необходимо проводить в связи с эффектом Баушингера, состоящем в том, что в сортировочном парке в условиях соударения вагонов со скоростями, как правило, значительно превышающими допускаемые, происходит наклеп автосцепок, который приводит к уменьшению предела текучести и предела прочности при появлении растягивающих усилий в автосцепках. Но кроме этого желательно использовать и методы математического моделирования движения рассматриваемых поездов.

В научно-исследовательской лаборатории динамики и прочности подвижного состава железных дорог ДИИТа разработан программный комплекс, с помощью которого можно исследовать продольную нагруженность грузовых и пассажирских поездов[1]. При изучении продольных колебаний поезда в основном исследуются переходные режимы, при которых учитывается влияния зазоров в межвагонных соединениях. При этом наиболее опасным является режим торможения, сопровождающийся появлением наибольших продольных нагрузок. При моделировании процессов торможения грузовых и пассажирских поездов и последующего отпуска использовались параметры автотормозов, полученные по результатам экспериментов в тормозной лаборатории ВНИИЖТа, а также по результатам многолетних, много-

численных экспериментальных исследований, проведенных с поездами в реальных условиях опытного кольца ВНИИЖТа (Москва) и ряда железных дорог Украины и России. Для проверки возможности использования указанных параметров автотормозов на этапе теоретических исследований продольной нагруженности грузовых и пассажирских поездов было проведено сопоставление результатов математического моделирования с результатами эксперимента.

В настоящее время грузовые вагоны в основном оборудованы фрикционными поглощающими аппаратами Ш-1-ТМ, а пассажирские вагоны упруго-фрикционными поглощающими аппаратами ЦНИИ-Н6. Фрикционные поглощающие аппараты грузовых поездов весьма нестабильны в работе. Силовая характеристика их может принимать совершенно различные формы и как правило далека от характеристики при статическом нагружении[2]. Силовая характеристика в процессе удара, который имеет место при движении поезда из-за наличия зазоров в упряжи, формируется в результате такого скольжения клиньев относительно корпуса аппарата, при котором имеют место чередующиеся «схватывания» трущихся поверхностей и «срывы», сопровождающиеся резким проскальзыванием клиньев при малой силе трения. Схватывания приводят к интенсивному нарастанию, а срывы – к сбросам силы, действующей на вагон. Все это позволяет считать, что грузовой поезд, вагоны которого оборудованы фрикционными поглощающими аппаратами, представляют собой стохастическую систему. Анализируя результаты многочисленных экспериментов, которые были проведены научно-исследовательской лабораторией динамики и прочности подвижного состава в различные годы, необходимо было определить такие параметры межвагонных соединений, которые позволят с достаточно большой вероятностью прогнозировать результаты экспериментов[3]. В разработанном программном комплексе были использованы так называемые интегральные характеристики для различных типов поглощающих аппаратов, в частности, Ш-1-ТМ и ЦНИИ-Н6. В качестве контролируемых параметров для грузовых поездов использовались продольные усилия, а для пассажирских – продольные ускорения.

Ниже с целью сопоставления результатов расчета и экспериментов приведены графики распределения по длине поезда максимальных значений продольных усилий и ускорений, по-

лученные опытным путем и с помощью математического моделирования. Расчеты выполнялись для различных видов торможений: экстренное и полное служебное торможения, а также регулировочное торможение с разрядкой тормозной магистрали на 0.7 атм.

При оценке наибольших в поезде продольных усилий рассматривался опытный грузовой поезд массой 10000 тонн, состоящий из 95-ти четырехосных грузовых вагонов массой 89 тонн, оборудованных композиционными тормозными колодками и двух локомотивов серии ВЛ-8, расположенных в голове и оборудованных чугунными тормозными колодками. Все экипажи поезда были оборудованы воздухо-распределителями №483 и фрикционными поглощающими аппаратами Ш-1ТМ. При этом воздухо-распределители вагонов были включены на средний, а локомотивов – на порожний режим работы. Измеренный средний зазор в межвагонных соединениях оказался равным 47мм. Начальная скорость торможения грузового поезда в опыте и при моделировании составляла 30км/ч.

На рис.1-3 представлены для сопоставления результатов расчета и эксперимента данные о распределении вдоль поезда максимальных значений продольных сил в различных сечениях состава при регулировочном, полном служебном и экстренном торможениях.

Ниже в таблице 1 приведены наибольшие в поезде значения продольных усилий соответствующие рассмотренным режимам торможения грузового поезда массой 10000 тонн.

Из таблицы 1 видно, что в рассматриваемых случаях расхождение значений наибольших в поезде усилий, найденных экспериментально и путем моделирования не превысило 14%.

Результаты теоретических расчетов чаще всего используются для оценки того, что на самом деле происходит в реальном объекте. Попытаемся найти соотношение между наибольшими значениями в поезде продольных усилий, найденных в реальных условиях при торможении и полученных расчетным путем.

Как показывают результаты многочисленных расчетов, теоретические оценки, как правило, близки к средним наибольшим значениям для серии опытов, образующих выборку достаточного объема (например, при ПСТ наибольшее значение продольной силы составляло - 1570 кН). Например, для серии из нескольких опытов по полному служебному торможению (рис.4) с начальной скорости движения 30 км/ч рассматриваемого выше поезда максимальное

значение наибольшей продольной силы достигало приблизительно -1750 кН. Полученное значение приблизительно в 1,25 раза превышает расчетное значение наибольшей в поезде продольной силы (-1360 кН). На приведенном рисунке точками изображены опытные значения усилий, линия – результаты расчета. В дальнейшем будем использовать это соотношение (1.25) в тех случаях, когда по результатам теоретических исследований необходимо оценить ожидаемую в реальных условиях торможения величину наибольшей в поезде продольной силы.

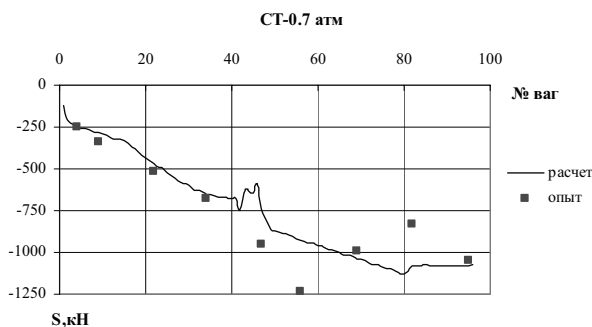


Рис.1. Распределение максимальных значений продольных усилий при регулировочном торможении поезда массой 10000 тонн.

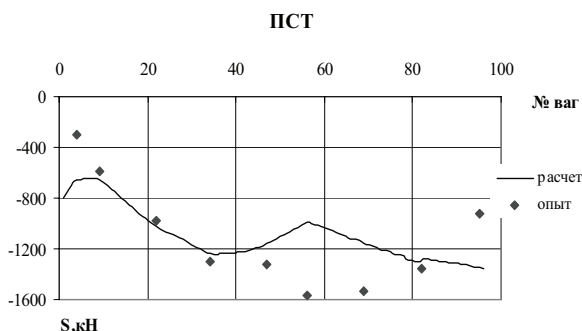


Рис.2. Распределение максимальных значений продольных усилий при полном служебном торможении поезда массой 10000 тонн.

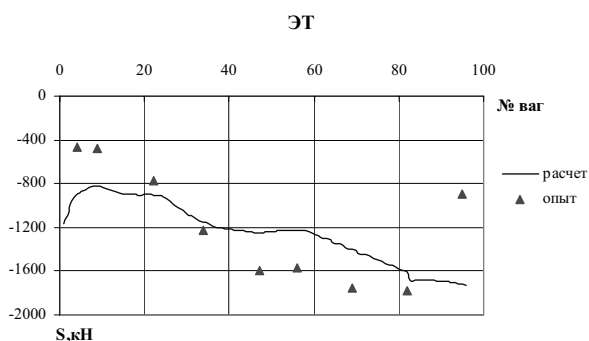


Рис.3. Распределение максимальных значений продольных усилий при экстренном торможении поезда массой 10000 тонн

Таблица 1

Виды торможений	S, кН		расхождение
	расчет	опыт	
Ст-0.7 атм	-1130	-1230	8%
ПСТ	-1360	-1570	14%
ЭТ	-1725	-1780	3%

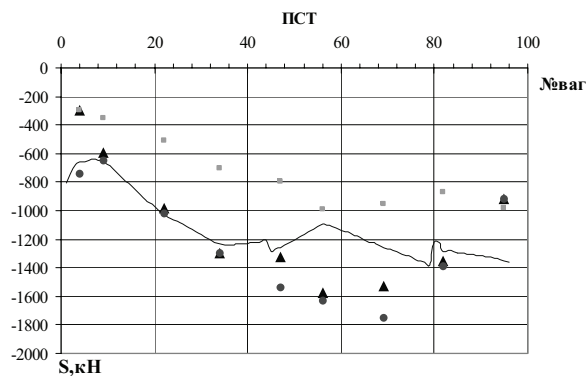


Рис.4. Распределение максимальных значений продольных усилий по длине грузового поезда массой 10000 тонн при полном служебном торможении со скорости 30 км/ч.

Разработанный программный комплекс может быть использован также для оценки наибольших продольных ускорений в пассажирских поездах разной длины, оборудованных различными поглощающими аппаратами.

Для оценки наибольших продольных ускорений рассматривались различные виды торможения со скорости 10 км/ч опытного пассажирского поезда, состоящего из локомотива серии ЧС-2 и 36 вагонов, оборудованных композиционными тормозными колодками и упруго-фрикционными поглощающими аппаратами ЦНИИ-Н6. Средний зазор в опытном поезде равнялся 45мм. При экстренном торможении рассматривались также различные режимы работы воздухораспределителей №292- длинно-составный и короткосоставный. При регулировочном и полном служебном торможении предполагалось, что воздухораспределители включены на длинносоставный режим работы.

Ниже на рис.5-8 изображены графики распределения по длине пассажирского поезда максимальных значений продольных ускорений в долях «g», полученные с помощью математического моделирования (сплошные линии) и опытным путем (маркеры) для различных видов торможений.

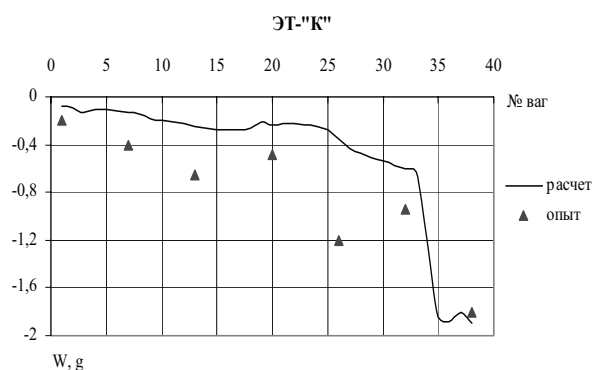


Рис.5. Распределение максимальных значений продольных ускорений по длине пассажирского поезда при экстренном торможении с воздухораспределителями №292, включенными на короткосоставный режим.

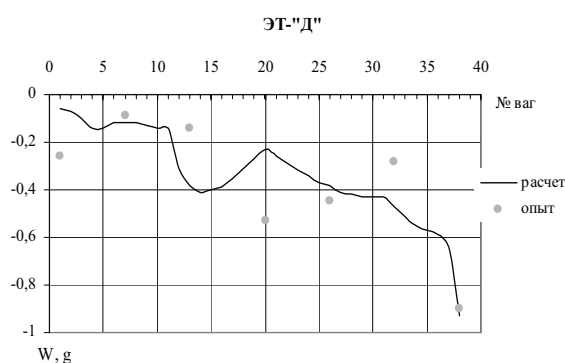


Рис.6. Распределение максимальных значений продольных ускорений по длине пассажирского поезда при экстренном торможении с воздухораспределителями №292, включенными на длинносоставный режим.

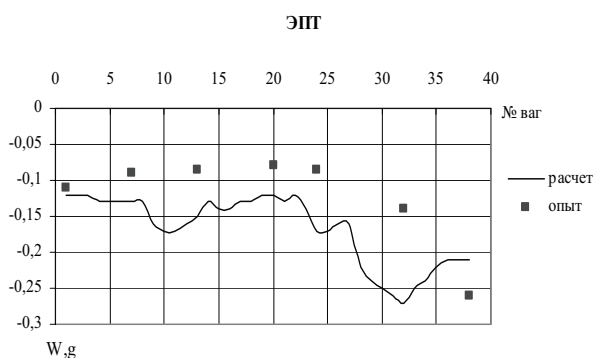


Рис.7. Распределение максимальных значений продольных ускорений по длине пассажирского поезда при электропневматическом торможении.

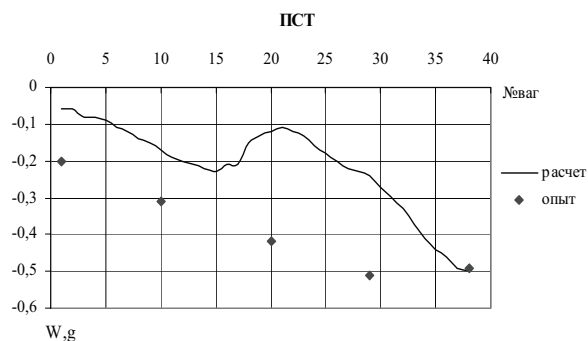


Рис.8. Распределение максимальных значений продольных ускорений по длине пассажирского поезда при полном служебном торможении.

Ниже в таблице 2 приведены значения наибольших продольных ускорений в долях «g» для рассматриваемых режимов торможения, полученные экспериментально и с помощью математического моделирования.

Таблица 2

Виды торможений	W, g		расхождение
	расчет	опыт	
ЭПТ	-0,27	-0,26	4%
ЭТ-«К»	-1,9	-1,8	6%
ЭТ-«Д»	-0,93	-0,9	4%
ПСТ	-0,5	-0,49	2%

Как видно из приведенной таблице расхождения между наибольшими значениями продольных ускорений, полученных опытным и расчетным путем не превысили 6%.

При исследовании режимов торможения следует оценивать также тормозные пути, которые необходимо учитывать в случае движения по участку пути имеющему ограничения по скорости движения. Ниже в таблицах 3 и 4 приведены значения тормозных путей, полученных при различных видах торможения для рассмотренных выше грузовых и пассажирских поездов.

Таблица 3.

Значения тормозных путей при различных видах торможений грузового поезда массой 10000 тонн со скорости 30 км/ч.

Виды торможений	Тормозной путь (L), м		расхождение
	расчет	опыт	
Ст-0.7 атм	292	260	13%
ПСТ	180	170	6%
ЭТ	154	150	3%

Таблица 4.

Значения тормозных путей при различных видах торможений пассажирского поезда, оборудованного чугунными тормозными колодками со скорости 10 км/ч .

Виды торможений	Тормозной путь (L),м		расхождение
	расчет	опыт	
Ст-0.7 атм	29	31	7%
ЭПТ ПСТ	16	15	7%
ПСТ	23	23	0%

Анализ приведенных исследований показывает, что результаты решения задач, полученные путем численного интегрирования дифференциальных уравнений движения поезда, вполне удовлетворительно (погрешность не более 15%) согласуются с результатами экспериментов. Это позволяет считать, что построенная математическая модель и ее программная реализация довольно близко отображают процессы, имеющие место при переходных режимах движения поезда.

При регулировочных торможениях длинно-составных соединенных поездов (второй локомотив расположен в середине состава) наблюдаемые в опытах наибольшие значения растягивающих сил могут превосходить на 20% величины продольных нагрузок (1 МН), допускаемых для III расчётного режима. Естественно такие часто повторяющиеся значения продольных усилий могут привести к разрыву автосцепок, особенно в неоднородных длинносоставных грузовых поездах. Такие случаи даже в длинносоставных поездах, сформированных согласно пункта 15.32 ПТЭ имели место на некоторых железных дорогах Украины. Выясним причины произошедших инцидентов с помощью предлагаемого вычислительного комплекса.

Ниже с помощью математического моделирования исследованы продольные усилия в длинносоставном объединенном неоднородном поезде, состоящем из 2-х локомотивов ВЛ-8, 60-ти груженых вагонов массой 92 тонны и длиной 12 метров и 64-х порожних четырехосных вагонов массой 22 тонны и длиной 14 метров. Второй локомотив ВЛ-8 располагался после груженых вагонов. Рассматривались регулировочные торможения описанного поезда со скорости 50 км/ч на участке пути, схема которого приведена на рис.9.

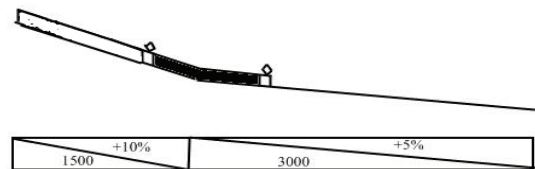


Рис.9. Схема профиля пути.

При исследовании продольных усилий предполагалось, что вагоны оборудованы композиционными тормозными колодками. Воздухораспределители загруженных вагонов включены на средний, а порожних вагонов на порожний режим работы. Моделируя движение поезда предполагалось, что оба локомотива тормозными средствами управляли синхронно по следующей схеме: торможение только локомотивными тормозами, соответствующее III положению прямодействующего тормоза, через 400 метров движения – головной локомотив начал пневматическое торможение с разрядкой тормозной магистрали 1 атм, а вспомогательный локомотив – с разрядкой 0,7 атм. Для сравнения рассматривался вариант, который имел место в реальных условиях, когда в груженой части состава равномерно по длине было выключено 13 воздухораспределителей, а также когда снижение скорости осуществлялось только тормозами состава с указанной выше величиной разрядки тормозной магистрали. В качестве примера на рис.10 приведены распределения наибольших продольных усилий по длине поезда для описанных выше вариантов. Линии 1 соответствуют растягивающим и сжимающим усилиям для случая выключения части воздухораспределителей, линии 2, 3 – соответствуют варианту, когда все воздухораспределители были включены. При чем линиями 3 обозначены максимальные продольные сжимающие и растягивающие усилия, полученные в результате применения только пневматических тормозов.

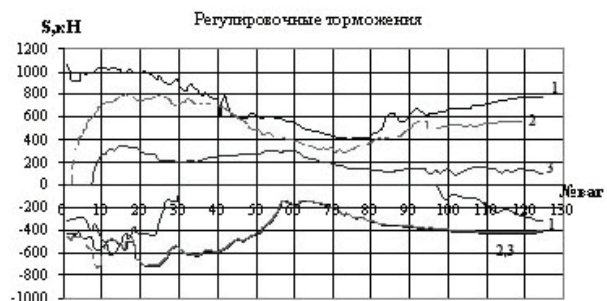


Рис.10. Распределение по длине поезда максимальных значений продольных усилий для различных способов регулировочных торможений.

Как видно из приведенных графиков, даже при регулирочных торможениях сдвоенных соединенных поездов, особенно неоднородных по массе, могут возникать усилия превышающие 1,0 МН. Опасные значения усилий были достигнуты, когда в грузовой части поезда были отключены 13 воздухораспределителей. Включение всех воздухораспределителей снижает уровень наибольших растягивающих сил на 15%. Снижение скорости движения на рассматриваемом участке пути только пневматическими тормозами состава (без предварительного включения тормозов локомотива) позволяет снизить уровень максимальных растягивающих продольных усилий примерно на 50%, а сжимающих – примерно на 15%.

В качестве сравнения на рис.11 изображены графики распределения наибольших продольных сил по длине предварительно растянутого рассматриваемого поезда для экстренного торможения со скорости 50 км/ч. При этом оценены усилия для случаев, когда в загруженной части поезда равномерно по длине были выключены 13 воздухораспределителей (линия 1 на рис.11) и когда все воздухораспределители работали.

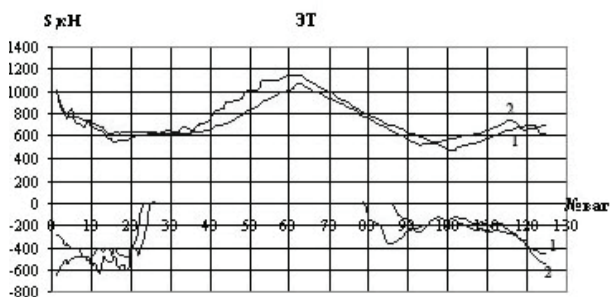


Рис.11. Распределение по длине поезда максимальных значений продольных усилий при экстренном торможении.

Из приведенного рисунка следует, что выключение части воздухораспределителей в грузовой части состава также приводит к росту растягивающих усилий, особенно в хвостовой части грузового состава.

Появление опасных растягивающих продольных усилий связано с различной тормозной эффективностью грузовой и порожней частей состава, которая получена в связи с разным режимом работы воздухораспределителей. Отключение же нескольких воздухораспределителей в первой половине состава усиливает этот эффект.

Следует отметить, что полученный уровень усилий может меняться в зависимости от продольного профиля пути. В результате прове-

денных численных экспериментов с описанным выше поездом уровень растягивающих сил на площадке снизился на 20%, а на сложном перевалистом профиле, когда поезд длиной 1676 метров может располагать на различных уклонах пути – уровень сил может увеличиться на 35 %.

В случае синхронного торможения головным и вспомогательным локомотивами одинаковой разрядкой тормозной магистрали величиной 1,0 амт после применения прямодействующего тормоза локомотива, уровень наибольших усилий, может вырасти примерно на 40% и, будет достигать опасных значений даже при всех включенных воздухораспределителях. Это связано с тем, что тормозной коэффициент порожних вагонов значительно превышает указанный параметр грузовых вагонов и приводит к появлению растягивающих усилий способных разорвать автосцепное устройство.

Снижение уровня наибольших продольных сил в случае отключения части воздухораспределителей грузовой части поезда может быть достигнуто также при более позднем включении пневматических тормозов в порожней части поезда. Например, если начало торможения ступенью с разрядкой магистрали 0.7 амт вспомогательным локомотивом происходило спустя 4с после начала торможения III-ей ступенью (разрядка магистрали 1,0 атм) головным локомотивом, то уровень наибольших растягивающих усилий уменьшался на 25%.

Как следует из проведенных исследований продольной нагруженности длинносоставных соединенных поездов неоднородных по массе, (в головной части состава расположены грузовые вагоны, а во второй половине состава – порожние вагоны, воздухораспределители, которых включены на различный режим работы) выключение части воздухораспределителей в грузовой части поезда приводит к увеличению уровня растягивающих продольных усилий и может достигать опасных значений, особенно при неблагоприятном сочетании продольного профиля пути и режимов управления рассредоточенными локомотивами.

Наряду с этим следует отметить, что такой способ снижения тормозной эффективности (выключение части воздухораспределителей) дает положительный результат при торможении тяжеловесных однородных поездов. В результате многочисленных экспериментальных и теоретических исследований показано, что при торможении однородных поездов массой более 8 тыс. тонн в случае установки локомо-

тивов только в голове поезда снижение тормозной эффективности за счет выключения части воздухораспределителей равномерно по длине поезда позволяет существенно снизить уровень продольных сжимающих усилий при торможении[4].

Ниже в качестве примера на рис.12 приведены зависимости наибольших сжимающих усилий и тормозных путей от коэффициента тормозной эффективности в грузовом поезде, состоящем из 150 вагонов массой 100 тонн. Тормозная эффективность характеризуется коэффициентом $k=a/v$, «а» – количество включенных воздухораспределителей в группе из «в» вагонов. При $k = 1$ эффективность соответствует включению всех воздухораспределителей на среднем режиме работы. Сплошные линии соответствуют значениям наибольших сжимающих усилий при экстренном (линия 1) и полному служебному (линия 2) торможениям, а пунктирные – значениям тормозных путей со скорости 30 км/ч.

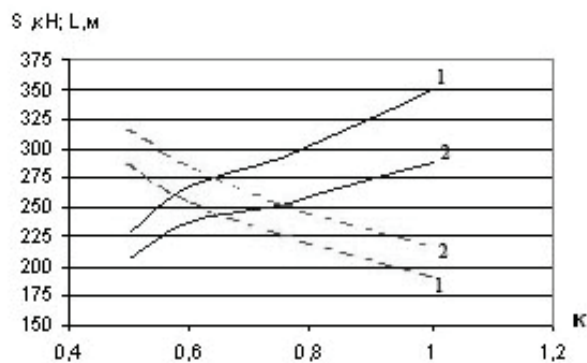


Рис.12. Зависимости наибольших сжимающих усилий и тормозных путей от величины тормозной эффективности «к» в грузовом поезде массой 15 тыс. тонн.

Из приведенного рисунка следует, что при уменьшении тормозной эффективности снижается уровень продольных усилий, но увеличивает тормозные пути. Это может привести к снижению скорости движения. Однако при этом может быть получен выигрыш в провозной способности, например, в случаях существенной неравномерности потока поездов, необходимости предоставления «окон» для текущего ремонта пути, контактной сети и т.д. Значительный выигрыш в провозной способности участка может быть получен, если оборудовать его усовершенствованной системой сигнализации, которая позволяет реализовать максимальную скорость движения при увеличенных тормозных путях.

С помощью численных экспериментов определено значение коэффициента тормозной

эффективности, при котором уровень наибольших продольных сил не превышал 2500 кН. Рассматривались грузовые поезда, состоящие из 4-хосных полувагонов массой 100 тонн, которые оборудованы включенными на средний режим работы воздухораспределителями № 483, пружинно-фрикционными поглощающими аппаратами Ш-1-ТМ и композиционными тормозными колодками. Зазоры в межвагонных соединениях принимались равными 65 мм. На рис.13 изображена зависимость рекомендуемого значения коэффициента тормозной эффективности k от массы поезда.

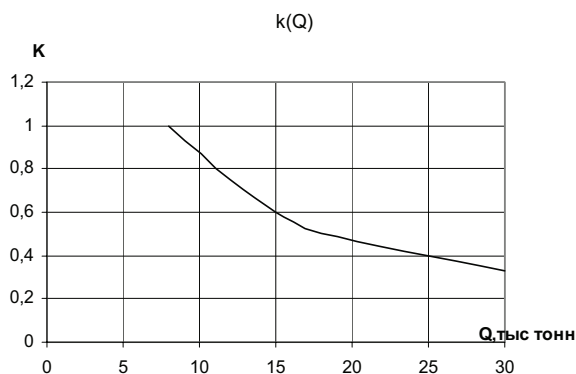


Рис.13. Зависимость рекомендуемых значений тормозной эффективности от массы поезда.

На рис.14 приведены значения тормозных путей для рассматриваемых поездов и рекомендуемой тормозной эффективности при экстренном торможении со скорости 60 км/ч.

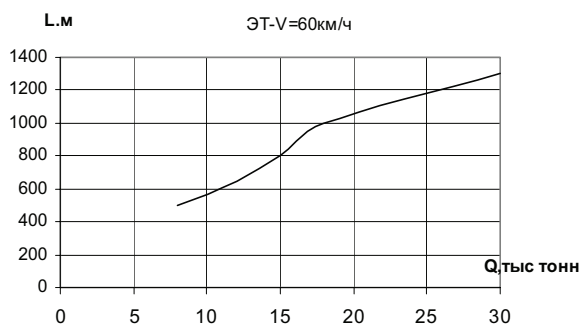


Рис.14. Зависимость тормозных путей при экстренном торможении со скорости 60 км/ч от массы поезда для рекомендуемых значений тормозной эффективности.

Как следует из приведенных рисунков при вождении поездов массой более 12 тыс. тонн с установкой локомотивов только в голове состава рекомендованный способ снижения тормозной эффективности за счет выключения части воздухораспределителей позволяет существенно снизить продольную нагруженность поездов. Скорость движения при этом должна быть

установлена по условиям безопасности в соответствии с данными, приведенными на рис. 14.

Рассмотренный прием уменьшения продольной нагруженности был использован при пропуске поезда массой 43 тыс. тонн по Целинной железной дороге.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Блохин, Е. П. Вычислительный комплекс для решения задач безопасности и устойчивости движения подвижного состава железных дорог [Текст] / Е. П. Блохин, Л. В. Урсуляк, К. И. Железнов // Вісник ДПТУ. – Вип. 18. – Д., 2007. – С. 106-114.

2. Коломийченко, В. В. Автосцепное устройство подвижного состава [Текст] / В. В. Коломийченко, Н. Г. Беспалов, Н. А. Семин. – М.: Транспорт, 1980. – 185 с.
3. Блохин, Е. П. Динамика поезда (нестационарные продольные колебания) [Текст] / Е. П. Блохин, Л. А. Манашкин. – М.: Транспорт, 1982. – 222 с.
4. Об одном возможном способе безопасного вождения тяжеловесных грузовых поездов [Текст] / Е. П. Блохин и др. // Вестник ВНИИЖТа. – 1987. – № 4. – С. 107-112.

Поступила в редколлегию 08.09.2009

Е. П. БЛОХИН, д.т.н., профессор, ДИИТ (Украина);
М. Л. КОРОТЕНКО, д.т.н., профессор, ДИИТ (Украина);
В. Я. ПАНАСЕНКО, к.т.н., доцент, ДИИТ (Украина);
Р. Б. ГРАНОВСКИЙ, к.т.н., вед.н.с., ДИИТ (Украина);
И. В. КЛИМЕНКО, к.т.н., доцент, ДИИТ (Украина);
Е. Ф. ФЕДОРОВ, зав. лаб. ОНИЛ ДППС, ДИИТ (Украина)

СТЕНД ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ МОМЕНТА СИЛ СОПРОТИВЛЕНИЯ ПОВОРОТУ ТЕЛЕЖКИ ОТНОСИТЕЛЬНО КУЗОВА

У статті описано конструкції 2 варіантів стенда для дослідження сили тертя у ковзунах візка вантажного вагона.

В статье описаны 2 варианта конструкций стенда для определения момента сил сопротивления повороту тележки относительно кузова.

In the article 2 variants of stand design for determination of the moment of resistance power to bogie rotation relative to body are described.

Одним из параметров, существенно влияющих на динамические качества вагонов, является момент сопротивления повороту тележки относительно кузова в плане. Для грузовых вагонов при использовании стандартной тележки типа 18-100 углы поворота в плане отдельных ее элементов – боковых рам и надрессорной балки отличаются. Поэтому в этом случае приходится рассматривать отдельно M_n – момент сил сопротивления повороту надрессорной балки относительно кузова и M_b – момент сил сопротивления при повороте боковых рам относительно надрессорной балки (при забегании боковин).

Для определения момента сил сопротивления при забегании боковин известен стенд, [1], реализованный на Уральском вагоностроительном заводе, при помощи которого получен ряд результатов [2]. Следует отметить, что определение момента сил сопротивления при забегании боковин можно производить на отдельно взятой тележке, а определение сил сопротивления при повороте надрессорной балки относительно кузова для получения практически значимой величины необходимо производить испытания на полностью собранном вагоне в рабочем состоянии.

Темой настоящей статьи является разработка конструкции стенда для определения момента сопротивления повороту надрессорной балки относительно кузова вагона. Для того чтобы определить величину этого момента, в процессе измерения силы сопротивления повороту тележки со стороны рельсовой колеи должны быть исключены. Для этого можно использовать два пути. Первый – это поднять тележку над рельсами при помощи подъемной поворот-

ной платформы, которая, с одной стороны, осуществляет подъем тележки так, что теряется контакт между колесами и рельсами, а с другой стороны не препятствует повороту тележки относительно вертикальной оси пятникового устройства.

Второй способ связан с тем, что рельсы, на которые опираются колесные пары, укладываются на поворотной платформе, которая поворачивается вместе с тележкой в процессе испытаний.

По второму способу выполнен стенд для определения момента сопротивления повороту тележек тепловозов, имеющийся во ВНИТИ (г. Коломна, Россия) [3]. Стенд этот предназначен для испытания четырехосных тележек тепловозов, в связи с чем он имеет достаточно сложную и громоздкую конструкцию. Две поворотные платформы с рельсами, на которые опираются колесные пары двух двухосных тележек тепловоза, опираются на третью тоже поворотную платформу. Для обеспечения малого трения при повороте платформ в системе их опирания используются крановые упорные подшипники качения. Несмотря на то, что стенд предназначен для испытаний тепловозных тележек, на нем производились испытания по определению сопротивления повороту тележек грузовых вагонов [4]. При этом были получены достаточно интересные результаты, которые показывают, что в эксплуатации при повороте двухосной тележки под нагрузкой при разомкнутых скользунах и отсутствии смазки сверхнормативный износ в подпятниковом узле может привести к возрастанию момента сопротивления по сравнению с обезжиренными и

смазанными подпятниками соответственно в 2,1 и 10 раз [4].

Для получения компактной и простой в эксплуатации схемы стэнда были рассмотрены два варианта его конструкции. В первом варианте использовалась подъемная поворотная платформа, а во втором – поворотная опорная платформа с рельсами, на которые опираются колесные пары опытной тележки.

Конструкция первого варианта стэнда показана на рис. 1.

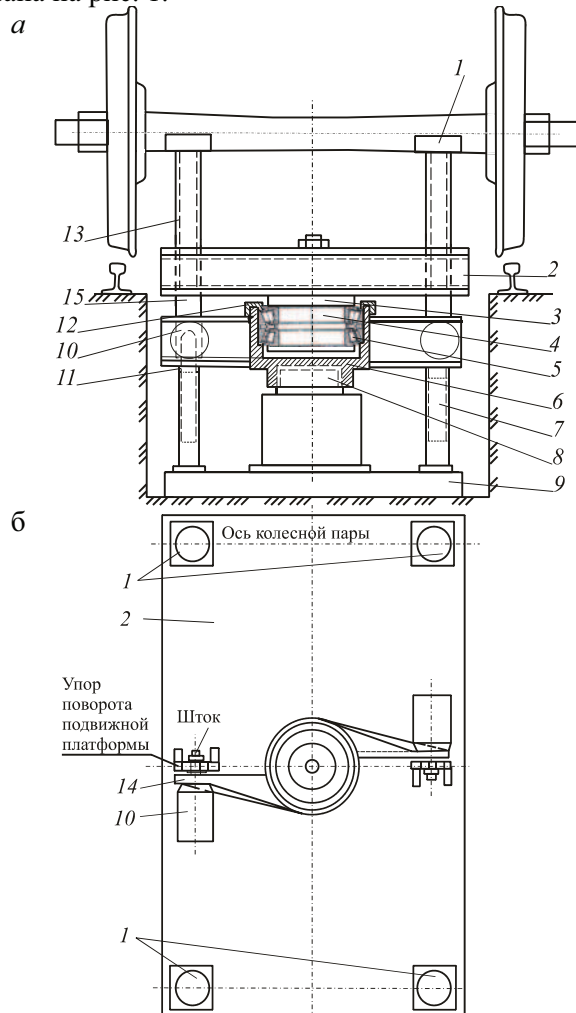


Рис. 1. Общий вид стэнда и механизма нагружения для поворота тележки: 1 – винтовая опора; 2 – поворотная платформа; 3 – кольцо; 4 – вал; 5 – подшипник; 6 – обойма; 7 – направляющий стакан; 8 – домкрат подъема; 9 – фундамент; 10 – домкрат нагружения; 11 – направляющая; 12 – упор подшипника; 13 – винтовой стержень; 14 – стержень домкрата и месдоз; 15 – упорная пластина для передачи усилия от домкрата поворота поворотной платформе.

Стенд имеет опоры 1, при помощи которых подъемная сила передается колесным парам. Опоры установлены на подъемной поворотной платформе 2 при помощи винтовых стержней 13, которые дают возможность изменять высоту опоры над платформой в зависимости от фазы работы стэнда. Платформа 2 опирается на

двурядный радиально-упорный подшипник 5 при помощи вала 4 и кольца 3, через которое нагрузка передается на внутреннее кольцо подшипника 5. Внешние кольца подшипника 5 закреплены в обойме 6 и фиксируются в ней при помощи упорного кольца 12. Обойма 6 непосредственно соединяется с подвижной частью домкрата 8, который установлен на фундаменте 9. Для поворота платформы используются домкраты двойного действия 10. Домкраты закреплены к подъемной части стэнда с помощью консолей рычагов 14. Усилия от домкратов передаются поворотной платформе при помощи вертикальных упорных пластин 15. Реактивные усилия во время работы домкратов передаются на направляющие стержни 11, которые имеют только вертикальные перемещения в направляющих стаканах 7, закрепленных к фундаменту 9.

В начале работы над эскизным проектом целью работы было создание компактной конструкции стэнда, исключив при проведении измерений горизонтальные силы взаимодействия колес и рельсов. Поэтому для проектирования была избрана конструкция, в основу которой был стэнд по патенту [5]. Однако при разработке эскизного проекта оказалось, что конструкция имеет некоторые сложные узлы, которые нуждаются в регулировании в процессе подготовки к испытаниям. Это явным образом будет усложнять эксплуатацию стэнда. Поэтому были рассмотрены разные технические решения по упрощению конструкции и эксплуатации стэнда. На основе этих решений предлагается второй вариант конструкции стэнда.

Во втором варианте стэнда основной конструкции является поворотная платформа, на которой установлены рельсы рельсовой колеи. Поворотная платформа опирается на специальные катки, которые при повороте платформы перекатываются по специальным опорным плитам. При этом опоры расположены в вертикальных плоскостях, в которых на платформу передается нагрузка от колес тележки, а несущая конструкция платформы выполнена в виде двух продольных балок, при этом катки имеют возможность перекатываться по кругу относительно центра подшипника по фундаментным плитам.

В процессе испытания исследуемая тележка, та, для которой определяется величина момента сил сопротивления, устанавливается на поворотной платформе, а вторая тележка находится на неподвижной рельсовой колее.

Конструкция стэнда представлена на рис. 2.

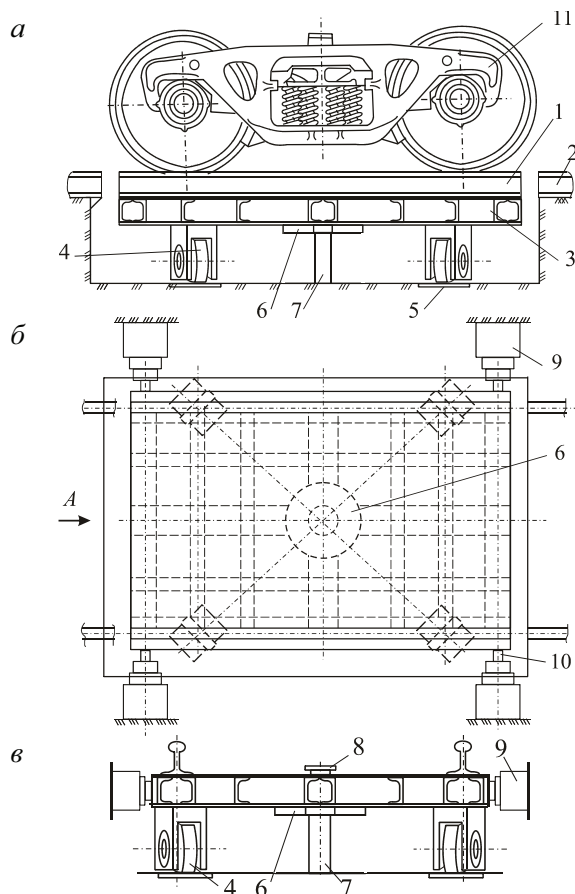


Рис. 2. Внешний вид стенда (2-й вариант):
 а) вид сбоку; б) вид сверху в поперечной плоскости;
 в) вид с торца:
 1 – тележка; 2 – рельсы; 3 – поворотная платформа; 4 – домкрат; 5 – каток; 6 – центрирующий стержень; 7 – опорная плита; 8 – центрирующий подшипник; 9 – предохранительная шайба; 10 – месдоза.

Стенд имеет рельсы 1, отсоединенные от основной колеи 2, поворотную платформу 3, которая опирается на катки 4, перекачиваемые по фундаментным плитам 5, центрирующий подшипник 6 и центрирующий стержень 7, предохранительную шайбу 8, домкраты 9, месдозы 10, исследуемую тележку 11.

Существенное упрощение конструкции стенда связано с тем, что при введении опирания тележки на рельсы, которые поворачиваются вместе с поворотной платформой, силы взаимодействия колес и рельсов превращаются во внутренние силы системы и не влияют на ее движение. При этом из состава конструкции исключается подъемный механизм с довольно мощным домкратом и принадлежащей ему насосной станцией.

С другой стороны, использована возможность сделать конструкцию платформы более рациональной с точки зрения прочности и устойчивости путем введения вместо одной центральной опоры четырех в вертикальных плоскостях, в которых приложены на платформу

нагрузки от колес исследуемой тележки. Таким образом, несущая конструкция платформы вместо пластины имеет схему в виде двух продольных балок. При этом для возможных схем нагрузки при перекачивании исследуемой тележки по платформе выбраны рациональные расстояния между катковыми опорами балок.

Во втором варианте конструкции стенда подготовительные операции и процесс определения момента сил трения также более просты, чем в первом варианте.

На основании сравнения рассмотренных вариантов конструкции стенда можно указать, что более целесообразным для реализации является второй вариант стенда.

Необходимость иметь испытательную базу для определения момента сил сопротивления повороту наддрессорной балки относительно кузова связана с особенностями конструкции вагонов грузового парка. В стандартных вагонах, имеющих зазоры между скользунами, измерение момента сопротивления повороту наддрессорной балки относительно кузова необходимо для контроля состояния пятникового узла, наличие износов в котором и отсутствие смазки могут привести к чрезмерному увеличению этого момента [4]. Особенно важны эти измерения для модернизированных вагонов со скользунами постоянного контакта. В этом случае расчетная величина этого момента соответствует рациональному сочетанию показателей динамических качеств вагона, и контроль этой величины настоятельно необходим.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Стенд для статических испытаний тележек железнодорожного подвижного состава [Текст] / А. А. Кривецкий и др. / А.с. 583379. Оpubл. 05.12.1977. Бюл. 45.
2. Результаты стендовых испытаний по определению характеристик горизонтальной угловой связи рам тележек грузовых вагонов [Текст] / В. А. Двхглавов и др. // Тр. ДИИТа. – 1978. – Вып. 199/25. – С. 25-34.
3. Стенд для испытания опор кузова подвижного состава [Текст] / Л. К. Добрынин и др. / А.с. 1010493. Оpubл. 7.04.1983. Бюл. 13.
4. Влияние технического состояния узлов опирания грузовых вагонов на сопротивление повороту тележек [Текст] / Ю. С. Ромен и др. // Вестник ВНИИЖТ. – 2000. – № 3. – С. 12-17.
5. Стенд для дослідження сили тертя у ковзунах візка вантажного вагона [Текст] / М. Л. Коротенко и др. / Патент на корисну модель № 31842 Україна. Оpubл. 25.04.2008. Бюл. № 8.

Поступила в редколлегию 16.07.2009

Е. П. БЛОХИН, д.т.н., профессор, ДИИТ (Украина);
С. А. КОСТРИЦА, к.т.н., доцент, ДИИТ (Украина);
А. В. СУЛТАН, к.т.н., доцент, ДИИТ (Украина);
Е. М. ДЗИЧКОВСКИЙ, ст.н.с., ДИИТ (Украина);
А. Е. КРИВЧИКОВ, ст.н.с., ДИИТ (Украина);
И. П. ЛАУШНИК, к.ф.-м.н., доцент, ДИИТ (Украина)

РЕЗУЛЬТАТЫ ПРОЧНОСТНЫХ ИСПЫТАНИЙ ЭЛЕКТРОВОЗА 2ЕЛ5

У статті наведені результати міцнісних випробувань електровоза 2ЕЛ5.

В статье приведены результаты прочностных испытаний электровоза 2ЕЛ5.

In the paper the results of strength tests of electric locomotive 2EL5 are presented.

Отраслевая научно-исследовательская лаборатория динамики и прочности подвижного состава (ОНИЛ ДППС) Днепропетровского национального университета железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна (ДНУЖТ) провела в октябре 2008г. на заводских путях ОАО «ХК «Лугансктепловоз» ударные, а в ноябре 2008г. на участках Одесса – Котовск - Вапнярка Одесской ж.д. - ходовые прочностные приемочные испытания электровоза 2ЕЛ5-008.

Основной целью разработки нового электровоза являлось создание в Украине грузовых

электровозов нового поколения с улучшенными эксплуатационными качествами для замены грузовых электровозов ВЛ80 всех модификаций, которые выработали свой ресурс.

Схема размещения тензорезисторов на несущих элементах конструкции электровоза 2ЕЛ5-008, которая была разработана на основании результатов статических стендовых испытаний, проведенных испытательным центром «ТРАНССЕРТ» в ОАО «ХК «Лугансктепловоз», приведена на рис. 1 и 2.

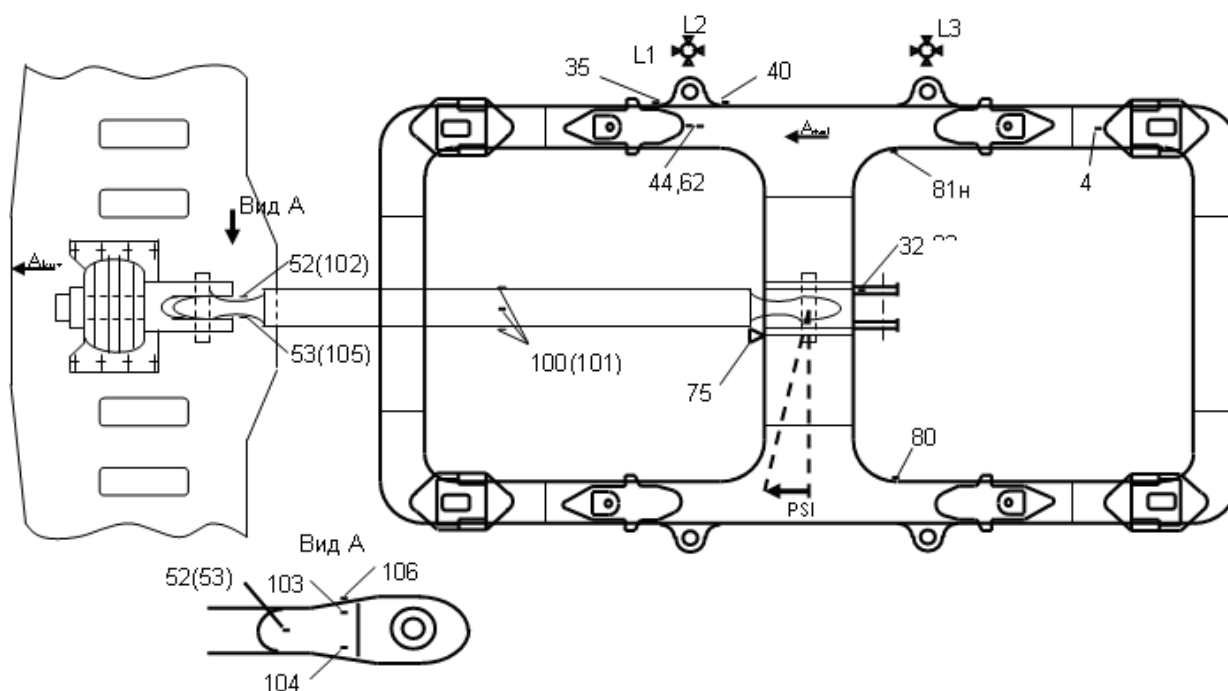


Рис. 1. Схема размещения тензорезисторов на раме тележки, тягах люлечного подвешивания и наклонных тягах электровоза 2ЕЛ5

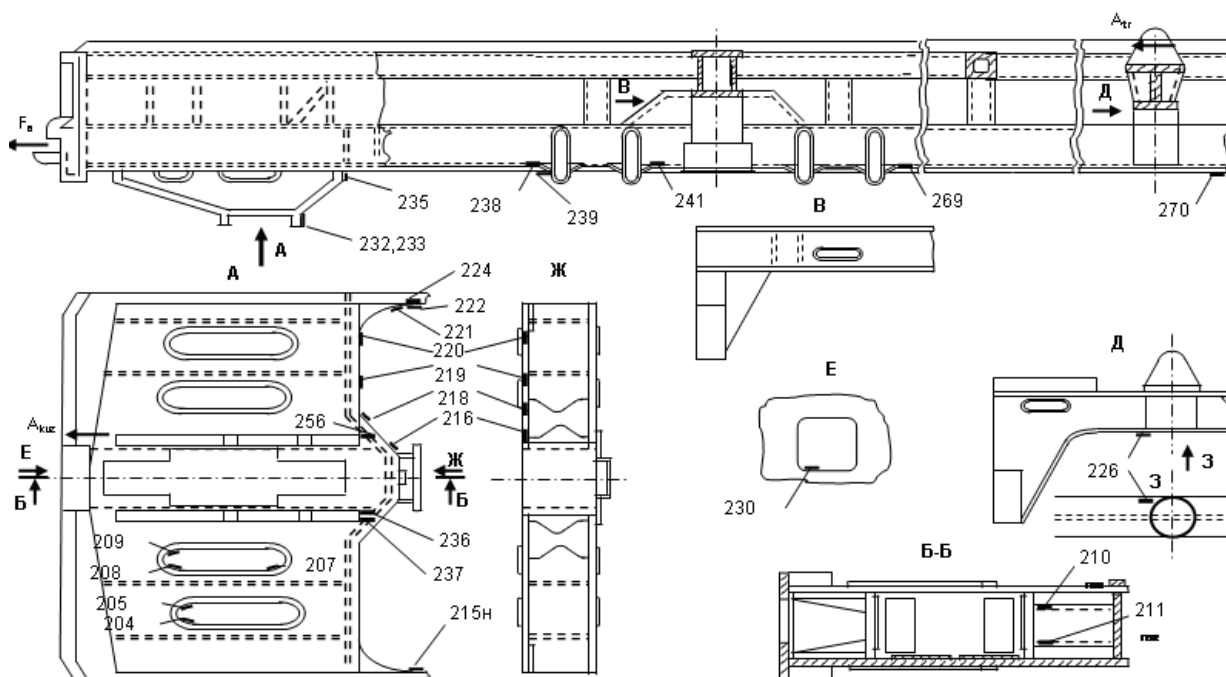


Рис. 2. Схема размещения тензорезисторов на раме кузова электровоза 2ЕЛ5

На схемах приняты следующие обозначения:

1...270 – напряжения (МПа) в несущих элементах конструкции электровоза;

L1, L2, L3 – напряжения (МПа) в тягах люлечного подвешивания, вызванные соответственно изгибающими моментами M_y , M_z и продольной силой N_x относительно местной системы координат тяг;

A_{kuz} , A_{tel} , A_{tr} – ускорения ($м/с^2$) соответственно на буферном бресе кузова электровоза в районе автосцепки, посредине боковины рамы тележки и на поперечной трансформаторной балке рамы кузова;

F_a – сила (кН) в тензометрической автосцепке, которой была серийная автосцепка перед проведением испытаний.

PSI – угол поворота первой тележки относительно кузова, определяемый по величине продольного перемещения боковин рам тележки относительно кузова.

Скорость V (км/ч), определялась при проведении:

– ходовых прочностных испытаний при помощи GPS навигатора, который устанавливался в вагоне-лаборатории ДИИТа;

– испытаний на соударения при помощи контактных педалей и электронного секундомера.

Результаты ходовых прочностных испытаний

Опытный сцеп состоял из электровоза 2ЕЛ5-008, вагона – лаборатории № 04572046 и электровоза-эталона ВЛ80С-2534.

Ходовые прочностные испытания электровоза 2ЕЛ5-008 проводились в два этапа.

На первом этапе напряжения в несущих элементах конструкции определялись на выбеге и при малых значениях сил тяги и торможения. На этом этапе в составе опытного сцепа электровоз ВЛ80С двигался в режиме выбега при движении в хвосте сцепа и в режиме тяги при движении в голове.

На втором этапе определялись динамические напряжения в элементах конструкции электровоза 2ЕЛ5-008 при больших значениях силы тяги, которые имеют место во время ведения грузовых поездов в часовом или продолжительном режимах работы электровоза 2ЕЛ5 или при рекуперации. На этом этапе силу сопротивления поезда создавал электровоз ВЛ80С в режиме реостатного торможения при движении в хвосте сцепа или в режиме тяги при движении в голове.

В процессе испытаний движение опытного сцепа осуществлялось на опытных участках пути со следующими скоростями:

- по прямым участкам пути и кривым большого радиуса ($R > 850 м$) – до 120 км/ч;
- по кривым среднего радиуса

(400 м < R < 650 м) – до скорости 110 км/ч;

- по кривым малого радиуса (R < 400 м) – до скорости 50 км/ч;

- по стрелочным переводам на боковой путь марки 1/9 и 1/11 – до 25 и 40 км/ч соответственно.

Анализ осциллограмм, записанных во время опытов, показал:

- при трогании электровоза с места имеют место высокие напряжения в несущих элементах рамы тележки. В частности при силе в автосцепке 420 кН в тензоточке 32 (кронштейн тягового двигателя на центральной поперечной балке рамы тележки) напряжения достигают 40 МПа, в тензоточках 80 и 81 (закругления между боковинами и центральной балкой рамы тележки) – 28 МПа, а в тензоточках 75 и 232 (кронштейны крепления наклонной тяги к центральной балке рамы тележки и к буферному брусу рамы кузова) по 30 МПа. В наклонной тяге (тензоточка 53) напряжения составили 22 МПа;

- при движении по стрелкам на боковой путь, по кривым малого и среднего радиуса и по прямым участкам пути из всех тензоточек, расположенных на раме тележки, точки 80 и 81 наиболее чувствительны к динамическим нагрузкам;

- в тягах люлечного подвешивания имеют место значительные изгибные напряжения (тензоточки L1 и L2), которые по величине превышают растягивающие напряжения (тензоточка L3), что говорит о наличии значительных сил трения в шарнирах люлечного крепления и может отрицательно сказаться на их долговечности. Динамические добавки напряжений в тягах люлечного подвешивания мало зависят от скорости движения электровоза;

- динамические добавки напряжений в раме кузова при движении по прямым участкам пути на выбеге не превышают 10 МПа.

Прочность тяг люлечного подвешивания, а также несущих элементов рам кузова и тележек оценивалась по коэффициенту запаса усталостной прочности n_v , который определялся по формуле, согласно [2]:

$$n_v = \frac{\sigma_{-1}}{\psi \sigma_m + k_\sigma \sigma_v} \geq [n];$$

где σ_{-1} – предел выносливости стандартного образца при симметричном цикле нагружения на изгиб; k_σ – эффективный коэффициент, учитывающий понижение предела выносливости конструкции по отношению к пределу выносливости стандартного образца; σ_m – среднее

напряжение цикла; ψ – коэффициент, учитывающий чувствительность металла к асимметрии цикла (при $\sigma_m > 0$ $\psi = 0.3$, при $\sigma_m < 0$ $\psi = 0$);

σ_v – амплитуда динамических напряжений; $[n]$ – допускаемый коэффициент запаса сопротивления усталости. Согласно [1], для несущих элементов экипажной части $[n] = 2$.

Коэффициент k_σ определялся из соотношения:

$$k_\sigma = \beta_k \frac{k_1 k_2}{\gamma m},$$

где β_k – эффективный коэффициент концентрации напряжений в узлах сложного очертания, концентрация напряжений в которых определяется только их геометрией. Так как, все тензодатчики были установлены непосредственно в зоне концентрации напряжений, то коэффициент β_k для всех тензоточек принимался равным 1; k_1 – коэффициент, учитывающий неоднородность материала детали. Для проката k_1 принимался равным 1.1, для литья – 1.3; k_2 – коэффициент, учитывающий влияние внутренних напряжений в детали, величина его зависит от поперечных размеров детали; γ – коэффициент, учитывающий размеры детали; m – коэффициент, учитывающий состояние поверхности детали. Для проката $m = 0.8$, для чистой станочной обработки $m = 0.9$, для стального литья $m = 0.75$.

Величина среднего напряжения цикла определялась из соотношения:

$$\sigma_m = \sigma_{cm} + \sigma_f + \sigma_{кр},$$

где σ_{cm} – напряжения, возникающие от действия вертикальных статических нагрузок; σ_f – напряжения, возникающие от действия сил тяги или торможения, при движении экипажа со скоростью V; $\sigma_{кр}$ – значения напряжений, возникающие при движении по кривым участкам пути.

Коэффициенты запаса усталостной прочности n_v для наиболее нагруженных элементов конструкции экипажной части, а также величины, необходимые для их определения, приведены в табл. 1.

Из приведенных результатов видно, что во всех точках значение коэффициента запаса усталостной прочности не меньше нормативного значения 2.

Коэффициенты запаса усталостной прочности несущих элементов конструкции электровоза 2ЕЛ5

Элемент конструкции	V, км/ч	$\sigma_{ст}$, МПа	$\sigma_б$, МПа	$\sigma_{кр}$, МПа	σ_m , МПа	σ_v , МПа	n_v
Рама тележки	21...40	41,5	28,2	12,4	82,1	12,8	3,2
	41...60	41,5	28,2	13,0	82,7	14,7	2,9
	61...80	41,5	28,2	11,9	81,6	15,1	2,9
	81...100	41,5	28,2	16,8	86,5	18,3	2,5
	101...120	41,5	28,2	16,9	86,6	13,2	3,1
Наклонная тяга	21...40	0	16,7	3,2	19,9	2,5	12,9
	41...60	0	16,7	2,2	18,9	4,2	9,9
	61...80	0	16,7	3,2	19,9	3,9	10,1
	81...100	0	16,7	2,8	19,5	5,5	8,1
	101...120	0	16,7	1,3	18,0	8,2	6,2
Рам а кузова	21...40	0	30	4,2	34,2	5,5	6,9
	41...60	0	30	2,9	32,9	6,1	6,5
	61...80	0	30	3,6	33,6	6,4	6,3
	81...100	0	30	3,5	33,5	10,5	4,3
	101...120	0	30	2,5	32,5	13,8	3,5
Тяги люлечного подвешивания	21...40	35,2	5	4,7	44,9	25,2	5,5
	41...60	35,2	5	3,6	43,8	29,4	5,0
	61...80	35,2	5	5,1	45,3	33,9	4,4
	81...100	35,2	5	5,8	46,0	35,5	4,2
	101...120	35,2	5	6,2	46,4	28,9	5,0

Примечание. Ввиду того, что напряжения в тягах люлечного подвешивания измерялись посредством измерительных схем (изгибной в точках L1 и L2, растяжения-сжатия в точке L3), поэтому напряжения $\sigma_{кр}$, σ_v в таблице 1 вычислялись как суммарные по формуле: $L123 = \sqrt{L1^2 + L2^2} + L3$.

Из приведенных результатов видно, что минимальные значения коэффициента запаса усталостной прочности n_v для несущих элементов конструкции экипажной части электровоза 2ЕЛ5 оказались равными:

- рама тележки 2,5;
- рама кузова 3,5;
- наклонная тяга 6,2;
- люлечная тяга 4,2.

Результаты испытаний на соударения

Во время опытов на соударения испытываемая секция электровоза 2ЕЛ5 с маневровым локомотивом (опытный сцеп) находилась на одном пути с заторможенным сцепом-стенкой из 10 грузовых вагонов общей массой около 800 т, на который в режиме выбега накатывался опытный сцеп. На соседнем пути находилась вагон-лаборатория с измерительной аппаратурой.

Испытания на соударения проводились в два этапа. На первом этапе испытаний к изме-

рительной аппаратуре были подключены тензоточки, расположенные на раме кузова электровоза (204...236 см. рис. 2), и датчики ускорений. На этом этапе было произведено 7 соударений со скоростями подхода опытного сцепа от 1,5 км/ч до 4,7 км/ч. Перед вторым этапом был проведен экспресс-анализ полученных результатов, в результате которого менее чувствительные точки (212, 213, 217, 220, 225, 227, 237) были заменены на тензоточки (101, 102, 103, 104, 105, 106 см. рис. 1), расположенные на наклонной тяге. На втором этапе испытаний было произведено 18 соударений и реализованы скорости соударения опытного сцепа от 4,5 до 7,2 км/ч. При скорости соударения 7,2 км/ч сила в автосцепке составила 1610 кН.

Результаты линейной экстраполяции опытных данных на нормативную для грузовых локомотивов силу 2500 кН, согласно [1], приведены в табл. 2.

Таблица 2

Напряжения (МПа) и ускорения (м/с^2) в элементах конструкции электровоза 2ЕЛ5 при действии нормативной продольной силы 2500 кН

Датчик	A_{kuz}	A_{tel}	A_{tr}	101	102	105	204	205	207
Значение	34	29	31	-165	-190	-205	-130	310	260
Датчик	208	209	210	211	214	215	216	218	219
Значение	-190	150	-150	-80	-160	-155	200	130	85
Датчик	221	222	224	226	230	232	233	235	236
Значение	-195	-160	-190	95	-115	180	245	120	33

Как видно из табл. 2, максимальное напряжение 310 МПа, полученное в тензоточке 205 на обечайке овального отверстия ближнего к стяжному ящику (см. рис. 2), не превышает допускаемого значения. Согласно [1], для стали 09Г2С, из которой изготовлен буферный брус электровоза 2ЕЛ5, допускаемое напряжение равно $[\sigma] = 0,95\sigma_T = 0,95 \times 345 = 328$ МПа.

В трубе наклонной тяги, которая изготовлена из стали 10В, расчетное напряжение (см. точку 101 на рис. 1 и в табл. 2), соответствующее силе в автосцепке 2500 кН, составило 165 МПа, что ниже допускаемого $0,9\sigma_T = 0,9 \times 205 = 185$ МПа.

В литой головке наклонной тяги (сталь 20Л) максимальное напряжение, экстраполированное по экспериментальным данным на силу в автосцепке 2500 кН, составило 205 МПа (см. точку 105 на рис. 1 и в табл. 2), что превышает допускаемую величину $0,9\sigma_T = 0,9 \times 216 = 195$ МПа. Прочность литой детали можно обеспечить, изготовив её из стали 25Л, для которой предел текучести равен $\sigma_T = 235$ МПа, что позволит повысить допускаемое напряжение головки наклонной тяги до $0,9\sigma_T = 0,9 \times 235 = 212$ МПа.

Следует обратить внимание, что электровозы 2ЕЛ5 является аналогом российских электровозов 2ЭС5К «Ермак», которые эксплуати-

руются в настоящее время на Южной железной дороге (локомотивное депо ст. Котовск).

За время эксплуатации электровозов 2ЭС5К на путях «Укрзалізниця» неоднократно наблюдались усталостные трещины на кронштейнах крепления наклонной тяги к буферному брусу. Поэтому, несмотря на положительные результаты испытаний электровоза, в отношении кронштейна крепления наклонной тяги, было принято решение о проведении теоретического расчета его на прочность, результаты которого приведены в [2].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. НОРМЫ для расчёта и оценки несущих элементов, динамических качеств и воздействия на путь экипажной части локомотивов железных дорог МПС РФ колеи 1520 мм [Текст] / ВНИИЖТ. – М., 1998.
2. Султан, А. Исследование напряжённо-деформированного состояния кронштейна крепления наклонной тяги к буферному брусу электровоза 2ЕЛ5 [Текст] / А. Султан, Б. Товт. – ДИИТ, 2009.

Поступила в редколлегию 27.07.2009

Е. П. БЛОХИН, д.т.н., профессор, ДИИТ (Украина);

Л. А. МАНАШКИН, д.т.н., профессор (США)

РАЗВИТИЕ МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ ДИНАМИКИ ПОЕЗДА В ТРУДАХ В. А. ЛАЗАРЯНА И ЕГО УЧЕНИКОВ

Огляд математичних моделей динаміки поїзда.

Обзор математических моделей динамики поезда.

The review of mathematical models of train dynamics.

Проблемы динамики поезда – одно из серьёзнейших направлений механики железнодорожного транспорта, как по своей технической значимости, так и по трудностям решения поставленных задач. Это и задача прогнозирования нагрузок, действующих на путь и вагоны, каждый из которых, в свою очередь, вместе с грузом есть сложная динамическая система с нелинейными связями её элементов. Без знания нагруженности всех элементов системы нельзя прогнозировать их долговечность и определять мероприятия для её обеспечения. Это и задача выбора технических параметров ряда устройств таких как амортизаторы ударов и рессорное подвешивание кузовов экипажей. Это и задача безопасного и оптимального управления движением поезда. Это и задача обеспечения безопасности движения и пассажиров при, хотя и мало вероятных, но возможных аварийных режимах движения поездов, обеспечение сохранности транспортируемых грузов и самого оборудования экипажей. Это и задача определения параметров железнодорожного пути. Сложность проблемы, в целом, в её существенной многомерности, в сложной реологической природе деформирующихся материалов и устройств, которые, в свою очередь, принципиально нелинейные и, более того, описываются негладкими функциями.

Первые математические модели железнодорожного поезда в России были предложены Н. Е. Жуковским [1]. Одна из этих моделей представляла поезд как упругий стержень с массой (локомотивом) на одном из его концов. Такая модель позволяла использовать для решения задачи о продольных колебаниях поезда аппарат решения уравнения математической физики. Вторая модель представляла поезд в виде цепочки упруго соединённых твёрдых тел. Обе модели позволяли лишь оценить наибольшие силы, возникающие при трогании растяну-

того (без проявления зазоров) поезда. Впоследствии эти подходы были существенно усовершенствованы В. А. Лазаряном [2-6, 64, 68, 104], который рассмотрел физически более близкую к реальному растянутому поезду модель, представив его в виде стержня с упругими несовершенствами. Несовершенства представлялись элементами соединений тел с постоянным коэффициентом вязкости и с коэффициентом вязкости, обратно пропорциональным частоте собственных упругих колебаний стержня. Такой подход позволил не только оценить наибольшие силы при трогании поезда, но и рассчитать их изменение во времени, адекватно отражающее аналогичный процесс, получаемый в испытаниях реального поезда. При этом, для решения задачи было эффективно использовано применение обобщённых координат [6-18] и операционное исчисление. Подобная модель была также использована С. В. Вершинским в работе «Продольная динамика вагонов в грузовых поездах» (Тр. ВНИИЖТа, 1957, вып. 143, 263с.).

Успехи в этом направлении позволили В. А. Лазарю вместе со своими учениками расширить круг решаемых задач, связанных с проблемами вождения и формирования поездов. С этой моделью были получены решения по соударению сжатых сцепов вагонов (П. С. Бодянов) [25], по переходному режиму при торможении сжатого поезда (А. И. Стукалов), по колебаниям неоднородных поездов и поездов с массивными включениями (Е. П. Блохин) [24, 30], по колебаниям поезда без зазоров в соединениях, движущегося по переломам продольного профиля пути (И. Г. Барбас) [28, 29], колебаниям сцепов и поездов без зазоров в соединениях вагонов с подвижными грузами, типа наливных (Г. И. Богомаз, Л. А. Манашкин, А. В. Рыжов) [119, 121, 122, 136]. Использование метода Да-

ламбера для решения задачи о колебании стержня с упруго-фрикционной зависимостью силы от деформаций позволило получить замкнутое выражение для расчёта распределения вдоль состава наибольших сил и ускорений при трогании растянутого поезда с места, в том числе при учёте сопротивления движению, а также в случаях торможения сжатого поезда при различных соотношениях скорости бега волны пневматического включения тормозов (Л. А. Манашкин, А. В. Рыжов) [104]. Волновые процессы в поезде позволили определить ряд интегральных характеристик элементов системы в целом [142].

Высоко эрудированный и разносторонний по своим знаниям и интересам В. А. Лазарян один из первых в Украине построил в ДИИТе электрическую RLC модель (36 контуров) для решения линейных и нелинейных задач продольной динамики поезда [12, 13, 16, 19, 27, 31]. На этой модели были повторены задачи, решённые ранее, и впервые решена задача по торможению растянутого поезда (А. И. Стукалов), когда в процессе формирования сжимающих сил проявлялись зазоры в соединениях вагонов.

Появление электронных аналоговых и цифровых вычислительных машин привело к рассмотрению дискретной расчётной схемы поезда, когда каждый вагон представлялся одним твёрдым телом, а соединения вагонов представляли специальными элементами, достаточно точно моделирующими работу соединения вагонов, оборудованных упруго-фрикционными поглощающими аппаратами. Ранее подобная задача для линейных упруговязких систем решалась Т. Л. Городецкой. Одновременно с этим апробировались различные численные методы интегрирования многомассовых систем дифференциальных уравнений движения с негладкими правыми частями (Е. П. Блохин, Л. В. Белик, В. А. Каблуков, Л. А. Манашкин, В. А. Музыкин) [36, 48, 71]. С помощью АВМ была построена специализированная модель поезда [33, 39, 40], позволившая исследовать переходные режимы при трогании сжатых поездов, движении их по переломам продольного профиля пути (И. Г. Барбас) [38], троганиях электропоездов (В. А. Каблуков) [37], изучить влияния зазоров в соединениях вагонов и различных параметров фрикционных поглощающих аппаратов на уровни сил и ускорений вагонов (Л. А. Манашкин, А. В. Рыжов) [64], формировать в заданных диапазонах величин случайные начальные состояния поезда и

сил управления с целью имитации реальных условий формирования нагрузок для оценок надёжности и долговечности подвижного состава (Л. А. Манашкин, А. М. Бондарев, М. М. Кедря) [95, 96, 117, 126, 131], исследовать аварийные столкновения электропоездов и параметры элементов защиты (Л. А. Манашкин, В. А. Музыкин) [46, 49, 62, 65, 76] по заказу ВНИИ Вагоностроения, Москва (Л. Кузьмич, А. Иванов), имитировать движение объединённого поезда и возникающие в нём динамические нагрузки при работе реальной системы управления вспомогательным локомотивом (Е. П. Блохин, В. Н. Захаров, М. Е. Итин, Л. А. Манашкин) [89, 114].

По мере увеличения быстродействия ЦВМ центр тяжести в решении задач динамики поезда переместился к ним (Е. П. Блохин, Л. А. Манашкин, Л. В. Белик, Н. И. Грановская, Л. Г. Маслеева, Л. В. Урсуляк, К. И. Железнов) [142, 146, 164-174]. Критерием достоверности результатов моделирования служили данные обширных экспериментальных исследований, проводимых НИЛ динамики и прочности подвижного состава ДИИТа в реальных условиях железных дорог бывшего СССР под руководством В. А. Лазаряна [26, 32, 37, 52, 54, 57, 75, 98, 112, 146] и Е. П. Блохина [22, 90, 123, 155-163].

В 1961 году сотрудник кафедры математики МИИТа Н. А. Панькин в своей работе «Распространение сильных возмущений в поезде» (Ученые записки ВЗИИТа, 1961, вып. 7, с. 105-166) предложил использовать для анализа процессов в поездах газодинамическую модель поезда. При этом рассматривалось равномерное нарастание скорости локомотива подобно равномерному нарастанию скорости поршня в воздушной ударной трубе. В газодинамических системах с жёсткими (модуль упругости увеличивается по мере увеличения деформаций среды) зависимостями давления от деформаций возникает ударная волна. В случае мягких (модуль упругости уменьшается по мере увеличения деформаций среды) характеристик возникшая ударная волна наоборот распадается подобно процессам при соударениях упругопластических стержней. В ДИИТе под руководством В. А. Лазаряна были проведены обширные аналитические и численные с помощью АВМ и ЦВМ исследования динамических процессов в поезде с использованием газодинамической модели для анализа результатов численного интегрирования (Е. П. Блохин, Л. А. Манашкин, Л. В. Белик, Н. И. Грановская,

В. С. Кнышенко) [44-47, 62, 65, 79, 137-140, 142].

При трогании с места растянутого грузового поезда скорость локомотива может нарастать только по мере увеличения силы тяги. При постоянной силе тяги скорость локомотива изменяется ступенями в моменты, когда со свободного конца поезда «прибегает» волна разгрузки. При этом вдоль состава распространяется постоянная сила, реализуемая локомотивом. В этом случае возникающие силы не превышают реализуемую локомотивом силу тяги. Особенность «ударного» процесса в растянутом поезде с жёсткими характеристиками соединений вагонов проявляется в увеличении темпа нарастания силы в них с увеличением их расстояния от локомотива. При соединениях вагонов с мягкими характеристиками темп нарастания силы в соединениях вагонов уменьшается.

При трогании с места сжатого поезда (что наиболее часто имеет место в случаях грузовых поездов, так как перед троганием состав осаживается, сжимается, чтобы облегчить процесс трогания) локомотив уже с первым вагоном взаимодействует ударно, так как, двигаясь в пределах зазора, он набирает скорость относительно неподвижного вагона. В пределе, соединение вагонов с любой характеристикой поглощающих аппаратов при проявлении зазора, в целом, имеет жёсткую характеристику и, более того, негладкую. Вдоль поезда от локомотива к хвостовой части распространяется волна ударов растянутой части состава по каждому следующему вагону, перед которым выбрался зазор, в результате движения предыдущей части поезда. При протекании процесса растянутая часть состава ведёт себя как стержень с упругими несовершенствами. Поэтому возникающая при ударном нагружении сила распространяется с места удара в головные сечения. В своё время процесс трогания сжатого состава был рассмотрен В. А. Галеевым и Ю. И. Першицем (Вопросы механики поезда, М.: Трансжелдориздат, 1958, 233 с.), но при этом растянутая часть рассматривалась как абсолютно твёрдое тело и не принимались во внимание процессы в растянутой части состава.

При исследовании переходных режимов движения поезда, как нелинейной сплошной системы, под руководством В. А. Лазаряна были рассмотрены случаи упругой и неупругой сред (Л. А. Манашкин) [137, 139, 142]. При этом была изучена структура формирования ударной волны в системе с жёсткой характеристикой поглощающих аппаратов при разных

случаях рассеяния энергии. Показано, что в случае фрикционных поглощающих аппаратов с пренебрежимо малой величиной силы их начальной затяжки на фронте ударной волны при трогании с места всегда будет иметь место мгновенный скачок силы при переходе от ненагруженной части системы к нагруженной. Если же происходит нарастание силы тяги из некоторого стационарного состояния, то реализуемая силовая характеристика соединения при жёстких характеристиках поглощающих аппаратов может оказаться как жёсткой, так и мягкой. В последнем случае ударная волна не образуется. В случаях неупругих сил, зависящих не только от знака скорости деформаций, но и от её величины, что характерно для гидравлических и эластомерных поглощающих аппаратов, переход от ненагруженной части системы к нагруженной происходит непрерывно на переходном участке, называемом «шириной фронта ударной волны». Изучено распределение сил по ширине фронта ударной волны [142].

Под руководством В. А. Лазаряна были изучены общие условия [139], при которых дискретная модель поезда как цепочки твёрдых тел эквивалентна его континуальной модели (в виде стержня или газодинамической), а также обоснованы критерии моделирования длинных дискретных систем их укороченными образами, что позволяет получать информацию, интегрируя численно существенно меньшее число дифференциальных уравнений [35, 127, 135, 139, 145, 149], что особенно важно для систем управления поездом, использующих цифровые интеграторы для контроля за силами и ускорениями вагонов в процессе управления поездом. Оказалось, что эти же общие условия одновременно являются критериями оптимизации неупругих сил гидравлических и эластомерных поглощающих аппаратов. При этих условиях силы в поезде при трогании его с места не превосходят приложенной к поезду силы тяги локомотива или силы торможения локомотивом. Показано, что в тех случаях, когда дискретная и континуальная модели поезда не эквивалентны, что может иметь место при определённых условиях и в случае линейных упругих характеристик поглощающих аппаратов (вследствие неравномерной сходимости рядов при мгновенно прикладываемых силах), силы в соединениях вагонов существенно выше реализуемой локомотивом силы тяги или торможения (Л. А. Манашкин, В. С. Кнышенко) [138, 140, 142].

Разработанный В. А. Лазаряном и С. И. Ко-нашенко применительно к задачам механики аппарат обобщенных функций [91, 106, 113] и аппарат метода конечных элементов позволили рассмотреть поезд как цепочку стержней, соединённых нелинейными элементами [154].

Методами статистического анализа обобщены результаты решаемых методом Монте-Карло задач продольной динамики поезда и получены статистические характеристики продольных динамических нагрузок в поезде. Эти результаты использованы как исходные данные для формирования условий испытания вагонов и локомотивов на надёжность и долговечность по нестационарным нагрузкам [142, 153].

Изменившиеся в последней четверти двадцатого века условия вождения грузовых поездов на дорогах бывшего СССР, появление большегрузных и длинносоставных грузовых и пассажирских поездов, повышение скоростей их движения привели к необходимости пересмотра Норм и условий проектирования профиля железных дорог, одним из критериев которых стали нагрузки, возникающие в поездах при их движении по переломам профиля пути. Выполненные под руководством и при непосредственном участии В. А. Лазаряна обширные исследования в этом направлении позволили ответить на целый ряд важных вопросов проектирования железных дорог (Е. П. Блохин, Л. Г. Маслеева, Л. В. Урсуляк) [111, 125, 127, 142, 146, 166, 167, 169, 170, 172] и внести дополнения в СНиП II-39-76.

Для анализа влияния особенностей поглощающих аппаратов на динамическую нагруженность конструкции вагонов при их соударениях В. А. Лазаряном, Л. А. Манашкиным и А. В. Юрченко была разработана математическая модель продольно-изгибных колебаний неоднородного криволинейного стержня, центр масс которого не совпадает с центром его жёсткости, с сосредоточенными включениями [99, 105, 110, 116]. Анализ результатов численного интегрирования показал, что резкое нарастание силовой характеристики поглощающих аппаратов при соударениях вагонов приводит и возникновению интенсивных высокочастотных вибраций элементов конструкции вагона [134].

Вопросы безопасности движения грузовых поездов, особенно тяжеловесных, поставили перед исследователями проблему математического моделирования колебаний поезда в плоскости и в пространстве. В. А. Лазаряном, Е. П. Блохиным и Е. Л. Стамблером были проведены обширные экспериментальные и теоре-

тические исследования, построены линеаризованные модели колебаний поезда как одномерной системы динамических подсистем, линеаризовано учтены особенности нелинейного взаимодействия вагонов, соединённых автосцепками. Получены значения сил, при которых поезд, как система, теряет устойчивую форму равновесия [70, 83, 98, 115]. Эти работы позволили построить пространственную нелинейную имитационную математическую модель поезда как системы, движущейся по криволинейному в пространстве пути, представленному в виде слабо закрученной криволинейной полосы (Л. А. Манашкин, Н. И. Грановская, А. Н. Пшинько) [144, 147, 150, 152, 154]. Эта модель позволила рассмотреть случай выбивания вагонов из колеи при соударениях сцепов вагонов, нештатные режимы соударения цистерн, исследовать продольные и вертикальные силы, действующие на вагоны порожнего поезда [151, 154].

С использованием существенно нелинейной пространственной модели поезда и объектно-ориентированного метода программирования и, естественно, соответствующих дифференциальных уравнений его движения, решены многие задачи, связанные с выбором оптимальных режимов движения поезда [175] и исследованием причин крушений обычных и длинносоставных, в том числе соединённых, поездов, которые имели место в последние годы на железных дорогах России и Украины [176-181].

Математическая модель поезда использована и при создании в лаборатории динамики и прочности подвижного состава железных дорог университета (Е. П. Блохин, К. И. Железнов, В. В. Глухов, Л. В. Урсуляк) тренажёрных комплексов на базе компьютерных технологий для обучения машинистов магистральных локомотивов безопасным и энергосберегающим технологиям вождения поездов [179, 180, 182]. Такими тренажёрами оборудованы многие локомотивные депо украинских железных дорог и Обучающий центр в Тегеране (Иранские железные дороги).

Разработанные в ДИИТе математические модели поезда, реализованные удобным программным обеспечением, применяются многими научными коллективами бывшего Советского Союза для исследований и имитации движения поезда.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Жуковский Н.Е., Работа (усилие) русского сквозного и американского несквозного тягового

прибора при трогании поезда с места и в начале его движения // Бюллетень Экспериментального института путей сообщения. -1919. - 13. -С.31-57.

2. Лазарян В.А., О динамических усилиях в упряжных приборах поезда при изменении силы тяги локомотива.- Тр. ДИИТа, 1945, вып.15, с. 3-51.

3. Лазарян В.А., О динамических усилиях в упряжных приборах поезда при трогании с места.- Там же, с. 52- 85.

4. Лазарян В.А., Влияние первоначального сжатия поезда на усилия в упряжных аппаратах. – Тр. ДИИТа, 1947, вып. 16, с. 3-20.

5. Лазарян В.А., О динамических усилиях в упряжных приборах пассажирских поездов. – Тр. ДИИТа, 1948, вып. 18, с. 3-90.

6. Лазарян В.А., О динамических усилиях в упряжных приборах поезда при немономтонном изменении силы тяги. – Тр.ДИИТа, 1948, вып.19, с.63-82.

7. Лазарян В.А., О применении обобщённых координат к исследованию вынужденных колебаний стержней. – Там же, с.83-92.

8. Лазарян В.А., О динамических усилиях, возникающих в упряжных приборах при торможениях однородного поезда. – Там же, с.120-133.

9. Лазарян В.А., Исследование неустановившихся режимов движения поезда. – М.: Трансжелдориздат, 1949. – 135с.

10. Лазарян В.А., О динамических усилиях в упряжных приборах однородных поездов при сопротивлениях относительным перемещениям экипажей. – Тр.ДИИТа, 1950, вып.20, с.3-32.

11. Об усилиях в упряжных приборах поезда при тяге и подталкивании. – Тр. ДИИТа, 1951, вып 21, с.3-12.

12. Лазарян В.А., Б.Д.Лапкин, Применение электромеханических аналогий и моделирования к исследованию удара механических систем. – Там же, с.13-32.

13. Лазарян В.А., Б.Д.Лапкин, Применение электрического моделирования к исследованию усилий в упряжных приборах поездов. – Техника железных дорог, 1951, № 6, с.26-29.

14. Лазарян В.А., К вопросу о выборе расчётной схемы при исследовании переходных режимов движения поездов. – Техника железных дорог, 1952, № 6, с.17-19.

15. Лазарян В.А., Исследования переходных режимов движения поездов при сплошном торможении и при переходах через переломы продольного профиля пути. – Тр.ДИИТа, 1953, вып.23, с.5-23.

16. Лазарян В.А., Електричне моделювання перехідних режимів руху стержнів з пружними недосконаlostями. - Прикладна механіка, 1955, 1, № 3, с.311-324.

17. Лазарян В.А., Дослідження зусиль, що виникають в упряжних приладах при зрушуванні з місця вантажних поїздів. – Прикладна механіка, 1956, 2, № 1, с 16-28.

18. Лазарян В.А., Исследования усилий, возникающих при переходных режимах движения в

стержнях с различными упругими несовершенствами. – Тр.ДИИТа, 1956, вып.25, с.5-50.

19. Лазарян В.А., К вопросу об электрическом моделировании переходных режимов движения стержней. + Там же, с.84-123.

20. Лазарян В.А., О динамических усилиях, возникающих в упряжных приборах при трогании с места растянутых грузовых поездов. – Там же, с.124-151.

21. Лазарян В.А., О динамических усилиях, возникающих в сцепных приборах поездов при торможении. – В кн. Пути развития тормозной техники на железных дорогах СССР, М.: Трансжелдориздат, 1957, с.19-28.

22. Блохин Е.П., О влиянии неоднородного поезда на динамические усилия, возникающие в упряжных приборах при трогании с места. – Тр.ДИИТа, Вып. 26, М.:Трансжелдориздат, 1958. с.235-258.

23. Блохин Е.П., Электрическое моделирование продольных усилий, возникающих в неоднородных поездах при трогании с места. - Там же, с.270-289.

24. Лазарян В.А., Блохін Є.П., Власні позовжні коливання систем, які складаються з трьох жорстких тіл і двох деформованих стержнів. – Прикладна механіка, 1951, 7, № 1, с. 61-65; № 5, с.477-481.

25. Лазарян В.А., Бодянов П.С., Гронский В.И., Влияние жёсткости связи между секциями локомотива на продольные усилия, возникающие при ударах.- Тр ДИИТа, 1961, вып. 35, с 66-98.

26. Лазарян В.А., Блохин Е.П., Львов А.А., Продольные усилия, возникающие в тяжёловесных поездах при трогании с места. – Там же, с.112-147.

27. Лазарян В.А., Применение математических машин непрерывного действия к решению задач динамики подвижного состава железных дорог. – М.: Трансжелдориздат, 1962, 218с.

28. Лазарян В.А., Барбас И.Г., Работа системы автоматического управления при переходных режимах движения поездов. – Вестник ВНИИЖТ, 1962, № 4, С.3-6.

29. Лазарян В.А., Барбас И.Г., Влияние переходных режимов поезда на работу системы автоматического управления. – Тр.ДИИТа, 1963, вып.44, с.69-94.

30. Лазарян В.А., Блохин Е.П., Исследование усилий, возникающих в грузовых поездах при включении в них восьмиосных полувагонов. Там же, с.49-57.

31. Лазарян В.А., Блохин Е.П., Исследование с помощью модели-аналога усилий в упряжных приборах поезда при тяге и подталкивании. – Там же, с. 58-67.

32. Лазарян В.А., Бодянов П.С., Стукалов А.И., Сравнительные исследования поглощающих аппаратов автосцепки различной конструкции. – Там же, с.95-107.

33. Лазарян В.А., Барбас И.Г., Каблуков В.А., Манашкин Л.А., Применение электронных моделей к решению задач о трогании поездов. – Вестник ВНИИЖТ, 1963, № 3, с.51-53.

34. Лазарян В.А., Барбас И.Г., Каблуков В.А., Манашкин Л.А., Влияние времени нарастания силы тяги на продольные усилия при трогании однородного поезда. – Тр.ДИИТа, 1964, вып.50, с.21-27.
35. Лазарян В.А., Блохин Е.П., Манашкин Л.А., О выборе числа контуров при электрическом моделировании колебаний стержней. – Там же, с.28-34.
36. Белик Л.В., Каблуков В.А., Манашкин Л.А., Автоматический выбор шага при решении задач методом Рунге-Кутты. – Там же, с.35-38.
37. Лазарян В.А., Каблуков В.А., Стукалов А.И., Юспина Е.В., Исследование продольной динамики электропоезда. – Там же, с.92-104.
38. Лазарян В.А., Барбас И.Г., Манашкин Л.А., Электрическое моделирование движения однородных поездов через переломы продольного профиля пути. – Там же, с.5-20.
39. Лазарян В.А., Барбас И.Г., Каблуков В.А., Манашкин Л.А., Электронное моделирование трогания поезда с зазорами в упряжи. – Вестник ВНИИЖТ, 1964, № 2, с.56-60.
40. Лазарян В.А., Манашкин Л.А. Применение электронных моделей при исследовании соударений вагонов. Там же, № 7, с.60-64.
41. Лазарян В.А., Манашкин Л.А., Про амортизацию удара, Прикладна механіка, 1964, 10, № 4, с.349-359.
42. Лазарян В.А., Манашкин Л.А., Работа амортизаторов при ударах, сопровождающихся действием постоянной по величине продольной силы. – Тр.ДИИТа, 1965, вып.55, с.97-104.
43. Лазарян В.А., Барбас И.Г., Блохин Е.П., Влияние веса и длины пассажирского поезда на продольные усилия. – Тр.ДИИТа, 1966, вып.62, с.79-85.
44. Лазарян В.А., Манашкин Л.А., Влияние силовых характеристик фрикционных поглощающих аппаратов на особенности ударных процессов. – Там же, 1966, вып.59, с.9-15.
45. Лазарян В.А., Барбас И.Г., Блохин Е.П., Каблуков В.А., Манашкин Л.А., Исследование переходных режимов движения нелинейных одномерных механических систем. – В кн.: Динамика машин, М.: Машиностроение, 1966, с.96-104.
46. Лазарян В.А., Белик Л.В., Манашкин Л.А., Музыкин В.А., Исследование процессов распространения упруго-пластических деформаций в одномерных системах. – В кн. 3-й Всесоюзный симпозиум по распространению упругих и упруго-пластических волн, Тез.докл., Ташкент, 1966, с.9.
47. Лазарян В.А., Барбас И.Г., Блохин Е.П., Манашкин Л.А., К вопросу о влиянии характеристик связей одномерных механических систем на переходные режимы движения. – Тр.ДИИТа, 1966, вып. 59, с.3-8.
48. Лазарян В.А., Белик Л.В., Манашкин Л.А., Музыкин В.А., Численное решение задачи о переходных режимах движения одномерных многомассовых систем при помощи ЭВМ “Урал-3”. В кн.: Тезисы докладов V Всесоюзного совещания пользователей ЭВМ типа “Урал”, Тарту, 1966, с.55.
49. Лазарян В.А., Манашкин Л.А., Музыкин В.А., Моделирование силовых характеристик связей, имеющих упруго-пластическую область деформаций. – В кн.: Динамика и прочность машин, 1967, вып.6, с.136-141.
50. Лазарян В.А., Блохин Е.П., Манашкин Л.А., Юспина Е.В., Исследования при помощи машин непрерывного действия процессов, происходящих при продольном соударении одномерных механических систем. – Тр. ДИИТа, 1967, в.72, с.15-43.
51. Лазарян В.А., Блохин Е.П., Манашкин Л.А., Юспина Е.В., Вашурин Л.А., Переходные режимы движения поезда, составленного из вагонов с подвижной хребтовой балкой при отсутствии зазоров в упряжи. – Там же, с.44-56.
52. Лазарян В.А., Блохин Е.П., Зеленский В.А., К вопросу о переходных режимах движения поездов, вагоны которых оборудованы поглощающими аппаратами Ш-2-Т. – Там же, с.57-66.
53. Лазарян В.А., Блохин Е.П., Барбас И.Г., Об усилиях в грузовых поездах при торможении локомотива прямодействующим тормозом. – Там же, с.67-73.
54. Лазарян В.А., Блохин Е.П., Барбас И.Г., Бадикова Л.С., Юспина Е.В., Исследование работы поглощающих аппаратов в поездах. – Там же, вып.68, с.26-41.
55. Лазарян В.А., Блохин Е.П., Барбас И.Г., Стукалов А.И., Манашкин Л.А., Юспина Е.В., Исследование работы поглощающих аппаратов типа Р-4п в длинносоставном пассажирском поезде. – Там же, с.19-25.
56. Лазарян В.А., Блохин Е.П., Барбас И.Г., Манашкин Л.А., Юспина Е.В., Исследование работы резино-металлических амортизаторов при ударах. – Там же, с.70-85.
57. Лазарян В.А., Барбас И.Г., Блохин Е.П., Юспина Е.В., Продольные усилия, возникающие в тяжеловесном грузовом поезде при регулировочных торможениях. – Там же, с.3-9.
58. Лазарян В.А., Исследования в области переходных режимов движения механических систем, выполненные в Днепропетровске. – Прикладная механика, 1967, 3, № 10, с.123-128.
59. Лазарян В.А., Блохин Е.П., Манашкин Л.А., Юспина Е.В., Исследование переходных режимов движения сжатых поездов, сформированных из вагонов с подвижными хребтовыми балками. – Тр. ДИИТа. 1968, вып.76, с.17-25.
60. Лазарян В.А., Блохин Е.П., Манашкин Л.А., Рыжов А.В., Юспина Е.В., Моделирование соударений сцепов из вагонов с подвижными хребтовыми балками. – Там же, с.26-32.
61. Лазарян В.А., Блохин Е.П., Стамблер Е.Л., Движение легковесных вагонов в составах тяжеловесных поездов. – Там же, с.34-47.
62. Лазарян В.А., Барбас И.Г., Блохин Е.П., Белик Л.В., Манашкин Л.А., О распространении возмущений в одномерных системах с нелинейными упругими характеристиками и вязким сопротивлением связей. – В кн.: 3-й Всесоюзный съезд по тео-

ретической и прикладной механике: Аннотация докладов, М.: Наука, 1968, с.32.

63. Лазарян В.А., Манашкин Л.А., Рыжов А.В., Пуск в ход одномерных механических систем, имеющих предварительную затяжку амортизаторов. – Там же, с.54.

64. Лазарян В.А., Манашкин Л.А., Рвжов А.В., Пуск в ход одномерных механических систем, имеющих предварительную затяжку амортизаторов. – Прикладная механика, 1969, 5, №7. с.64-70.

65. Лазарян В.А., Белик Л.В., Манашкин Л.А., Музыкин В.А., Распространение упруго-пластических волн деформаций в одномерных системах. – В кн.: Распространение упруго-пластических волн, Ташкент, ФАН Узб.ССР, 1969

66. Лазарян В.А., Блохин Е.П., Манашкин Л.А., Рыжов А.В. Юпина Е.В., Ударные явления в динамике одномерных разветвленных систем. - Теория механизмов и машин, Харьков, 1969, вып.6, Изд.ХГУ, с.41-48.

67. Лазарян В.А., Блохин Е.П., Манашкин Л.А., Рыжов А.В., К вопросу об определении оптимального значения необратимого поглощения энергии упруго-фрикционными амортизаторами. – Вестник ВНИИЖТа, 1969. № 8, с.23-25.

68. Лазарян В.А., Манашкин Л.А., Рыжов А.В., Влияние вида рассеяния энергии на наибольшие усилия, возникающие при переходных режимах движения одномерных систем. – Проблемы прочности, 1970, № 9 с.100-102.

69. Лазарян В.А., Блохин Е.П., Манашкин Л.А., Вплив неоднорідності одномірної системи на зусилля та прискорення при переходному режимі. – В кн.: Питання будівельної механіки, Будівельник, Київ, 1970, с.3-8.

70. Лазарян В.А., Стамблер Е.Л., Некоторые задачи о равновесии и колебаниях железнодорожного поезда. – В кн.: Некоторые задачи механики скоростного транспорта. Киев: Наукова думка, 1970, с.141-159.

71. Лазарян В.А., Блохин Е.П., Белик Л.В., О выборе численных методов интегрирования уравнений движения существенно нелинейных одномерных механических систем. – Там же, с.125-135.

72. Манашкин Л.А., Хачапуридзе Н.М., Математическое и электронное моделирование продольных колебаний кузовов вагонов при ударе. – Там же, с. 103-114.

73. Манашкин Л.А., Хачапуридзе Н.М., Исследования продольных колебаний кузовов вагонов, оборудованных фрикционными амортизаторами, при соударениях. – Там же, с.115-124.

74. Лазарян В.А., Стамблер Е.Л., О моделях для исследования поперечных колебаний поезда. - Тр. ДИИТа. 1970. вып.84, с.3-14.

75. Лазарян В.А., Блохин Е.П., Стукалов А.И., О продольных усилиях, возникающих при торможении однородного поезда весом 10000 Т. – Там же. с.62-67.

76. Лазарян В.А., Манашкин Л.А., Музыкин В.А., Продольное соударение упруго-пластических

одномерных систем через противоударный амортизатор. – В кн.: Волны в неупругих средах, Кишинёв, 1970, с.129-136.

77. Лазарян В.А., Манашкин Л.А., Собственные продольные колебания стержней с сосредоточенными массами, - Прикладная механика, 1970, 6, вып. 8, с.42-48.

78. Лазарян В.А., Манашкин Л.А., Влияние упруго-фрикционных амортизаторов на высокочастотные вибрации при ударах. - Тр. ДИИТа. 1971. вып.103, с.43-52.

79. Лазарян В.А., Блохин Е.П., Манашкин Л.А., Бадикова Л.С., Интегральная оценка связей в поезде и определение их параметров по результатам натурных испытаний. – Там же, с.3-17.

80. Лазарян В.А., Блохин Е.П., Манашкин Л.А., Белик Л.В., К вопросу о математическом описании процессов происходящих при переходных режимах движения поездов с зазорами в упряжи. – Там же, с.18-28.

81. Лазарян В.А., Блохин Е.П., Вашурин Л.А., О продольных усилиях и ускорениях вагонов с подвижной хребтовой балкой при троганиях неоднородных поездов. Там же, с.41-45.

82. Лазарян В.А., Манашкин Л.А., Рыжов А.В., Исследование переходных режимов движения одномерных систем при действии на них распространяющегося возмущения. - Тр. ДИИТа, 1971. вып.114, с.24-35.

83. Лазарян В.А., Стамблер Е.Л., О собственных поперечных колебаниях и устойчивости форм равновесия поезда. – Там же, с.40-59.

84. Лазарян В.А., Блохин Е.П., Белик Л.В., Применение ЭЦВМ к исследованию переходных режимов движения поезда. – Там же, с.3-23.

85. Блохин Е.П., К вопросу об усилиях в неоднородном поезде. – Там же, вып.133, с.51-58.

86. Лазарян В.А., Конашенко С.И., О применении обобщённых функций при исследовании колебаний стержней с кусочно-постоянными параметрами. – Прикладная механика, 1971, 7, № 9, 70-76.

87. Лазарян В.А., Блохин Е.П., Манашкин Л.А., Рыжов А.В., Применение электронных моделей к исследованию переходных режимов движения одномерных систем. - Аналоговая и аналого-цифровая вычислительная техника, 1971, вып.4, с.158-162.

88. Лазарян В.А., Блохин Е.П., Белик Л.В., Влияние неоднородности состава на продольные усилия в поезде. - Тр. ДИИТа, 1972. вып.120, с.21-27

89. Лазарян В.А., Блохин Е.П., Захаров В.Н., Итин М.Е., Автоматическое управление вспомогательными локомотивами объединённого поезда. – Там же, вып.128, с.3-11.

90. Блохин Е.П., О пуске в ход объединённых поездов. – Там же, с.12-31.

91. Лазарян В.А., Конашенко С.И., О продольных колебаниях одномерной системы упругих стержней, соединённых упругими связями. – Там же. с.125-136.

92. Лазарян В.А., Конашенко С.И., Обобщённые функции в задачах статики стержней с кусочно-постоянной жёсткостью. – Там же, 116-125.

93. Манашкин Л.А., Бондарев А.М., Хачапуридзе Н.М., Аналитические исследования продольных сил, возникающих в сечениях вагонов при соударениях. – Там же, с.

94. Лазарян В.А., Конашенко С.И., Преобразование аргумента в задачах о поперечных колебаниях стержней. – Прикладная механика, 1972, 8, № 7, с.66-73.

95. Лазарян В.А., Манашкин Л.А., Мыльничук Н.А., Применение электронного моделирования в статистических исследованиях продольных сил, действующих на вагоны при пуске поезда в ход. – Вестник ВНИИЖТа, 1972, № 5, с.21-23.

96. Манашкин Л.А., Определение жесткости связи при исследованиях переходных режимов движения грузовых поездов, вагоны которых оборудованы фрикционными поглощающими аппаратами автосцепки., - Известия ВУЗов, серия Машиностроение, 1972, № 1, с.105-108.

97. Лазарян В.А., Блохин Е.П., Белик Л.В., Влияние неоднородности состава на продольные усилия при экстренном торможении. - Тр. ДИИТа, 1973. вып.143, с.3-8.

98. Блохин Е.П., Стамблер Е.Л., К вопросу об устойчивости от схода с рельсов легковесных вагонов, движущихся в составах тяжеловесных поездов. – Там же, с.13-16.

99. Манашкин Л.А., Юрченко А.В., Скалозуб В.В., Моделирование продольно-изгибных колебаний кузовов вагонов при продольных ударах. - Там же, с.

100. Лазарян В.А., О переходных режимах движения поезда, Там же, вып.152, с.3-43.

101. Лазарян В.А., Рыжов А.В., Богомаз Г.И., Исследование с помощью ЭВМ пуска в ход наливных поездов.. – Там же, с.44-53.

102. Манашкин Л.А., Юрченко А.В., Исследования продольных колебаний амортизированных грузов при транспортировке. – Там же, с.

103. Лазарян В.А., Блохин Е.П., Белик Л.В., Продольные колебания нелинейных одномерных систем при возмущениях, распространяющихся вдоль их длины. – Прикладная механика, 1973, 9, № 6, с.89-94.

104. Лазарян В.А., Манашкин Л.А., Рыжов А.В., Продольные колебания упругих стержней при распространяющихся возмущениях. - Там же, 1974, 10, № 5, с. 132-137.

105. Лазарян В.А., Манашкин Л.А., Юрченко А.В., Дифференциальные уравнения механических систем с переменными параметрами. - Там же, № 6, с.125-129.

106. Лазарян В.А., Конашенко С.И., Обобщенные функции в задачах механики. – Киев.: Наукова думка, 1974, - 190с.

107. Лазарян В.А., Белик Л.В., Маслеева Л.Г., Стамблер Е.Л., Исследования переходных режимов

движения поезда. – Тр. БИТМ, 1974, вып.26, с.183-189.

108. Лазарян В.А., Рыжов А.В., Богомаз Г.И., Хачапуридзе Н.М., Юрченко А.В., Моделирование переходных режимов движения поездов с жидкими и твердыми грузами. – Там же, с.189-193.

109. Лазарян В.А., Манашкин Л.А., Юрченко А.В., Ратнер Б.С., Ханин М.С., Бондарев А.М., Применение электронного моделирования к исследованию случайных нестационарных колебаний вагонов в поезде и при продольных ударах. – Там же, с.

110. Лазарян В.А., Манашкин Л.А., Юрченко А.В., Исследование случайных продольно-изгибных колебаний одномерных конструкций при продольных ударах. – В кн.: Колебания упругих конструкций с жидкостью, Новосибирск: Сб. научных докладов 2-го симпозиума, 1974, с.129-133.

111. Лазарян В.А., Блохин Е.П., О математическом моделировании движения поезда по переломам продольного профиля пути. – Тр.МИИТа, 1974, вып.444, с.83-123.

112. Лазарян В.А., Блохин Е.П., Каракашьян З.О., Критиков И.А., Першин В.Я., Исследование работы гидрогазовых поглощающих аппаратов типа ГА-100м при ударах. – Тр.ДИИТа, 1975, вып. 158, с.34-44.

113. Лазарян В.А., Применение обобщённых координат к исследованию вынужденных колебаний стержней. – Там же, с.3-15.

114. Блохин Е.П., Итин М.Е., Манашкин Л.А., Кедря М.М., Применение электронного моделирования к исследованию динамических процессов в объединенных поездах с автоматически управляемыми вспомогательными локомотивами. – Там же, вып.162/6, с.

115. Лазарян В.А., Стамблер Е.Л., О собственных вертикальных колебаниях поезда с одношарнирными междувагонными соединениями. – Там же, вып. 169/21, с.138-142.

116. Манашкин Л.А. Исследование с помощью ЭВМ продольных и вертикальных колебаний рефрижераторных вагонов при продольных ударах. – Там же, с

117. Манашкин Л.А., Бондарев А.М., 0 статистических исследованиях переходных режимов движения при торможениях сжатых поездов. – Там же, с.

118. Лазарян В.А., Манашкин Л.А., Математическая модель колебаний сложных одномерных многомассовых систем. – В кн.: 4-й Всесоюзный съезд по теоретической и прикладной механике. Киев: Наукова думка, 1976, с.28.

119. Лазарян В.А., Манашкин Л.А., Рыжов А.В., Богомаз Г.И., Продольные колебания одномерных систем с полостями, содержащими жидкость. – В кн. Колебания упругих конструкций с жидкостью: Сб. Научных докладов 3-го симпозиума, М.:Волна, 1976, с. 47-50.

120. Манашкин Л.А., Юрченко А.В., Исследование с помощью АВМ случайных продольно-изгибных колебаний вагонов при продольных ударах, - В кн.: Динамика и прочность высокоскорост-

ного наземного транспорта, Киев, Наукова думка, 1976., с.31-36.

121. Манашкин Л.А., Исследование продольных колебаний одномерных систем с подвижными грузами при переходных режимах движения. – Там же, с 37-45.

122. Богомаз Г.И., Рыжов А.В., Пуск в ход предварительно растянутых наливных поездов. – Там же, с.46-53.

123. Блохин Е.П., Гребенюк П.Т., Каракашьян З.О., Стамблер Е.Л., Першин В.Я., О переходных режимах движения поездов, оборудованных гидрогазовыми поглощающими аппаратами. – Там же, с.54-63.

124. Манашкин Л.А., Бондарев А.М., Электронное моделирование тормозных сил при статистических исследованиях переходных режимов движения поездов. – Тр.ДИИТа, 1976, вып. 182/22, с.68-76.

125. Лазарян В.А., Блохин Е.П., К вопросу о проектировании продольного профиля железных дорог. – Тр.ДИИТа, 1977, вып.190/23, с.71-73.

126. Манашкин Л.А., Бондарев А.М., Кедря М.М., Исследование с помощью АВМ сил, действующих на вагоны неоднородного поезда при пуске в ход и экстренном торможении. – Там же, с.

127. Блохин Е.П., Манашкин Л.А., Маслеева Л.Г., К вопросу о понижении порядка системы дифференциальных уравнений движения поезда при оценке статистических характеристик сил, действующих на вагоны в случаях движения через переломы продольного профиля пути. – Там же, вып.195/24, с.48-56.

128. Лазарян В.А., Блохин Е.П., Итин М.Е., Юсупина Е.В., Некоторые результаты опытных поездок с объединёнными поездами в эксплуатационных условиях. – В кн.: Механика наземного транспорта, 1977, с.24-46.

129. Манашкин Л.А., Определение оптимальной формы силовой характеристики возвращающих устройств гидравлических амортизаторов удара при соударениях вагонов, - Там же, с.16-20.

130. Лазарян В.А., Филиппук С.И., Пуск в ход тяжеловесного поезда, остановленного на подъёме. – В кн.: Нагруженность, колебания и прочность сложных механических систем, Киев: Наукова думка, 1977, с.88-94.

131. Манашкин Л.А., Бондарев А.М., Влияние подвижности грузов на статистические характеристики сил, действующих на вагоны сжатого поезда при экстренном торможении. – Там же, с..

132. Лазарян В.А., Науменко Н.Е., Хачапуридзе Н.М., Математическое моделирование движения конвейерного поезда. – Там же, 1979, с.85-92.

133. Манашкин Л.А., Юрченко, А.В., Исследование гидропневматических амортизаторов удара с помощью электронного моделирования. - Вестник машиностроения, 1977, № 6, с.7-11

134. Манашкин Л.А. Исследование особенностей колебаний вагонов, оборудованных гидравлическими поглощающими аппаратами. – В кн.: Вопросы исследования надежности и динамики эле-

ментов транспортных машин и подвижного состава железных дорог, Тула, ТПИ, 1977, с.50-57.

135. Блохин Е.П., Маслеева Л.Г., О возможности понижения порядка системы дифференциальных уравнений движения поезда при возмущении, распространяющимся вдоль его длины. – Тр.ДИИТа, 1978, вып.199/25, с.47-54.

136. Манашкин Л.А., Колебания линейных одномерных систем с подвижными грузами при продольных ударах. - Прикладная математика и механика, 1978, т.42, вып. 6, с.1141-1145.

137. Манашкин Л.А., Определение оптимального коэффициента сил неупругого сопротивления сжатию. – Известия ВУЗов: Машиностроение, 1979, № 6, с.94-98.

138. Манашкин Л.А., Кнышенко В.С., Влияние рассеяния энергии в нелинейных соединениях с жёсткими характеристиками на продольные колебания одномерных многомассовых систем при пуске их в ход. Тр.ДИИТа, 1980, вып.210/27, с.35-42.

139. Лазарян В.А., Манашкин Л.А., О понижении порядка системы дифференциальных уравнений движения многомассовой цепочки твёрдых тел. - Прикладная механика, 1981, 17, № 3, с.122-128.

140. Манашкин Л.А., Кнышенко В.С., Образование волн ударов в нелинейных одномерных системах при распространяющихся возмущениях. – В кн.: Нагруженность и динамические качества механических систем, Киев: Наукова думка, 1981, с.62-67.

141. Блохин Е.П., Манашкин Л.А., Выбор времени нарастания силы, развиваемой локомотивом. – Вестник ВНИИЖТа, 1982, № 2, с.26-27.

142. Блохин Е.П., Манашкин Л.А., Динамика поезда, - М.:Транспорт, 1982, 222с.

143. Манашкин Л.А., О влиянии сопротивления движению на силы в автосцепках при трогании с места однородных растянутых поездов. – Известия ВУЗов: Машиностроение, 1982, № 4, с.90-94.

144. Манашкин Л.А., Грановская Н.И. – Математическая модель поезда для нахождения нагруженности вагона. - В кн.: Проблемы динамики и прочности подвижного состава., ДИИТ, 1984, с.24-28

145. Манашкин Л.А., Грановская Н.И., Маслеева Л.Г., О вычислении внешней силы при интегрировании сокращённой системы дифференциальных уравнений движения поезда. – В кн.: Проблемы динамики, прочности и устойчивости движения железнодорожного подвижного состава., ДИИТ, 1981, с.27-35.

146. Блохин Е.П., Манашкин Л.А., Стамблер Е.Л., Маслеева Л.Г., Михайленко В.М., Грановская Н.И., Расчёты и испытания тяжеловесных поездов. – М.:Транспорт, 1986, 261с.

147. Манашкин Л.А., Грановская Н.И., Жаковский А.Д., Калинин Е.А., Математическая модель для исследования нагруженности пятникового узла грузового вагона при колебаниях в вертикальной продольной плоскости. – В кн.: Динамическая нагруженность железнодорожного подвижного состава. – ДИИТ, 1988, с.59-69.

148. Блохин Е.П., Манашкин Л.А., О предельных значениях ускорений для пассажирских поездов. – Вестник ВНИИЖТа, 1989, № 1, с.45-48.

149. Манашкин Л.А., Грановская Н.И., Урсуляк Л.В., О понижении порядка уравнений движения поезда при определении продольных ускорений в длинносоставных поездах. – В кн.: Колебания и динамические качества железнодорожного подвижного состава, ДИИТ, 1989, с.25-31.

150. Манашкин Л.А., Грановская Н.И., Дифференциальные уравнения пространственных колебаний поезда. – В кн.: Механика транспорта: вес поезда, скорость, безопасность движения, ДИИТ, 1994, с.15-25

151. Манашкин Л.А., Грановская Н.И., Колбун В.В., Продольные и вертикальные силы в поездах из порожних полувагонов при переходных режимах движения. – Там же., с.25-33

152. Пшинько А.Н., О математической модели движения поезда при решении задачи износа колёс и рельсов. – В кн.: Нагруженность и прочность подвижного состава, ДИИТ, 1998, с.29-46.

153. Блохин Е.П., Манашкин Л.А., Грановская Н.И., Математическое моделирование обезгруживания вагонных тележек. – Вестник ВНИИЖТа, 1989, № 5, с.26-28.

154. Конашенко С.И., Василичева Т.В., Козлова Л.А., Конечно-элементный подход к исследованию переходного режима в поезде при торможениях и движении по переломам продольного профиля пути. – Тр. ДИИТа, 1991, вып. 281/32, с. 10-14.

155. Блохин Е.П., Исследование с помощью ЭЦВМ пуска в ход предварительно сжатого поезда, у которого локомотивы распределены по длине. Сб. «Некоторые задачи механики скоростного транспорта», «Наукова думка», Киев, 1970. – с.135-141.

156. Блохин Е.П., К вопросу торможения объединённых поездов, Тр.ДИИТа, вып.137, Днепропетровск, 1971. – с.11-19.

157. Блохин Е.П., Об усилиях при трогании объединённого строенного поезда, Тр.ДИИТа, вып.137, Днепропетровск, 1971. – с.3-10.

158. Блохин Е.П., Продольные усилия, возникающие в объединённом сдвоенном поезде при регулировочных торможениях, Тр.ДИИТа, вып.133, Днепропетровск, 1971. – с.59-67.

159. Лазарян В.А., Блохин Е.П., Захаров В.Н., Итин М.Е., Автоматическое управление вспомогательными локомотивами объединённого поезда, Тр.ДИИТа, вып.128, Днепропетровск, 1971.

160. Блохин Е.П., Что показал опыт вождения объединённых поездов. – Ж/д транспорт – 1972, №3. – с.54-56.

161. Блохин Е.П., Иноземцев Е.Я., Стамблер Е.Л., Урсуляк Л.В., Об одном возможном способе безопасного вождения тяжеловесных грузовых поездов. Вестник ВНИИЖТ, №3. – М.: Транспорт, 1987. с.12-14.

162. Блохин Е.П., Гребенюк П.Т., Динамика поезда/Железнодорожный транспорт: Энциклопедия.

М: Большая Российская энциклопедия, 1994. с.113-116.

163. Блохин Е.П., Продольные нагрузки при переходных режимах движения поезда. Залізничний транспорт України. 2000. – №3. – с.8-11.

164. Блохин Е.П., Влияние одновременного включения локомотивов на усилия в сдвоенном поезде. Железнодорожный транспорт. – 1970, №12. – с.24-26.

165. Блохин Е.П., Вычисление с помощью ЭЦВМ усилий, возникающих при пуске в ход неоднородных поездов весом 10-20 тысяч тонн. Тр.ДИИТа, вып.128, Днепропетровск, 1971. – с.31-36.

166. Блохин Е.П., Белик Л.В., Стамблер Е.Л., Маслеев Л.Г., Гребенюк П.Т., К задаче о регулировочном торможении поезда, движущегося по пути ломаного профиля. Сб. науч. трудов ДИИТ, вып.152, Днепропетровск, 1973. – с.79-85.

167. Блохин Е.П., Маслеев Л.Г., Об устройстве сопряжений на переломах продольного профиля пути. Транспортное строительство, №3, 1982. – с.46-47.

168. Блохин Е.П., Юрченко А.В., Янгупов Н.П., Дифференциальные уравнения пространственных колебаний одномерных механических систем с переменными параметрами. Прикладная механика. Т.XX, №1, 1984. – с.106-111.

169. Блохин Е.П., Кантор И.И., Стамблер Е.Л., Урсуляк Л.В., Сопряжение элементов продольного профиля скоростных железных дорог. Транспортное строительство. №10, 1987. – с.8-11.

170. Блохин Е.П., Кантор И.И., Урсуляк Л.В., К обоснованию норм сопряжения элементов продольного профиля пути высокоскоростной специализированной магистрали. Транспортное строительство. №7. – М.:Транспорт, 1991. – с.12-15.

171. Блохин Е.П., Железнов К.И., Урсуляк Л.В., Моделирование эксплуатационных режимов торможения. Межвузовский сб. научн. тр., - Днепропетровск, 1994. – с.90-95.

172. Блохин Е.П., Кантор И.И., Стамблер Е.Л., Урсуляк Л.В., О корректировке некоторых участков продольного профиля высокоскоростной пассажирской магистрали. Межвузовский сб. научн. тр., - Днепропетровск, 1995. – с.4-11.

173. Блохин Е.П., Урсуляк Л.В., Луханин М.И., О торможении длинносоставных поездов. «Залізничний транспорт України». №5, 2008. с.19-21.

174. Железнов К.И., Урсуляк Л.В., Новый подход к решению задачи о моделировании продольной динамики и поступательного движения поезда. Вісник ДПТУ, вип.8, Дніпропетровськ, 2005, с.107-112.

175. Железнов К.И., Урсуляк Л.В., Алгоритм оптимізації режиму руху поїзда. Збірник наукових праць «Транспорт», вип.10, Дніпропетровськ, 2002, с.81-86.

176. Моделирование динамики рельсовых экипажей [текст]/ С.В.Мямин. – Д. – Новая идеология, 2002. – 240 с.

177. Блохин Е.П., Пшинько А.Н., Мямлин С.В., Урсуляк Л.В., Грановская Н.И., Моделирование движения поезда в аварийных ситуациях. Журнал «Залізничний транспорт» № 2, 2005, с. 16-18.

178. Блохин Е.П., Пшинько А.Н., Мямлин С.В. и др., Моделирование движения поезда в аварийных ситуациях / Залізничний транспорт України. – 2005. - №2 – с.16-18.

179. Железнов К.И., Урсуляк Л.В., Глухов В.В., Бабакова О.В., Тренажерный комплекс – современный способ обучения и повышения квалификации машинистов локомотивов. Журнал «Локомотив-инфо» № 3, 2005.

180. Железнов К.И., Урсуляк Л.В., Моделирование тормозных систем поезда для программно-

аппаратного комплекса «Тренажер машиниста». Межвузовский сборник научных трудов, «Нагруженность и прочность подвижного состава», Днепропетровск, ДИИТ, 1998г.

181. Блохин Е.П., Урсуляк Л.В., Железнов К.И., Когда вагон теряет устойчивость. Вагоны и вагонное хозяйство, № 2, 2008, М., с.36-39.

182. Железнов К.И., Урсуляк Л.В., Моделирование работы локомотивов GT26CW и тормозной системы Кнорр в тренажере машиниста. Збірник наукових праць “Транспорт”, Вип. 6, Дніпропетровськ, 2000.

Поступила в редколлегию 08.09.2009

Е. П. БЛОХИН, д.т.н., профессор, ДИИТ (Украина);
А. Н. ПШИНЬКО, д.т.н., профессор, ДИИТ (Украина);
В. В. СКАЛОЗУБ, д.т.н., профессор, ДИИТ (Украина)

РЕСУРСО- И ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИЕ МЕТОДЫ ВОЖДЕНИЯ ПОЕЗДОВ В УСЛОВИЯХ ОПТОВОГО РЫНКА ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ

Розроблено уточнену модель розрахунку режимів тяги з урахуванням вартості як активної, так і реактивної енергії в умовах застосування змінних тарифів оплати електроенергії.

Разработана уточненная модель расчета режимов тяги с учетом стоимости как активной, так и реактивной энергии в условиях применения переменных тарифов оплаты электроэнергии.

The specified model of traction's modes computation, which takes into account the cost of active and reactive energy in the conditions of application of variable tariffs for electric power payment of is developed.

Введение

Выбор оптимальных режимов вождения поездов является одной из основных задач железнодорожного транспорта. Ее содержание постоянно расширяется и уточняется, в зависимости от степени учета условий и требований к процессу перевозки. В настоящей работе представлены результаты исследований в области создания современных ресурсо- и энергосберегающих технологий вождения поездов в условиях работы железных дорог на Оптовом Рынке Электроэнергии (ОРЭ), а также по созданию технологии организации процесса перевозок по стоимостным показателям. Актуальность этой проблемы развития и совершенствования методов управления движением поездов связана с необходимостью использования критериев минимума стоимости электроэнергии, потребленной на тягу поездов, в то время как в большинстве случаев применяют критерий минимума потребления энергии. При переменных тарифах на электроэнергию в ОРЭ (различие цены по периодам суток, а в некоторых случаях и на различных железнодорожных полигонах) задача расчета оптимальных по стоимости режимов ведения поездов существенно усложняется. Наряду с этим возникают дополнительные проблемы по изменению планирования и организации процесса перевозок.

Актуальность стоимостной оптимизации перевозок обусловлена также и тем, что железнодорожный транспорт Украины это один из значительных в стране потребителей топливно-энергетических ресурсов. Поэтому сокращение эксплуатационных расходов – важнейшее направление повышения эффективности желез-

нодорожного транспорта. По оценкам экспертов Укрзалізнични, выполненной в условиях 2007 года, переход железных дорог Украины в ОРЭ обеспечивал ежегодную экономию средств до 50 млн. долл. Начиная с ноября 2006 и до конца 2007 г. такая экономия составила около 10 млн. долл. В нее входили экономия средств от закупки электроэнергии с оптового рынка, доходы от передачи электроэнергии сетями железных дорог областными поставляющим компаниям. В то же время внедрение АСКУЭ (систем коммерческого учета энергии) достигло 80...95 % (по дорогам), а финансовые вложения составили около 5 млн. долл.

Выполненные исследования по анализу стохастических параметров цены электроэнергии на оптовом рынке, по моделированию и оптимизации движения поезда с учетом стохастических свойств напряжений на токоприемнике при учете необходимости оплаты активной и реактивной энергии и др., свидетельствуют о существенных особенностях технологий и методов вождения поездов в условиях переменных тарифов по критерию минимума стоимости потребленной на тягу электроэнергии. В разработанных и предлагаемых здесь технологиях учтены многообразные факторы, которые в должной степени определяют содержание задачи оптимального вождения поездов. Сложность этой задачи, в первую очередь, определяется полнотой учета совокупности характеризующих расчетный участок факторов, моделью поезда, разнообразными факторами и условиями процесса движения поезда по переменному профилю пути, а также возникающих при этом силах и др. В зависимости от целей управления, достоверности имеющихся данных для расчета

оптимальных режимов тяги, в работе применяются различные методы, основанные на моделях непрерывного, дискретного оптимального управления, а также смешанных - дискретно-непрерывных. Кроме того, разработаны модели и методы по формированию рационального управления ведением поезда на основе обобщения данных контрольных поездок, которые используют адаптивные подходы систем искусственного интеллекта, в частности, процедуры нечетких экспертных систем по выбору режимов тяги.

Рассмотрена проблема компенсации реактивной мощности в системах электроснабжения в связи со стоимостной оптимизацией режимов вождения поездов. Для использования уточненного функционала задачи расчета оптимальных по стоимости режимов тяги по данным опытных поездок на ВЛ-80^Т построены математические модели коэффициента мощности, что обеспечило возможность учета различия стоимости активной и реактивной энергии.

Разработанная технология ведения поездов по критерию минимума стоимости электроэнергии программно реализована. На основе данных о железнодорожном полигоне, поезде, локомотиве, времени движения, ограничениях по скорости, применяемых тарифах на электроэнергию и др. рассчитывается оптимальный по стоимости режим ведения поезда в виде карты участковых скоростей или перегонных времен хода. Реализована функция сравнительного анализа режимов ведения по различным критериям, а также функция по оценке экономической эффективности применения переменных тарифов для заданного графика движения поездов и железнодорожного полигона.

Приведенные ниже многочисленные данные расчетов свидетельствуют о существенном различии режимов вождения поездов по критериям минимума стоимости и электропотребления, полученные результаты могут быть основой методики оценки экономической эффективности применения переменных тарифов и стоимостной организации процесса перевозок на электрических железных дорогах и условий ОРЭ, а также создания такой технологии.

Характеристики задачи выбора оптимальных режимов ведения поездов (ЗРВП)

Содержание и структура ЗРВП, присутствие в ней факторов случайности и неопределенности параметров и др., позволяет классифицировать ее как задачу стохастического оптимального управления [1, 2]. Во многих исследова-

ниях она рассматривается в детерминированной постановке [2, 3] или же случайные характеристики (напряжения на токоприемнике, масса поезда, параметры поездопотока и др. [4]) заменяются значениями, которые соответствуют математическим ожиданиям. В работе [4] было указано, что в силу невыпуклости вверх функций, определяющих модель ЗРВП (в частности, тяговых и токовых характеристик электроподвижного состава (ЭПС) [8], а также способа вхождения этих характеристик в модели задачи) и невыполнения неравенств Йенсена [5] переход к детерминированному аналогу исходной задачи требует строгого обоснования, поскольку здесь возможны случаи несоответствия решений, полученных для стохастической и детерминированной формулировок задачи ЗРВП.

Важным является вопрос о корректности учета стохастических компонентов задачи ЗРВП, который подробно рассмотрен в [4]. Выполненные расчеты по построению режимных карт движения пассажирских электропоездов с учетом случайного характера напряжений на токоприемнике ЭПС подтвердили положения работы [5]. Причем в некоторых из них была установлена неустойчивость оптимальных решений – изменение характера закона управления (значений токов на различных позициях контроллера) при вариации напряжений на токоприемнике. В связи с этим были рассчитаны режимные карты движения, основанные на двухэтапной модели задачи [3, 5], реализующей выбор такого оптимального управления, для которого ожидаемый расход электроэнергии (или же ее стоимость) на движение поезда с учетом неизбежной корректировки будет наименьшим.

Следуя [1, 8], считаем, что система дифференциальных уравнений вида (1) и начальные условия (2) [7], описывающие движение поезда как гибкой нити длины L_n с погонной массой $p_n(z)$, $0 \leq z \leq L_n$, путем конечноразностной аппроксимации по параметру “х”:

$$X = \{x_k = kh_x, k = 0, 1, 2, \dots, n_x\},$$

приведены к виду нелинейной модели стохастического программирования (ЗНСП):

$$v_{k+1}^2 = v_k^2 + h_x \frac{2\zeta}{(q+Q)(1+\gamma)} [F_e(x_{(k)e}) - W(x_{(k)w}) - B_T(x_{(k)B})]; \quad (a)$$

$$\tau_{k+1} = \tau_k + h_x \frac{\tau_*(I_D(v(u(x_k, t), U_C(x_k, t, \theta))) - \tau(x_k, t))}{v(x_k, t)T_D(I_D(v(u(x_k, t), U_C(x_k, t, \theta))))}, \quad (b) \quad (1)$$

$$x(0) = x_0; v(0) = v_0; \tau(0) = \tau_0. \quad (2)$$

Остальные компоненты приведенной ниже модели также записываются в соответствующем дискретизированном представлении. Здесь: x, t – координаты пути и времени; $u(x, t)$ – управление (номер позиции контроллера); v – скорость центра масс поезда; q, Q – массы локомотива и поезда; γ – коэффициент инерции вращающихся масс; $\zeta = g/1000$, g – ускорение силы тяжести; F_e – сила тяги локомотива; $W(*)$ – сопротивление поступательному движению поезда; B_T – действующая на поезд тормозная сила; τ – температура перегрева тяговых электродвигателей; $\tau_* = \tau_\infty$; T_D, I_D – тепловые характеристики и ток тягового электродвигателя [1, 8]; $U_C(*)$ – напряжение контактной сети; θ – совокупность случайных факторов задачи; $x_e = (v, u, U_C)$; $x_w = (x, v, u)$; $x_B = (v, k'(t), u, U_C)$, $k'(t)$ – суммарная сила нажатия тормозных колодок.

Представим задачу ЗРВП с уравнениями движения (1) – (2) в следующем виде

$$F(x, v, u, t) = M[A(u, \theta) * C(t)] \Rightarrow \min, \quad (3)$$

где

$$A(*) = \sum_{x_0}^{x_s} \int \frac{(U_C(x, t) + I_a(x, v, u, t)\rho(x))I_a(*)dx}{v(x, u, t)};$$

$I_a(*)$ – активный ток электровоза, $\rho(x)$ – эквивалентное сопротивление тяговой сети, $C(t)$ – тарифы оплаты электроэнергии, $M[*]$ – знак математического ожидания. Ограничения задачи задают следующие множества: G_u – множество управлений (позиции контроллера); ограничение на область допустимых фазовых траекторий, которое задают отношения $G_{XVT} = \{x_0 \leq x \leq x_s; 0 < v \leq v^{\max}(x, t); 0 < \tau \leq \tau_{\max}\}$; x_s – конечная координата рассматриваемого участка пути; ограничения на возможные управления $u(x, t)$ в соответствии с требованиями технической эксплуатации тяговых двигателей; область допустимых управлений равна $G_{IFK} = \{I_D(*) \leq I_D^{\max}; F_e(x_e) \leq \psi_k(v)q; K''(t, u)\phi_k(v) \leq \psi_k(v)q_o\}$; допустимый ток $-I_D^{\max}$, q_o – нагрузка на ось экипажа, $\psi_k(k)$ – коэффициент сцепления колеса с рельсом, K'' – сила нажатия тормозных колодок колес-

ной пары, $\phi_k(v)$ – коэффициент трения тормозной колодки о колесо;

$$T_X(u) = \int_{x_0}^{x_s} \frac{dx}{v(x, u, t)} \leq T_*, \quad (4)$$

ограничение по времени хода T_* .

Стохастическая природа и неопределенные факторы задачи учитываются вектором θ , который включает характеристики поездопотока на участке и значения напряжений $U_C(x, t, \theta)$ на токоприемнике ЭПС и др.; параметры поезда ($L_n, p_n(z)$) и связанные с его движением характеристики в (1) – (2) считаются детерминированными. Координата t (время суток) отражает зависимости параметров поездопотока и стоимости электроэнергии от времени при использовании дифференцированных тарифов оплаты. Выражение для расхода электроэнергии $A(*)$ (3) учитывает потери электроэнергии в контактной сети от тока, потребляемого ЭПС при ведении поезда согласно (1) – (2) (член $I_a(*)\rho(x)$).

Исследование свойств модели задачи выбора режимов ведения поезда

При решении ЗРВП часто напряжение на токоприемнике $U_C(x, t, \theta)$ считается постоянным, равным математическому ожиданию [1, 3]. Вместе с тем, анализ функций уравнений движения (1) и характеристик ограничений (3) – (4) позволяет в этом случае установить невыполнение неравенств Иенсена [5]

$$M[f(\eta)] \leq f(M[\eta]), \quad (5)$$

где η – действительная случайная величина, $f(\eta)$ – непрерывная выпуклая вверх функция действительного переменного. При этом возможны существенные различия между решениями приближенной и стохастической задачи выбора оптимального управления движением поезда.

В рассматриваемой задаче может быть получена оценка $U_C(*)$: $\bar{U}_C(x, t) = M[U_C(x, t, \theta)]$ для математического ожидания величины напряжения на токоприемнике ЭПС, поэтому ЗНСП формально представима в следующем виде

$$\min_{z \in G_Z} (\phi_0(z, \bar{U}_C)),$$

$$G_Z = \{\phi_i(z, \bar{U}_C) \leq 0, i = 1, 2, \dots, n_\phi; z \in Z\}. \quad (6)$$

Известно, что «осредненная» задача ЗНСП (5) дает точное решение стохастической, если все функции (6) линейны относительно набора θ , или же выполняются отношения

$$\Psi_j(z) = M[\varphi_j(z, U_C(\theta))] \leq \varphi_j(z, \bar{U}_C), \quad j = 0, 1, \dots, n_\varphi. \quad (7)$$

В случае (7) любое допустимое решение (6) будет допустимым и для ЗНСП-задачи [4, 5], причем для оптимальных решений выполнены отношения

$$\min \Psi_0(z) \leq \min \varphi_0(z, \bar{U}_C). \quad (8)$$

Соотношения (7) – (8) имеют место, если выполняются неравенства (5).

Анализ показывает, что правые части (1) не являются линейными непрерывными и выпуклыми вверх функциями действительного переменного относительно $\bar{U}_C(*)$, как и некоторые другие элементы дискретизованной модели задачи (3) – (4). В именно, в уравнениях (1)-а) невыпуклой является F_e – сила тяги, а в (1)-в) – функции $I_D(*)$ и $v(*)$. К невыпуклости модели приводит и способ вхождения этих параметров в уравнения. Анализ модели ЗРВП показывает, что замена напряжения $U_C(*, \theta)$ значением математического ожидания может привести к существенным различиям между решениями стохастической задачи оптимального управления и ее детерминированного эквивалента. Далее приводятся результаты расчетов, которые подтверждают это положение.

Выбор режимов ведения поездов как двухэтапная задача стохастической оптимизации

В связи со стохастическими факторами θ , обусловленными нестабильностью напряжений в электротяговой тяговой сети (рис. 1) и напряжений на токоприемнике ЭПС $U_C(x, t, \theta)$, действительные режимы ведения поездов отличаются от режимов, рассчитанных для фиксированных $\bar{U}_C(*)$. Поэтому возникает задача выбора оптимальных режимов для (1) – (4), которые являются наиболее устойчивыми к присутствующей в задаче неопределенности. Для ЗРВП считается, что “защищенность” выбранных режимов ведения поездов означает необходимость минимальных дополнительных затрат электроэнергии на их коррекцию при движении. Для этого ЗРВП может быть представлена в форме двухэтапной задачи стохас-

тического оптимального управления [4, 5]. В двухэтапной ЗРВП в качестве вектора, зависящего от неопределенных факторов, выбираются значения возможных диапазонов напряжений, отличных от принятого расчетного номинала $\bar{U}_C$:

$$\Delta U_C(\theta) = ((P_1, \Delta U_1(\theta_1)), (P_2, \Delta U_2(\theta_2)), \dots, (P_k, \Delta U_k(\theta_k))), \quad \sum_j P_j = 1. \quad (9)$$

В векторе (9) через $\{P_j \geq 0\}_k$ введены оценки вероятностей для заданной системы диапазонов значений напряжений $\{\Delta U_j(\theta_j)\}_k$. Обозначим через $\Delta A(x, u, t, \theta)$ дополнительный расход электроэнергии, обусловленный неточностью задания напряжений в уравнениях движения (1) и компенсируемый за счет тока $I_{ak}(x, u, t, \theta)$. Тогда критерий двухэтапной ЗРВП, как минимизацию ожидаемых затрат на реализацию управления $u(x, t)$ и его коррекцию, принимает следующий вид

$$A(u(x, t)) + M[\Delta A(u(x, t, \theta))] \Rightarrow \min_{u \in D_u}, \quad (10)$$

где

$$\Delta A(*) = \rho(x) \left| I_{ak}^2(u(x, t, \theta)) - I_a^2(u(x, t)) \right|, \quad A(*) - \text{величина электропотребления из (3),} \\ M[*] - \text{знак математического ожидания.}$$

В двухэтапной задаче стохастического оптимального управления (1) – (4), (9) – (10) корректирующее множество совпадает с множеством управлений, а вектор параметров (9) представляет дополнительную информацию, необходимую для постановки двухэтапной ЗРВП. Значения компонентов (9) могут быть рассчитаны для каждого электрифицированного участка на основе применения интегрированных информационных технологий процесса перевозок (ВМД – вагонной информационной модели дороги, энергетической модели дороги [7]). Аналогичная постановка двухэтапной задачи расчета оптимальных режимов ведения поезда может быть сделана с использованием критерия минимума стоимости электроэнергии, когда учитываются различные тарифы оплаты по периодам суток.

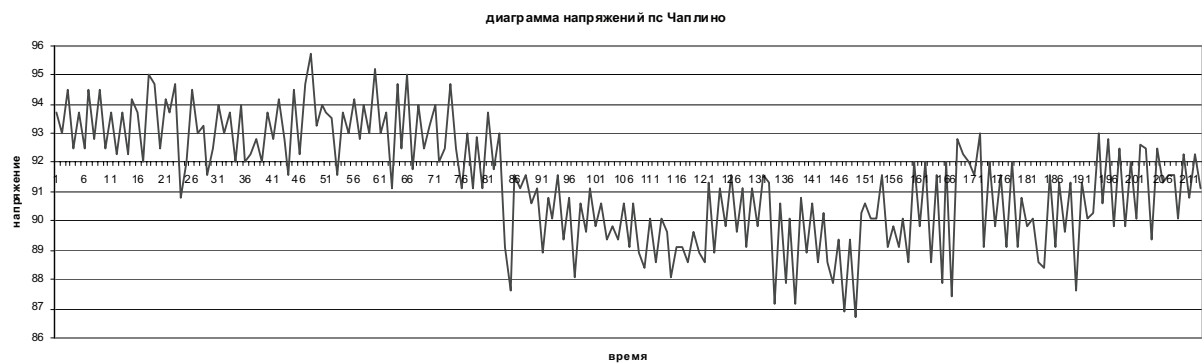


Рис. 1. График относительных величин напряжений по данным мониторинга счетчиками «Альфа»

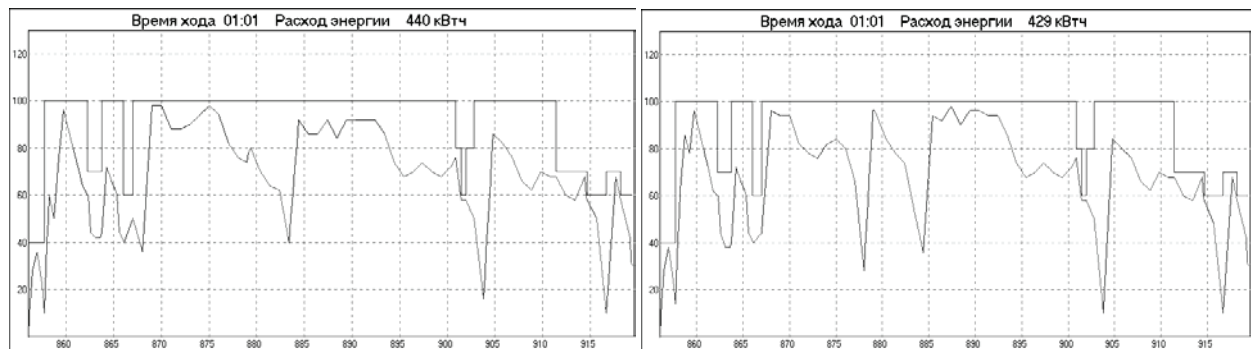


Рис. 2. Графики оптимальных скоростей движения пассажирских электропоездов при учете случайной величины напряжений на токоприемнике ЭПС

Реализации задачи ЗРВП с учетом случайного напряжения на токоприемнике ЭПС и применения дифференцированных тарифов оплаты электроэнергии

Для иллюстрации некоторых фактических условий реализации выбранных режимов ведения поездов на рис.1 показан график относительных уровней напряжений в тяговой сети (в процентах от номинала), полученный в течение суток путем поминутного мониторинга величин напряжений для тяговой подстанции Чаплино. Рис. 1 позволяет также установить присутствие некоторого “тренда” для уровня напряжений, связанного с неравномерностью электропотребления по периодам суток. Случайный характер значений напряжений в тяговой сети с колебаниями до 8 – 9% представляется значимым. На рис. 2 представлены графики оптимальных по расходу электроэнергии режимов ведения пассажирских поездов, рассчитанные для нормально распределенных случайных величин напряжений на токоприемнике: $M_U = 27 \text{ кВ}$, $\sigma_U = 1.2 \text{ кВ}$ (верхний график), $M_U = 27 \text{ кВ}$, $\sigma_U = 1.5 \text{ кВ}$ (нижний график). Рисунок показывает возможность качественного изменения характера оптимального управления (средняя часть пути) при вариациях напряжений в тяговой сети. При этом показатели

электропотребления изменяются незначительно. На рис. 3 приведены решения ЗРВП в двухэтапной постановке (9) – (10) для параметров напряжений на токоприемнике $M_U = 25 \text{ кВ}$, $\sigma_U = 1.2 \text{ кВ}$. Верхний и средний графики соответствуют модели (1) – (4), а нижний – (9) – (10), в котором устранена неустойчивость закона управления. Причем вектор вероятностей отклонений возможных значений напряжений (9) был равным: $\Delta U_C(\theta) = ((0.05, (21 - 22)), (0.1, 22 - 24), (0.7, (24 - 26)), (0.1, (26 - 27)), (0.05, (27 - 28)))$, где указаны диапазоны значений напряжений (в кВ) и их вероятности.

На рис. 4 приведены некоторые результаты расчетов оптимальных режимов ведения пригородных электропоездов на участке Киев – Миронивка в условиях применения дифференцированных тарифов оплаты электроэнергии. Рис. 4 позволяет установить отличия режимов ведения электропоезда (и участковых скоростей движения) с учетом дифференцированной стоимости энергии ночью и в полупиковый период от соответствующего ему случая, рис. 3, рассчитанного по двухэтапной модели. При одинаковом времени движения по заданному участку и существенно большем уровне электропотребления (506 кВт.ч вместо 433 кВт.ч) стоимости электроэнергии будут относиться как 367:433.

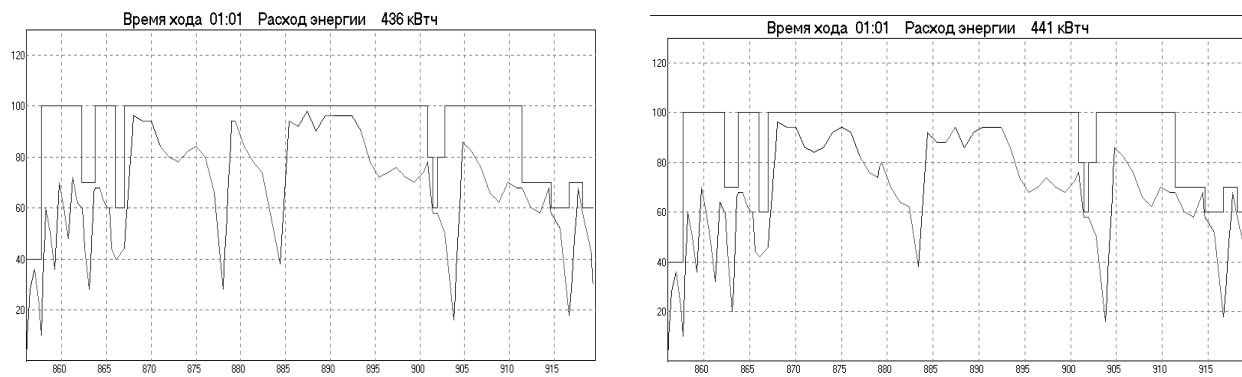


Рис. 3. Решение двухэтапной задачи расчета оптимальных режимов ведения поездов



Рис. 4. График скорости движения электропоездов при использовании дифференцированных тарифов оплаты электроэнергии.

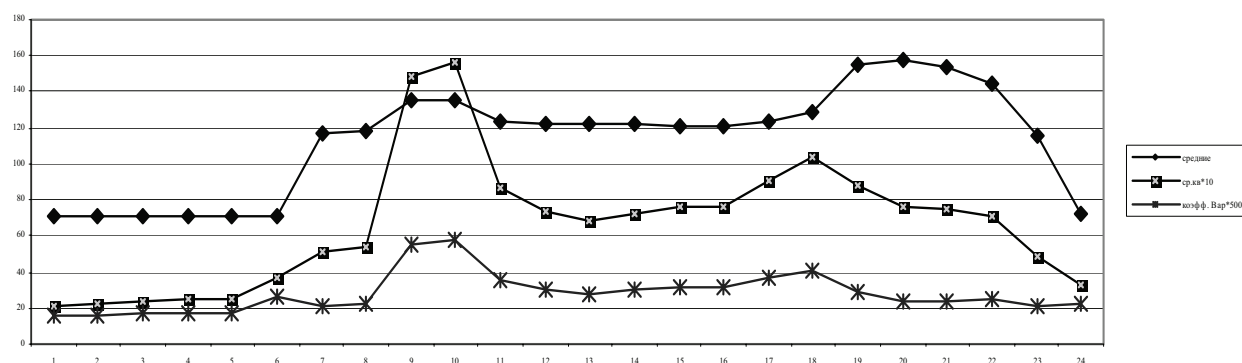


Рис. 5. Вероятностные характеристики цены электроэнергии, потребленной на тягу поездов, по периодам суток



Рис. 6. Графики цены электроэнергии ОРЭ по временным интервалам и дням недели

Рис. 3 также демонстрирует возможность возникновения отмеченной выше неустойчивости оптимальных режимов при учете стохастической природы напряжений в контактной сети.

Анализ работы железных дорог Украины в условиях Оптового Рынка Электроэнергии

В рамках ОРЭ прогноз цены определяет стратегию закупок электроэнергии для электрифицированных участков.

Вероятностные характеристики цены электроэнергии по периодам суток (средние, средние квадратические отклонения, коэффициент вариации) представлены на рис. 5. При расчетах оптимальных режимов движения поездов выделяются четыре временные зоны:

- 23...24, 0...6 час, первая;
- 6...10, час, вторая,
- 10...17, 22...23 час, третья;
- 17...22 час, четвертая.

Различия нижних и верхних значений цены электроэнергии для различных периодов суток лежат в пределах 8...10% . Цены в ОРЭ зависят и от дня недели, рис. 6.

Опыт показывает, что функция цены на оптовом рынке электроэнергии прогнозируется оператором рынка, в зависимости от показателей маневровой мощности генерации и себестоимости. Согласно анализа данных, цена электроэнергии в ОРЭ является нестационарным случайным процессом. Для использования при расчетах режимов ведения поезда в условиях функционирования ОРЭ модель цены $C(x, t)$ представима в следующем виде

$$C(x, t) = \{ (N(M[c(x_k, t_1)], \sigma(x_k, t_1)), \dots, N(M[c(x_k, t_{24})], \sigma(x_k, t_{24}))) \}_{k \in N_k}$$

где $N(a, \sigma)$ – функция Гаусса, $M[*]$ – знак математического ожидания, x – координата пути, t – времени.

Разработка метода вождения поездов с учетом различия стоимости активной и реактивной электрической энергии

Асинхронные электродвигатели локомотивов являются потребителем активной и реактивной мощности. При отсутствии компенсирующих устройств в сетях реактивный ток (реактивная мощность) поступает к двигателям из сетей энергоснабжающей организации и подлежит оплате. Задачу компенсации реактивной мощности (КРМ) в сети можно рассматривать как задачу энергосбережения. Проблема компенсации реактивной мощности

в системах электроснабжения промышленных предприятий актуальна в связи с внедрением «Методики расчетов платы за перетоки реактивной мощности между электропередающей организацией и ее потребителями» (Министерство топлива и энергетики, приказ № 19 от 17.01.2002) [6]. Согласно методики, плата за потребление и генерацию реактивной электроэнергии определяется как:

$$П = П1 + П2 - П3, \quad (11)$$

где $П1$ – основная плата за потребление и генерацию реактивной электроэнергии; $П2$ – надбавка (при $\text{tg}\phi > 0,25$) за недостаточную оснащенность электрической сети потребителя устройствами КРМ; $П3$ – скидка платы при участии в оптимальном суточном регулировании режимов сети энергоснабжающей организации в расчетный период.

Величина надбавки $П2$ находится в нелинейной зависимости от $\text{tg}\phi$, и при $\text{tg}\phi > 0,6$, может принимать значения сравнимые с основной платой $П1$ за потребление и генерацию реактивной электроэнергии. Уменьшение величины $\text{tg}\phi$ за счет применения компенсирующих устройств реактивной мощности на локомотивах является сложной задачей. Вместе с тем эту задачу можно решать путем введения рациональных режимов управления движением поезда с применением критерия минимума расхода реактивной энергии или минимума стоимости потребленной реактивной мощности. Для решения задачи разработана методика формирования режимных карт, которые оптимальны как по расходу электроэнергии на тягу поездов, так и по стоимости электроэнергии, когда учитываются переменные по периодам суток тарифы и различная стоимость активной и реактивной энергии [11-13].

Основой оптимизации перегонных времен хода является математическое моделирование движения поезда, представленного как гибкая нерастяжимая нить. В качестве метода оптимизации режимов вождения при заданном времени хода по участку выступает динамическое программирование в дискретной форме [1. 2].

Предложен и исследован усовершенствованный критерий эффективности движения поездов, который учитывает активную и реактивную составляющую электрической энергии и переменные тарифы на оплату электроэнергии в разные периоды суток [12]. Целевая функция для оценки закона управления движением поезда на участке представляет собой функционал затрат электроэнергии на тягу поезда вида

$$A[u] = \int_{x_n}^{x_k} \frac{U_c I_{da}(v, u) dx}{v(x, u)} \quad (12)$$

где $I_{da}(v, u)$ – активный ток электровоза.

С учетом стоимости электроэнергии (функция $c(t)$ – определяет ценовой коэффициент в зависимости от времени t) при расходе активной и реактивной энергии функция (12) принимает вид:

$$A[u] = \int_{x_n}^{x_k} \frac{U_c I_{da}(v, u) \cdot c(t) dx}{v(x, u)} + \int_{x_n}^{x_k} \frac{U_c I_{da}(v, u) \cdot \sin \varphi(I_{da}(*)) \cdot D \cdot c(t) dx}{v(x, u)} + P2 \quad (13)$$

где первый член отражает стоимость расхода только активной энергии, а второй – стоимость реактивной, D – коэффициент ЕЕРП, который характеризует часть влияния реактивного перетока в точке учета, на технико-экономические показатели в расчетном режиме, кВт/квар. $P2$ – надбавка за недостаточное оснащение средствами компенсации реактивной энергии;

$$P2 = P1 \cdot C_{баз} \cdot (K_{\phi} - 1) \quad (14)$$

$P1$ – основная плата за потребленную и сгенерированную реактивную энергию, второе слагаемое выражения (13), $C_{баз} = 1$, нормативное базовое значение коэффициента стимулирования капитальных вложений в средства компенсации в сетях потребителя; K_{ϕ} – коэффициент, который рассчитывают по регламентированной таблице в зависимости от фактического значения коэффициента $\lg \phi$ потребителя в среднем за отчетный период; для тяговых подстанций железнодорожного транспорта переменного тока = 1,0, а для постоянного тока = 0,5. Для железнодорожного транспорта переменного значения надбавки $P2$ равняется нулю.

Целевая функция задачи представляется следующим образом:

$$A[u] = \int_{x_n}^{x_k} \frac{U_c I_{da}(v, u) \cdot \{ \cos \varphi(I_{da}(*)) + D \cdot \sin \varphi(I_{da}(*)) \} \cdot c(t) dx}{v(x, u)} \quad (15)$$

Вычисления ЕЕРП (коэффициент D) выполняются электропоставляющей организацией один раз в два года. Полученные значения ЕЕРП, базового коэффициента стимулирования капитальных вложений в средства компенсации

и коэффициента убытков от генерации реактивной мощности из сети потребителя, закрепляется в договоре [6].

Моделирование режимов ведения поездов

Для использования уточненного функционала задачи расчета оптимальных по стоимости режимов тяги необходимо знать значения показателем потребления реактивной энергии (мощности), которым является коэффициент мощности $\cos \varphi$. Для построения характеристики $\cos \varphi$ были использованы данные из опытных поездок на локомотиве ВЛ-80т [14]. Измеренные зависимости значения $\cos \varphi(I_{da})$ от активного тока локомотива были аппроксимированы кривой вида:

$$f(x) = \frac{A}{B - e^{-Cx}} \quad (16)$$

На рис. 7 представлены точки натурных испытаний значений $\cos \varphi(I_{da})$ и кривая их аппроксимации по методу наименьших квадратов.

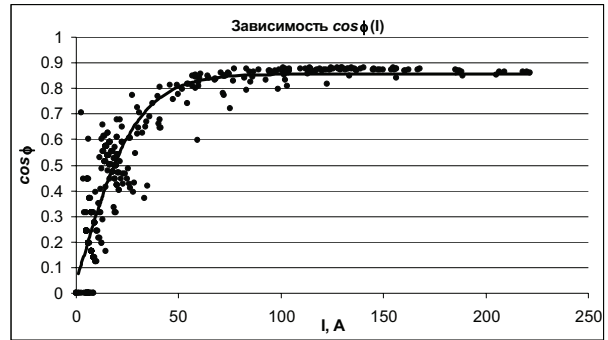


Рис. 7. Аппроксимация функции $\cos \varphi(I_{da})$

Приведем расчеты по управлению движением поездом с учетом применения дифференцированных тарифов платы за потребленную электроэнергию [12]. На рис. 8 показана зависимость скорости поезда при оптимизации движения по общему расходу электроэнергии. Отметим различие характеристик оптимального управления движением поезда. В первом, классическом, случае достигается минимальный расход электроэнергии. Для второго случая, при дифференцированном тарифе рис. 9, расход электроэнергии выше, поскольку для уменьшения стоимости электропотребления использовано большее количество энергии в зоне с меньшей стоимостью. Для третьего случая, представленного на рис. 10, при выборе оптимальных режимов тяги в целевой функции учитывались различия стоимости активной и

реактивной электрической энергии. Как показывает рис. 10, более точный подсчет величины стоимостного показателя для критерия минимума стоимости (дифференциация затрат на использование реактивной энергии, стоимость которой составляет примерно 10% от тарифа на активную электроэнергию) привел к существенным различиям в режимах ведения поезда.

Выполненные исследования оптимальных режимов ведения поездов показали существенные различия критериев минимума электропотребления и минимума его стоимости, а также необходимость более точно учитывать в моделях управления режимами тяги поездов различия в стоимости активной и реактивной энергии, если имеют место условия применения пе-

ременных тарифов оплаты электроэнергии (ОРЭ, дифференцированные тарифы).

Рис. 8-10 представляют типичные графики для оптимальных участковых скоростей движения пассажирских поездов при учете различных критериев оптимальности. Расчеты, выполненные для грузовых поездов, также показали различия в режимах тяги и показателях стоимостной эффективности. Однако в этом случае в расчетах были установлены не столь существенные различия.

На рис. 11-13 представлены графики оптимальных участковых скоростей при управлении движением грузовых поездов (ВЛ-80, 60 вагонов).



Рис. 8. Оптимизация тяги по электропотреблению



Рис. 9. Оптимизация режимов тяги по стоимости полного расхода электроэнергии



Рис. 10. Оптимизация режимов тяги с учетом платы за реактивную энергию

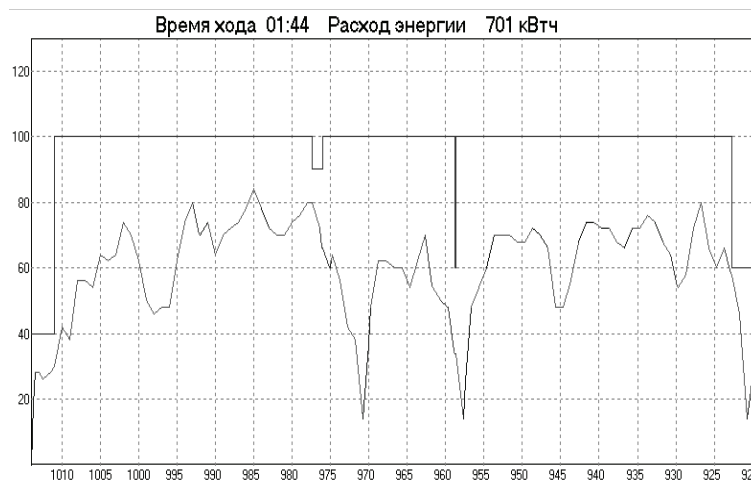


Рис. 11. Оптимизация режимов ведения грузового поезда (ВЛ-80, 60 вагонов) по показателю минимума электропотребления

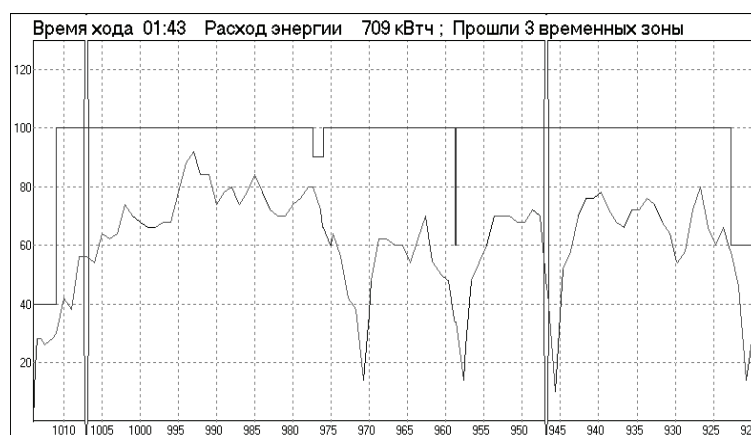


Рис. 12. Оптимизация режимов ведения грузового поезда (ВЛ-80, 60 вагонов) по показателю минимума стоимости электропотребления.(ОРЭ)

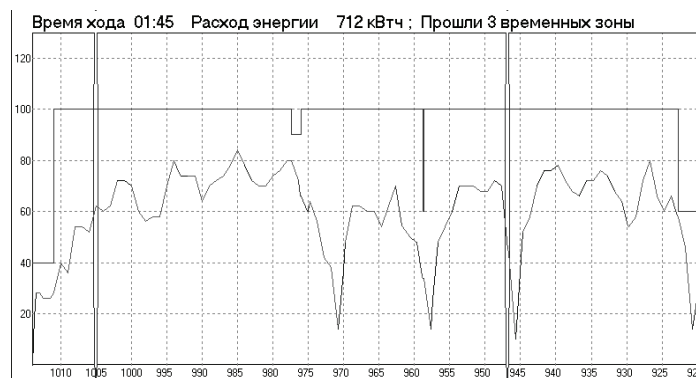


Рис. 13. Оптимизация режимов ведения грузового поезда по стоимостному показателю с учетом различия тарифа на активную и реактивную энергию

Следует также указать важную особенность организации процессов перевозок, оптимальных по критерию минимума стоимости потребленной на тягу электроэнергии. Для стоимостной оптимизации необходимо создание пакета режимных карт, каждая из которых должна использоваться в различные периоды суток.

При работе железных дорог в условиях рынка электроэнергии задачи по расчету опти-

мальных режимов ведения поездов должны решаться во взаимосвязи с задачами по оценке эффективности применения переменных тарифов оплаты электроэнергии. Для обеспечения возможности такого комплексного анализа в [13] были разработаны уточненные критерии эффективности применения переменных тарифов оплаты для расчетов оптимальных режимных карт ведения поездов электроэнергии с

учетом потребления активной и реактивной. Здесь установлено, что для определения экономической целесообразности важно знать не объемы потребления электроэнергии на тягу поездов по периодам суток, а лишь соотношения между этими показателями. Предложенные в [13] критерии учитывают следующие факторы – стохастический характер электропотребления на тягу в период в различные периоды суток для переменных тарифов, стохастический характер тарифов в условиях ОРЭ, что требует прогнозирования их значений, а также учет различной стоимости активной и реактивной электроэнергии.

Расчетно-экспериментальные исследования режимов тяги в условиях оптового рынка электроэнергии

Как показано выше, особенность оптимальных по стоимости режимов ведения поездов связана с переменной по периодам суток стоимостью электроэнергии в рамках ОРЭ. Это приводит к тому, что в различные периоды суток режимные карты имеют не одинаковые эффективности по стоимости.

На рис. 14-16 показаны графики приведенной относительной стоимости электроэнергии на участке Мироновка – Здолбунов (Юго-Западной ж.д.), полученные для оптимальных режимов ведения поездов массой 4000, 5000, 6000 т, которые отправляются в различные периоды суток (отправление с интервалом в один час).

На рис. 17 представлено распределение электропотребления на тягу поезда в зависимости от периода движения, полученное с использованием принятой в Укрзализныце методики и программных средств по расчету нормативных графиков ведения грузовых поездов, которые применялись и для расчетов рис. 14-16. Отметим, что в этом случае зависимость затрат энергии от пройденного поездом расстояния оказалась близкой к линейной.



Рис. 14. Приведенная стоимость оптимальных режимов движения поездов, масса 4000 т



Рис. 15. Приведенная стоимость, масса 5000 т



Рис. 16. Приведенная стоимость оптимальных режимов движения поездов, масса 6000 т

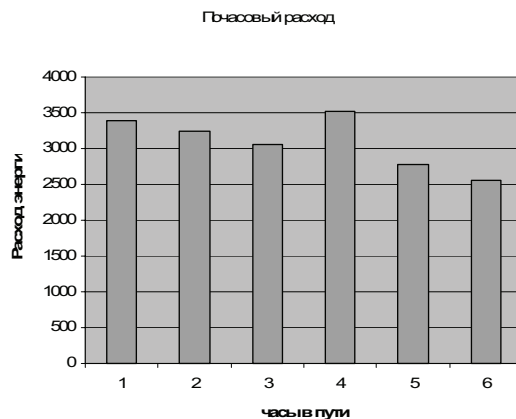


Рис. 17. Трафик почасового потребления электроэнергии для оптимальных режимов тяги

Таким образом, расчеты показывают, что условия ОРЭ предполагают необходимость применения набора из 4 режимных карт по рациональному управлению тягой поезда.

Моделирование управления движением поезда по данным опытных поездок с использованием методов нечетких экспертных систем

В [12] для расчетов режимов вождения поездов в условиях ОРЭ построена модель стохастического оптимального управления, учи-

тывающая основные ограничения задачи выбора режимов тяги, целевая функция которой включает прогнозируемые величины тарифа в ОРЭ в различные периоды суток. Параметры математической модели настраиваются на основании данных ОРЭ. В связи с неопределенностью ряда параметров, используемых для расчетов режимов управления, разработан и программно реализован адаптивный метод в виде экспертной системы с нечеткими правилами, предназначенной для выбора рациональных режимов ведения поездов по данным отклонения параметров от эталонного управления. Параметрами нечетких правил управления являются следующие – различие во времени хода по участку «отставание (сильное, слабое, отсутствует)» и «опережение (отсутствует, слабое, сильное)», отклонение скорости, разница масс расчетного и поезда из эталонной поездки и др., а в качестве нечеткого управления выдаются рекомендации по управлению контролером. В [12] также приведены примеры расчета рационального управления на основе экспертной системы, свидетельствующие об эффективности метода.

Выводы

В работе выполнены исследования, направленные на решение проблемы уменьшения стоимости электроэнергии на тягу поездов, потребленной в условиях применения переменных тарифов, прежде всего для условий оптового рынка электроэнергии. Установлено, что в общем случае математические модели управления движением поезда, учитывающие переменность напряжений в электротяговой сети на основе математического ожидания, могут оказаться не адекватными, в этой связи предложена двухэтапная математическая модель выбора режимов ведения поездов.

Как показали расчеты, учитывающие переменные по периодам суток тарифы на электрическую энергию, полученные ранее рекомендации для выбора оптимальных относительно расхода энергии режимов ведения поезда оказываются ограниченными. Разработаны более общие методы расчетов режимов управления движением поездов, которые учитывают как переменность по периодам суток тарифов, так и различие в цене активной и реактивной составляющих энергии.

Создан набор математических моделей и программные средства, которые дают возможность выполнить анализ выгодности закупки железными дорогами электроэнергии на основе

переменных тарифов, если известен график движения поездов, а также рассчитать оптимальные по критерию минимума стоимости режимные карты управления тягой поездов.

Теоретические результаты и экспериментальное программное обеспечение «стоимостной» организации процесса перевозок на электрифицированных участках железных дорог использовано для разработки рекомендаций по обеспечению энергооптимального процесса перевозок для стран Организации Сотрудничества железных дорог ОСЖД [14].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Блохин, Е. П. Методика расчета оптимальных по расходу электроэнергии времен хода поезда [Текст] / Е. П. Блохин, А. В. Слободян, Г. В. Евдомах // Транспорт. – 1999. – С. 47-55.
2. Гетьман, Г. К. Научные основы определения рационального мощностного ряда грузовых электровозов для железных дорог Украины [Текст] : дис. ... доктора техн. наук / Г. К. Гетьман. – Д., 2001. – 416 с.
3. Выбор энергетически оптимальных режимов ведения поездов [Текст] / Е. П. Блохин и др. / Заліз. трансп. України. – 2001. – № 6. – С. 19-22.
4. Блохин, Е. П. Выбор режимов ведения поездов как стохастическая задача векторной оптимизации [Текст] / Е. П. Блохин, В. В. Скалозуб // Транспорт. – 2001. – Вып. 7. – С. 28-31.
5. Математические методы исследования операций [Текст] / Ю. М. Ермолев и др. – К.: Вища шк., 1979. – 312 с.
6. Про затвердження Методики обчислення плати за перетікання реактивної електроенергії [Текст]. Наказ № 19 від 17.01.2002, Зареєстр. в Міністерстві юстиції України 1 лютого 2002 р. за № 93/6381. Міністерство Палива та Енергетики України.
7. Скалозуб, В. В. Комплексные задачи выбора режимов ведения поезда по показателю стоимости электроэнергии [Текст] / В. В. Скалозуб // Транспорт. – 2002. – Вып. 12. – С. 148-157.
8. Режимы ведения пассажирских поездов с учетом случайного напряжения в тяговой сети и переменных тарифов оплаты электроэнергии [Текст] / Г. В. Евдомах и др. // Вісник ДНУЖТ. – 2004. – Вып. 3. – С. 65-73.
9. Першочергові завдання залізниць України як суб'єкта оптового ринку електроенергії [Текст] / В. В. Корнієнко, В. Я. Карпенко, В. Т. Доманський, В. В. Скалозуб // Заліз. трансп. України. – 2003. – № 6. – С. 18-25.
10. Блохин, Е. П. Ресурсосберегающие методы ведения поездов при переменных тарифах оплаты электроэнергии [Текст] / Е. П. Блохин, В. В. Корниенко, В. В. Скалозуб // Электрифи-

- кация и научно-технический прогресс на железнодорожном транспорте. – 2004. – С. 112-118.
11. Пшинько, А. Н. Энергооптимальные технологии на железнодорожном транспорте [Текст] / А. Н. Пшинько, С. В. Мямлин, В. В. Скалозуб // Тр. Международн. научно-техн. конф. – Одесса, 2004. – С. 203-206.
 12. Скалозуб, В. В. Выбор режимов управления движения поезда на основе нечеткой продукционной модели [Текст] / В. В. Скалозуб, А. П. Иванов // Вестник БелГУТ. – 2007. – № 1-2. – С. 41-46.
 13. Оптимизация режимов ведения поездов по критерию минимума стоимости потребленной и реактивной электроэнергии [Текст] / В. В. Скалозуб и др. // Інформаційно-керуючі системи на залізничному транспорті. – 2008. – № 4 (78). – С. 111-115.
 14. Рекомендации по обеспечению энергооптимального процесса перевозок на основе информационных технологий управления системами электрической тяги Р-618, принята V комиссией Организации Сотрудничества Железных Дорог, Чешская Республика, г. Сенгограби, 2003 [Текст]. – 28 с.

Поступила в редколлегию 04.08.2009

С. Е. БЛОХИН, д.т.н., профессор, НГУ (Украина);
Д. Л. КОЛОСОВ, НГУ (Украина);
А. Л. КОЛОСОВ, МГУТУ (Россия)

НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ ПЛОСКОГО РЕЗИНОТРОСОВОГО ТЯГОВОГО ОРГАНА НА БАРАБАНЕ

Розроблено кінцево-елементну модель гумотросової стрічки на барабані конвеєра, що дозволяє досліджувати її напружено-деформований стан у найбільш небезпечних точках перерізу.

Разработана конечно-элементная модель резиноватросовой ленты на барабане конвейера, позволяющая исследовать ее напряженно-деформированное состояние в наиболее опасных точках сечения.

The finite-element model for calculating the stress-deformed state of rubber-ropes conveyer's belt on the drum is developed.

Актуальность работы. Роль ленточных конвейеров для транспортирования сыпучих грузов горных предприятий общеизвестна. Количество конвейеров, протяженность каждого, количество перемещаемого груза имеют устойчивую тенденцию к увеличению. Эффективность применения каждого из конвейеров в значительной мере зависит от качества (прочностных ее свойств) и долговечности ленты. Расходы на ленту за время эксплуатации конвейеров могут достигать 70...90 % общих расходов на приобретение и монтаж новых лент [1]. Часто до 20...30 % общего времени простоев производства по техническим причинам составляют простои из-за аварий на конвейерах (в основном из-за ленты). По данным [2], капитальные затраты и эксплуатационные расходы горных предприятий на конвейерные ленты соответственно достигают 51 % и 30 % от общих капитальных затрат и эксплуатационных расходов на транспорт сыпучих грузов.

Широкое применение на конвейерах горных предприятий получили резинотканевые (на синтетической основе) и резиноватросовые ленты (РТЛ). Последние применяют для оборудования конвейеров большой длины и производительности. Увеличение производительности и расстояний транспортирования обуславливает рост продольных усилий в конвейерных лентах, соответственно повышаются требования и к их прочности. Кроме того, увеличение нагрузок на отдельные тросы при циклическом их нагружении, приводит к снижению долговечности ленты. Это явилось причиной создания и применения современных резиноватросовых лент.

Вследствие этого работа, посвященная разработке метода расчета напряженно-деформированного состояния (НДС) резиноватросовой

ленты на барабане конвейера, где имеют место значительные контактные напряжения циклического характера и значительные деформации резины, является актуальной. Исследование и анализ напряженно-деформированного состояния резиноватросовой ленты в условиях, моделирующих эксплуатацию на конвейере, представлены ниже.

Современное состояние вопроса. Резинотросовая лента представляет собой систему параллельных, лежащих в одной плоскости тросов, запрессованных в резиновую оболочку. Материалы, армированные однонаправленными элементами, расположенными параллельно и равномерно, являются трансверсальноизотропными композитными материалами.

Основными нагрузками, прилагаемыми к ленте, являются:

- а) растягивающие – совпадающие по направлению с направлением тросов;
- б) сжимающие – при взаимодействии РТЛ с барабаном, либо поддерживающими роликами;
- в) сжимающие – (растягивающие) – действующие в плоскости ленты перпендикулярно тросам;
- г) изгибающие – при огибании барабанов, опорных роликов, при изгибе тросов.

При приложении растягивающих усилий и изгибе ленты на барабане, напряжения в тросах на несколько порядков превосходят соответствующие напряжения в резине, что объясняется значительным различием модулей упругости тросов и резины. Следовательно, продольной и изгибной жесткостями резины можно пренебречь. При относительном смещении тросов вдоль оси ленты и при относительном смещении тросов в направлении, перпендикулярном плоскости ленты, смещение центров тросов

происходит в основном только за счет сдвиговых деформаций резины. Сдвиговая податливость резиновой прослойки значительно превосходит соответствующий показатель для троса и поперечные сечения тросов практически не деформируются [3].

Продольный модуль упругости троса и модуль сдвига резины практически линейны при деформациях, возникающих от действия допустимых нагрузок. Вместе с тем, при большом числе порывов тросов в одном сечении в локальной зоне (в районе порывов) могут реализовываться нелинейные законы деформирования. При изготовлении ленты резиновая смесь затекает в зазоры между отдельными проволоками и стренгами тросов, поэтому механические свойства тросов в ленте отличаются от аналогичных свойств необрезиненных тросов, так как они являются композитными средами. Резиновая прослойка из-за ее сложной геометрической формы подвержена сложному напряженному состоянию и ее механические свойства определяются как свойства некоторой упругой среды с учетом формы.

Исходя из вышеизложенного, примем следующие допущения:

а) тросы в резинотросовой ленте деформируются как растяжимые стержни, при этом его поперечные размеры не изменяются;

б) резиновая прослойка ведет себя как упругая среда, жесткостные свойства которой зависят от механических характеристик резины и формы поперечного сечения.

Основное содержание. Передача тягового усилия на приводном барабане конвейера осуществляется за счет касательных напряжений в резиновой матрице между тросами и поверхностью РТЛ, прилегающей к барабану.

Для определения этих напряжений рассмотрим РТЛ на приводном барабане, нагруженную продольными силами.

Выделим элемент длиной ds (рис. 1, рис. 2).

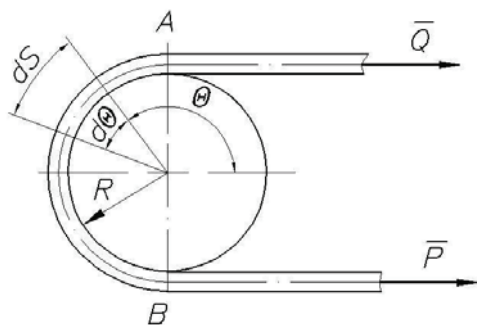


Рис. 1. Расчетная схема нагружения резинотросовой ленты

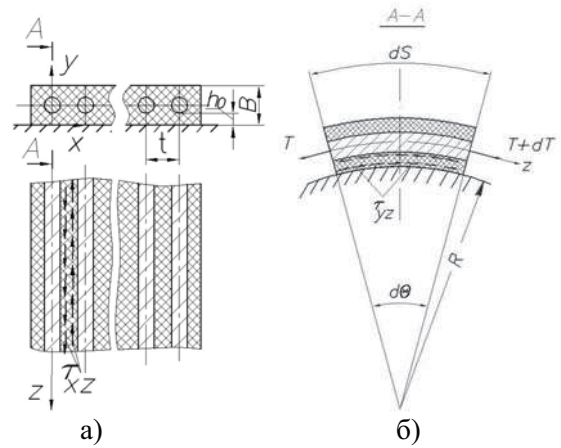


Рис. 2. Схемы действия напряжений в резиновой матрице РТЛ: а) τ_{yz} , б) τ_{xz}

Условие равновесия элемента

$$dT = \tau_{yz} \delta R d\theta, \quad (1)$$

где τ_{yz} – касательные напряжения по контуру троса в резиновой матрице, возникающие при передаче тягового усилия от барабана к тросам, δ – ширина приведенной плоскостной конструкции.

Натяжение троса

$$T = Q e^{f\theta}, \quad (2)$$

где f – коэффициент трения между поверхностью РТЛ и барабаном.

Дифференцируя (2) и подставляя в (1), получим

$$\tau_{yz} = \frac{f e^{f\theta} Q}{\delta R}. \quad (3)$$

Максимальная величина касательных напряжений достигается в сечении РТЛ, набегающего на барабан, то есть при $T = P$. При этом

$$\tau_{yz, \max} = \frac{f P}{\delta R}. \quad (4)$$

Геометрически исследуемая модель соответствует следующим условиям. Резинотросовая лента лежит на цилиндрическом барабане (рис. 1). При этом к сбегающей ветви приложено усилие Q , а к набегающей – P . Положим $P > Q$, тогда связь между значениями этих сил определяется формулой Эйлера (2). Это соответственно максимальное и минимальное значения натяжений троса. Между точками A и B натяжение троса находится в промежутке между этими крайними значениями – происходит увеличение натяжения от точки A к точке B . Соответственно, наибольшие напряжения возникнут в области точки B , поэтому и оценивать НДС достаточно только в этом месте.

Решение поставленной задачи осуществлялось с использованием методов компьютерного конечно-элементного моделирования в среде универсального пакета COSMOSWorks, интегрированного в CAD-систему SolidWorks [4]. Такая задача может решаться двумя путями:

- моделированием изгиба ленты на барабане как сборочного узла, состоящего из стальных тросов, резины, барабана и задания условий взаимодействия этих деталей между собой. При этом нагрузка на резиновую матрицу напрямую не задается, а определяется условиями взаимодействия со стальным тросом и барабаном;

- заданием нагружения одной детали – резиновой матрицы (причем поскольку это не контактная задача, как предыдущая и следовательно более проста в решении, то здесь можно учесть нелинейные свойства резины, т.е. получить более достоверные результаты). Но при этом необходимо задавать нагружение резиновой матрицы в виде соответствующих законов распределения, а НДС в ленте при изгибе на приводном барабане можно рассматривать как наложение двух нагрузок: напряжения от изгиба ленты на неприводном барабане, когда растягивающие усилия в правой и левой ветвях одинаковы и тяговых усилий, передаваемых силами трения от барабана.

Принятые условия закрепления тросов и задания внешней нагрузки в соответствии с расчетной схемой:

- 1) тросы нагружены только с одного края ленты, другие концы тросов закреплены (запрещены только нормальные к сечению перемещения, два других – разрешены);

- 2) нижняя поверхность ленты закреплена следующим образом: радиальные и боковые перемещения запрещены, а перемещения по барабану (вдоль тросов) разрешены;

- 3) приложена внешняя сила, направленная по касательной к нижней поверхности ленты. Эта сила моделирует силы взаимодействия барабана с лентой, ее величина определяется выражением (4).

Результаты исследования полученной конечно-элементной модели резинотросовой ленты на барабане (рис. 3) в соответствии с принятой расчетной схемой (см. рис. 2) представлены на рис. 4-6.

Поскольку передача движения от приводного барабана РТЛ осуществляется силами трения, первоначально исследовалась более простая задача – поведение РТЛ на неприводном барабане. В задаче на неприводном барабане

пренебрегали относительным смещением поверхности ленты по поверхности барабана.

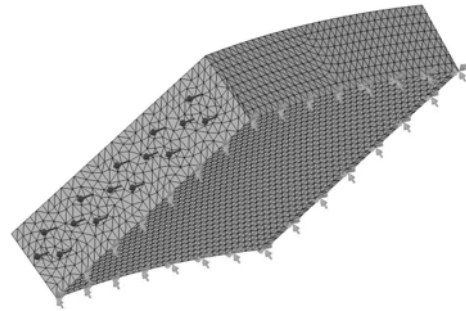


Рис. 3. Конечно-элементная модель плоской РТЛ на барабане

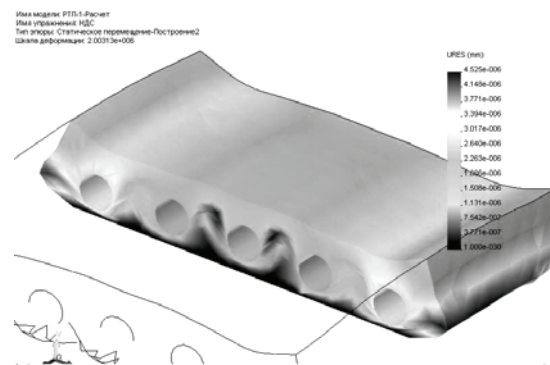


Рис. 4. График статических перемещений резиновой матрицы на неприводном барабане (сечение ленты, тросы не показаны)

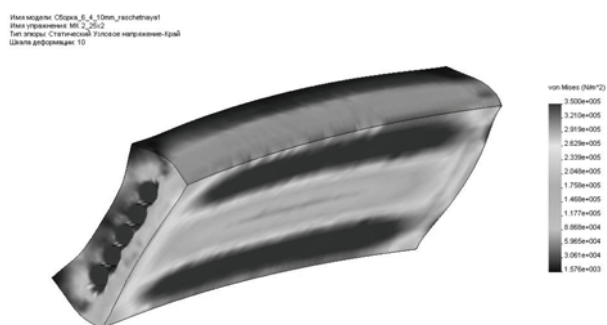


Рис. 5. График эквивалентных напряжений в резиновой матрице на неприводном барабане по IV теории прочности (по Мизесу)

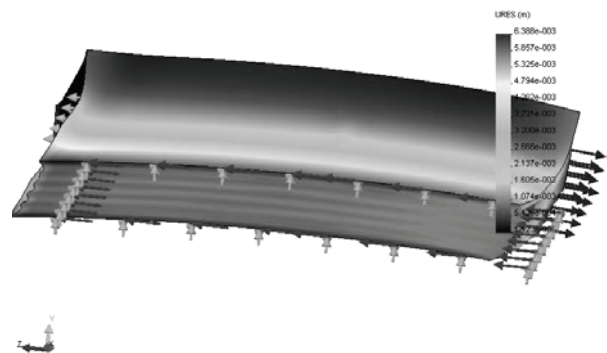


Рис. 6. График статических перемещений резиновой матрицы на приводном барабане

Первая диаграмма (см. рис. 4) представляет собою деформированное состояние участка ленты при ее изгибе на неприводном барабане. На графике хорошо видны краевые эффекты – выпучивание резины по свободным торцам. Средняя часть участка (см. рис. 5) по характеру нагружения значительно отличается от краевых эффектов, причем именно она соответствует реальной работе ленты на барабане.

Как видно из рис. 4-5, наибольшее перемещение получает резина у крайних тросов. Наиболее нагруженной оказывается часть под крайними тросами и, при определенных значениях, трос будет продавливать резину до барабана. Средняя часть перемещения практически не получает, т.к. в этой области резина работает в условиях всестороннего сжатия и способна выдерживать значительные нагрузки.

Диаграмма перемещений резиновой матрицы на приводном барабане представлена на рис. 6. Здесь касательные к барабану перемещения ленты разрешены, а также приложена касательная сила, моделирующая силу трения.

При огибании РТЛ приводного барабана на тросы действует радиальная распределенная нагрузка $p = T/R$, приводящая к вдавливанию троса в резиновую матрицу. Под действием радиальной нагрузки РТЛ на приводном барабане деформируется. Этой деформации препятствуют силы трения между поверхностью РТЛ и барабаном. При этом крайние тросы и тросы, находящиеся дальше от краев ленты, будут находиться в различных условиях. Если радиальным перемещениям центральных тросов будет препятствовать резиновая матрица, окружающая трос, то перемещения крайних тросов будут более значительными.

На приведенных диаграммах перемещений хорошо виден характер перераспределения усилий в тросах по ширине ленты (см. рис. 4-5),

а также сдвиговые перемещения резины вследствие действия касательных сил на барабане (см. рис. 6). Характерное выпучивание резины на барабане вызвано тем, что поверхность барабана жестко не закреплена.

Выводы. Разработанная конечно-элементная модель РТЛ позволяет определять ее напряженно-деформированное состояние при взаимодействии с барабанами ленточного конвейера (приводными и неприводными) в наиболее опасных точках сечения.

В дальнейшем, с использованием разработанной конечно-элементной модели НДС плоского тягового органа на барабане, планируется выполнить расчеты напряженно-деформированного РТЛ с целью обоснования их рациональных конструкций, параметров и типоразмерных рядов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Билан, И. Е. Исследование причин износа и долговечности конвейерных лент на железорудных комбинатах и рудниках [Текст] / И. Е. Билан // Вопросы рудничного транспорта. – К., 1986. – Вып. 13. – С. 152-177.
2. Волотковский, В. С. Износ и долговечность конвейерных лент [Текст] / В. С. Волотковский, Е. Н. Нохрин, М. Ф. Герасимова. – М.: Недра, 1976. – 176 с.
3. Бельмас, И. В. Напряженное состояние РТЛ при повреждении тросов в одном сечении [Текст] / И. В. Бельмас / Изв. вузов. Машиностроение. – 1990. – № 8. – С. 85-88.
4. Алямовский, А. А. SolidWorks/COSMOSWorks. Инженерный анализ методом конечных элементов [Текст] / А. А. Алямовский. – М.: ДМК Пресс, 2004. – 432 с.

Поступила в редколлегию 19.08.2009

А. М. БОНДАРЕВ, к.т.н., доцент, ДИИТ (Украина);
В. Л. ГОРОБЕЦ, к.т.н., вед.н.с., ДИИТ (Украина);
В. В. КОЛБУН, к.т.н., доцент, ДИИТ (Украина);
Д. А. ЯГОДА, с.н.с., ДИИТ (Украина);
И. М. ГРУЩАК, Укрзализныця (Украина);
Л. А. МАНАШКИН, д.т.н., профессор (США)

ОЦЕНКА РЕСУРСА НЕСУЩИХ КОНСТРУКЦИЙ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА И РАЗРАБОТКА МЕРОПРИЯТИЙ ПО ПРОДЛЕНИЮ ЕГО СРОКА СЛУЖБЫ

У статті наведено загальний огляд циклів комплексних робіт з оцінки ресурсу основних несучих конструкцій рухомого складу.

В статье приведен общий обзор циклов комплексных работ по оценке ресурса основных несущих конструкций подвижного состава.

In the article the general review of cycles of complex works on estimation of the resource of basic carrying structures of the rolling stock is presented.

Оценке ресурса несущих конструкций подвижного состава положили начало работы по оценке динамики и прочности подвижного состава, которые проводились под научным руководством Всеволода Арутюновича Лазаряна в Отраслевой научно-исследовательской лаборатории динамики и прочности подвижного состава (ОНИЛ ДППС) начиная с конца 60-х годов прошлого столетия. В то время, в связи с переходом на новый тип межвагонных соединений и увеличением веса поездов появились стандарты на проведение испытаний грузовых и пассажирских вагонов на действие продольных ударных нагрузок, однако эти документы не распространялись на рефрижераторный подвижной состав. В тоже время и для других вагонов ударные испытания не относились к основным видам испытаний.

Целью испытаний вагонов на соударения является оценка напряженного состояния несущих конструкций, проверка прочности вагона и его оборудования при ударе в автосцепку с заданной силой или скоростью.

Эти испытания, хотя и предназначены для оценки прочности вагонных конструкций, но при этом не имеют ничего общего с оценкой ударной выносливости вагонов, поскольку не учитывался характер циклического нагружения вагона, имеющего место в эксплуатации, когда число нагружений может составлять 10^5 и более циклов.

С 1973 года в лаборатории по заданиям МПС СССР начинают разрабатываться методики и проводиться ускоренные ресурсные испытания рефрижераторного и другого подвижного состава.

В 1980 году были рассчитаны и отработаны в экспериментах численные характеристики, позволившие разработать меру нагруженности оборудования и элементов кузова вагона, что в дальнейшем позволило: сопоставить различные конструкции по их надежности; прогнозировать сроки службы навесного оборудования и элементов несущих конструкций новых вагонов; прогнозировать остаточный ресурс при модернизации вагонов. Результатом этого этапа работы явилась разработанная методика проведения ударных испытаний вагонов. Результаты ресурсных испытаний рефрижераторных вагонов Брянского машиностроительного завода (Россия) и вагоностроительного завода Дессау (Германия), полученные с использованием разработанной методики в ДИИТе в последствии сопоставлялись с соответствующими результатами отказов в эксплуатации (временные характеристики появления трещин, поломок, выхода из строя комплектующих навесного оборудования) наблюдаемых в эксплуатации этих же вагонов и показали достаточно хорошее их совпадение.

На основании проведенных расчетов, ресурсных испытаний и предложенных модернизаций были устранены поломки холодильных

агрегатов типа ФАЛ-056/5 и несущих конструкций их крепления рефрижераторных вагонов. Разработанные методики проведения расчетов и ускоренных ресурсных испытаний позволили устранить недоработки в конструкции крепления дизель-генераторного оборудования рефрижераторных вагонов европейского габарита 0-Т, которые поставлялись на железные дороги СССР с 1984 года.

С 1988 года на железные дороги СССР среди достаточно большого объема поставляемых пассажирских вагонов и вагонов-рефрижераторов, Германия начала поставлять вагоны-термосы. Эти вагоны не имели холодильного оборудования, а опирались они на грузовые тележки модели 18-100. В перечне приемочных испытаний были проведены и ускоренные ресурсные испытания на продольный удар. Эти испытания выявили недостаточную прочность рамы вагона и крепления листов обшивки в грузовом помещении. При существующем типе конструкции оказалось, что срок службы вагонов этого типа составит 5-10 лет. На основании выполненных работ были разработаны и предложенные схемы модернизации, направленные на повышение прочности. При этом оказалось, что в 1998 году на Северной железной дороге произошло крушение грузового поезда по причине отрыва резервуара на вагоне-термосе постройки 1993 года, который к сожалению не был модернизированным и таким образом практически по истечению выше установленного срока службы произошла неприятность.

Накануне разделения СССР на ряд независимых государств, Украине в наследие передается большой парк электропоездов серии EP1, EP2, электровозов ВЛ8, ВЛ60. Среди указанных серий присутствует подвижной состав выпуска 1956 года, для которого назначенный срок эксплуатации составляет: 28 лет для вагонов электропоездов и 30 лет для электровозов. В связи со сложившимися обстоятельствами в локомотивном хозяйстве Украины острым оказался вопрос продления назначенного срока службы моторвагонного и тягового подвижного состава. К решению этой весьма важной задачи за заказами Укрзализныци специалисты ОНИЛ ДППС приступают в 1996 году. Для решения вопросов продления назначенного срока службы единиц подвижного состава необходимо было разработать: методику выполнения цикла работ по продлению срока эксплуатации единиц подвижного состава; программы проведения динамических ходовых, динамических

прочностных испытаний по определению уровней нагрузок и напряжений, которые формируются в наиболее нагруженных сечениях основных несущих конструкций рам тележек и рам кузовов единиц подвижного состава; методику проведения вибрационных стендовых ресурсных испытаний конструкций рам тележек или же фрагментов несущих конструкций рам тележек и рам кузовов; пакеты прикладных программ по обработке результатов измерений зарегистрированных процессов при проведении натурных испытаний

Первый комплекс работ по продлению срока службы подвижного состава (ПС) по заявке Укрзализныци был проведен в 1997 – 1998 гг.

Электропоезда постоянного тока с напряжением питания в контактной сети 3000В ЭР1 и ЭР2, постройки Рижского вагоностроительного завода, выпускались серийно соответственно с 1957 и 1962 годов. Ко времени проведения указанных работ большинство секций электропоездов ЭР1 и ЭР2 исчерпало назначенный срок эксплуатации, равным 28 годам.

Работы проводились одновременно в трех направлениях, определивших в дальнейшем методологию проведения подобных исследований как в Украине, так и в России:

- оценка динамических качеств подвижного состава и эксплуатационной нагруженности основных несущих конструкций электропоезда (рам тележек и кузовов вагонов) путем проведения динамических ходовых и динамических прочностных испытаний;
- экспериментальная оценка предела выносливости рам тележек при проведении их стендовых вибрационных испытаний (в связи с отсутствием возможности определения идентичных характеристик для кузова вагона, путем проведения их ресурсных испытаний с доведением до разрушения, принято решения такие испытания проводить только для рам тележек);
- оценка прочностных качеств несущих конструкций кузова и рам тележек с использованием метода конечных элементов.

Вид электропоезда ЭР1, с которым проводились испытания показано на рис. 1.

Кузов вагона электропоезда совместно с его рамой представляет собой единую несущую конструкцию, что и было учтено при разработке расчетных схем метода конечных элементов для оценки его прочности и разработке рекомендаций по его усилению.



Рис. 1. Электропоезд ЭР1 во время проведения динамических ходовых и динамических прочностных испытаний

Для теоретической оценки уровня напряженно-деформированного состояния несущих элементов кузова и рам тележек, возникающих в условиях эксплуатации, использовался метод конечных элементов (МКЭ). На рис. 2 показана конечно-элементная схема, используемая при проведении прочностных расчетов головного вагона электропоезда ЭР1 с модифицированной рамой, модель которого позволила также оценивать нагруженность прицепных вагонов обоих типов электропоездов. Расчетная схема кузова вагона состояла из 2028 стержневых и пластинчатых конечных элементов.

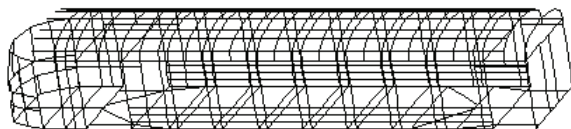


Рис. 2. Стержневая расчетная схема кузова вагона электропоезда

Выполненные расчеты позволили сделать следующие выводы:

- увеличение жесткости боковых балок приводит к перераспределению напряжений из центра боковой балки вагона в места присоединения к ней раскосов;
- усиление поперечной балки приводит к увеличению напряжений в дугах кузова в головной части, не снижая при этом напряжений в боковых балках кузова;
- усиление дуг крыши позволяет снизить напряжения в них в 2...3 раза, хотя величины напряжений не обеспечивают требуемые коэффициенты запаса;
- усиление шпангоутов боковой стенки позволяет снизить напряжения в них до безопасного уровня.

Для оценки характеристик выносливости рам тележек моторных и прицепных вагонов

электропоездов ЭР1 и ЭР2 были проведены их стендовые вибрационные испытания, при проведении которых была отработана методика их выполнения. В результате выполненного комплекса работ были разработаны Технические решения с рекомендуемыми видами работ по обеспечению эксплуатации указанных электропоездов с продлением срока их службы до 45 лет.

Одним из основных факторов, способствующих потере несущей способности несущих конструкций (НК) ПС является их коррозионный износ. В ряде случаев, части железнодорожных НК подвергаются более интенсивному коррозионному воздействию за счет локальной концентрации агрессивных сред. Поэтому далее при оценке ресурса единиц подвижного состава учитывался фактор изменения толщин элементов несущих конструкций за счет коррозии. На рис. 3 показано пример коррозионного износа элемента тележки электропоезда.



Рис. 3. Коррозионный износ консольной части над-рессорной балки тележки электропоезда ЭР1 зав. № 033 (январь 2005 г.)

Поскольку прогноз срока службы НК ПС наиболее часто делается на основании оценки их сопротивления усталости при фактическом состоянии коррозии, задача прогноза дальнейшего возможного коррозионного воздействия окружающей среды является актуальной.

Для иллюстрации в качестве примера на рис. 4 приведена фактическая зависимость толщины боковой балки дизель-поезда Д1 (производство Венгрии, фирма MVAG) от пробега. Нелинейность и неоднозначность полученной зависимости может быть объяснен неоднородностью объектов обследования разного возраста. Подобная ситуация наблюдается, например, в парке пассажирских вагонов, построенных разными производителями в различные периоды времени.

Далее подобные работы, связанные с продлением срока эксплуатации выполнялись с дизель-поездами Д1 и ДР1А, электропоездами

ЕР9П, ЕР9М, ЕР9Е, тепловозами М62 и 2М62, 2ТЕ10, ТУ2, электровозами ЧС4, ВЛ60 и ВЛ18.

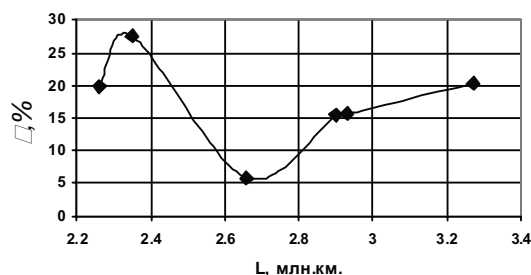


Рис. 4. Зависимость процентного уменьшения толщины полки боковой продольной балки рамы кузова δ дизель-поезда Д1 от пробега L

Внешний вид указанных единиц моторвагонного и тягового подвижного состава представлен на рис. 4.

На рис. 5 показан головной вагон дизель-поезда ДР1А. В результате выполненного комплекса работ с дизель-поездами серии Д1 и ДР1А были разработаны Технические решения и далее Технические условия с рекомендуемыми видами работ по обеспечению эксплуатации указанных электропоездов с продлением срока их службы до 40 лет. При этом было предложено варианты ремонтных работ по усилению надрессорных балок и поддизельных рам головных моторных вагонов в местах, где появлялись трещины.

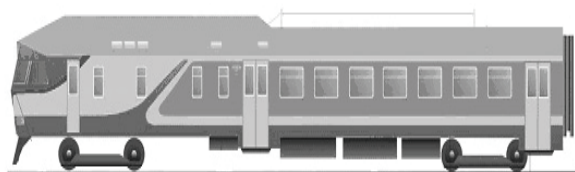


Рис. 5. Головной вагон дизель-поезда ДР1А

С электровозами серии ЧС4 выполнен большой комплекс работ, связанный с продлением срока службы, в том числе и работы по оценке влияния модернизации на показатели прочности, динамики, плавности и безопасности движения при скоростях движения до 160 км/час. Модернизация электровозов серии ЧС4, выполненная на Запорожском электровозоремонтном заводе (ЗЕРЗе) при соответствующем научном сопровождении работ специалистами ОНИЛ ДППС, позволила внедрить установку новых кузовов производства ЗЕРЗ, а также новых рам тележек производства ЧКД «Прага» и ХК «Лугансктепловоз».

На рис. 6 показан опытный сцеп, в составе которого находятся обычный и модернизированный электровозы ЧС4.

Во время проведения динамических ходовых и динамических прочностных испытаний электровоза ВЛ60 были установлены усилия, которые формируют наибольшие уровни напряжений в рамах тележек. Для наиболее напряженного узла рамы тележки (узлы соединения поперечных и продольных балок рам тележек) на основании расчета напряженно-деформированного состояния были предложены способы модернизации, которые позволили понизить уровень соответствующих максимальных напряжений. Общий вид электровоза ВЛ60 показан на рис. 7.



Рис. 6. Обычный и модернизированный электровозы ЧС4 во время проведения испытаний



Рис. 7. Электровоз ВЛ60 локомотивного депо Знаменка

По мере приближения к соответствующим назначенным срокам эксплуатации работы по продлению срока службы были проведены для тепловозов М62, 2М62, 2ТЕ10 и естественно не обошли вниманием узкоколейный тепловоз серии ТУ2, которые сегодня эксплуатируются на детских железных дорогах и способствуют воспитанию молодого поколения железнодорожников.

ников. На рис. 8 показано тепловоз 2М62, с которым дополнительно к работам по продлению срока службы выполнялась работа по отработке условий его движения в составе грузовых поездов на участках с кривыми малых радиусов.

На рис. 9 показан вид участка Львовской железной дороги на направлении Тернополь – Чертков, где на главном ходу имеются кривые радиуса 175 м, в котором был сход тепловоза при движении его с составом вагонов грузового поезда. Рядом на временном пути расположен вагон путеиспытательной лаборатории.



Рис. 8. Тепловоз 2М62 с вагоном-лабораторией во время проведения испытаний. отстой на территории локомотивного депо Чертково



Рис. 9. Опытный участок пути, на котором произошел сход тепловоза

На рис. 10 показан вид моста, расположенного в кривой радиуса 185 м участка Львовской железной дороги на направлении Тернополь – Чертков.

На рис. 10 показан тепловоз 2ТЕ10 с вагоном-лабораторией во время проведения испытаний на Одесской железной дороге.

При решении вопросов продления срока эксплуатации несущих конструкций тепловозов этой серии были выполнены динамические ходовые и динамические прочностные испытания,

а также прочностной расчет напряженно-деформированного состояния этих конструкций. При определении ресурса основных несущих конструкций была применена методика сравнительной оценки уровней их нагруженности и наработок с аналогичными конструкциями тепловоза 2ТЕ116, для которого был выполнен полный комплекс работ, в том числе и ресурсные вибрационные испытания образцов, изготовленных из элементов соответствующих конструкций.



Рис. 10. Вид моста, расположенного в кривой радиуса 185 м. участка Львовской железной дороги на направлении Тернополь –Чертков



Рис. 11. Тепловоз 2ТЕ10 с вагоном-лабораторией во время проведения испытаний на Одесской железной дороге

На рис. 12 показан узкоколейный тепловоз ТУ2.

Для решения вопросов о продлении назначенного срока эксплуатации тепловозов этой серии специалисты ОНИЛ ДППС были привлечены в качестве консультантов и экспертов результатов выполненных работ. Основной мотивацией участие в этой работе прежде всего было то, что эти тепловозы эксплуатируются на детских железных дорогах, где ведется профориентационная работа по подготовке будущих студентов высших учебных заведений желез-

нодорожного профиля. На важность такой работы обращал внимание коллег и Всеволод Арутюнович Лазарян, который встречался с учащимися малой Приднепровской железной дороги. Интересным являлось то обстоятельство, что на таких встречах Всеволод Арутюнович так мастерски умел построить беседу, при которой юное поколение не ощущало себя незнакомками.

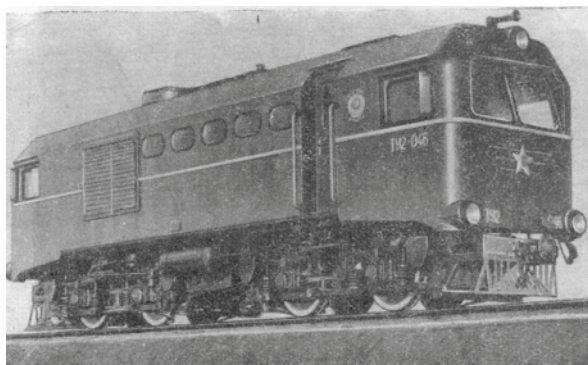


Рис.12. Узкоколейный тепловоз ТУ2

На рис. 13 представлен опытный сцеп, составленный из четырех вагонов электропоездов ЭР9М и ЭР9Е, вагона-лаборатории ДНУЖТа и электровоза ЧС4, с помощью которого были проведены динамические ходовые и динамические прочностные испытания вышеуказанных единиц на основных направлениях их эксплуатации на Юго-Западной железной дороге.



Рис. 13. Опытный сцеп с вагонами электропоездов ЭР9М, ЭР9Е

При определении ресурса основных несущих конструкций электропоездов ЭР9М, ЭР9Е как и рассмотрении аналогичных вопросов для тепловозов 2ТЕ10 была применена методика сравнительной оценки уровней их нагруженности и наработок с соответствующими характеристиками аналогичных конструкций электропоезда ЭР9П, для которого был выполнен полный комплекс работ, в том числе и ресурсные вибрационные испытания рам тележек.

Достаточно существенной помощью для решения нужд технологического цикла и подачи готовой продукции промышленного транспорта на пути магистрального транспорта была работа по продлению назначенного срока эксплуатации тепловозов серии ТГМ6А. Внешний вид данного тепловоза показан на рис. 13.



Рис.14. Общий вид тепловоза ТГМ6А

Комплексная работа по продлению срока службы парка тепловозов серии ТГМ6А выполнялась по договору с Никопольским заводом ферросплавов. При решении вопросов об оценке ресурса основных несущих конструкций рамы кузова тепловоза был использован метод «слабого элемента».

В сложной механической конструкции наверняка существует «слабый элемент» (СЭ), с которого начинается разрушение конструкции или его можно выделить на основании анализа истории эксплуатации и комплекса нагрузок, действующих на НК.

Большинство существующих расчетно-экспериментальных методов оценки ресурса несущих машиностроительных конструкций основано на сравнении результатов действия комплексов эксплуатационных и испытательных нагрузок на НК, получаемых при проведении стендовых вибрационных испытаний до разрушения образцов или натурных деталей. Основой подхода к оценке остаточного ресурса НК заключается в использовании в качестве объекта «испытаний» саму металлоконструкцию, бывшую длительное время в эксплуатации, с использованием принципа «слабого элемента», который заключается в следующем.

В исследуемой конструкции выделяется один или несколько элементов-«индикаторов», которые с учетом их ответственности, топологии и технологии выполнения конструкции находится в наиболее неблагоприятных условиях нагружения.

Сегодня на электрифицированных участках постоянного тока (Приднепровская и Донецкая железные дороги) с напряжением питания в контактной сети 3000В основная тяжесть обеспечения грузовых перевозок приходится на электровозы ВЛ8. Опытный электровоз ВЛ8 с вагоном-лабораторией и составом вагонов грузового поезда приведено на рис. 15.



Рис. 15. Опытный электровоз ВЛ8 с вагоном-лабораторией и составом вагонов грузового поезда

Электровозы этой серии начали выпускаться в 1956 году и в 1967 году их выпуск был прекращен. Таким образом на сегодняшний день срок эксплуатации электровозов этой серии находится в диапазоне 41...52 года, а назначенный срок эксплуатации составляет 30 лет. Комплексные работы по продлению срока эксплуатации, которые выполнялись в два этапа, позволили продлить срок эксплуатации модернизированных электровозов ВЛ8 с выполнением соответствующего уровня капитального ремонта до 55 лет.

Для решения проблемной ситуации вождения пассажирских поездов с количеством вагонов до 11-13 единиц и при этом обеспечивать экономное расходование электроэнергии в Украине на базе Львовского локомотиворемонтного и Запорожского электровозоремонтного заводов было организовано производство электровозов ВЛ40. Руководством Укрзалинцы было поручено специалистам ОНИЛ ДППС провести комплексные тягово-энергетические, динамико-прочностные испытания электровозов этой серии производства этих двух заводов. На рис.16 показано опытный сцеп при проведении соответствующих испытаний электровоза серии ВЛ40.

Выполненные комплексные тягово-энергетические и динамико-прочностные испытания электровозов ВЛ40 способствовали началу их производства на базе Львовского локомотиво-

ремонтного и Запорожского электровозоремонтного заводов и внедрению их на Львовской и Одесской железных дорогах. При этом были даны рекомендации заводам – изготовителям по улучшению конструкции этих электровозов, локомотивным бригадам по некоторым особенностям вождения поездов с использованием этих локомотивов, а соответствующим подразделениям Укрзализниці предоставить параметры, которые являются основой при составлении графика движения поездов.



Рис. 16. Опытный сцеп с электровозом ВЛ40

На сети дорог Украины для обеспечения необходимых условий и оперативности в организации работ и в принятии решений при выезде на линию комиссий из числа ведущих специалистов и руководящего состава используются специально оборудованные мотрисы на базе головных вагонов дизель-поездов Д1, ДР1А, а также мотриса производства польской фирмы «Песа». Особого внимания заслуживает мотриса (поезд для инспекционных поездок) Львовской железной дороги, которая была сделана на базе двух головных вагонов дизель-поезда ДР1А. Общий вид этой мотрисы показан на рис. 17.

При переоборудовании головных вагонов было сделано следующее: моторной стала одна тележка (вторая от кабины управления); кабины расширили и сделали салоны на 11-13 посадочных мест для размещения специалистов, принимающих участие в инспекционной поездке, с обеспечением хорошей обзорности; в немоторном вагоне размещен зал для проведения оперативных совещаний; на мотрисе установлены видеокамеры для обеспечения наблюдения за состоянием верхнего строения пути и взаимодействия колес колесных пар мотрисы с рельсами, а также спутниковая антенна и система «Новигатор». Динамико-прочностные испытания данной мотрисы проводились дважды. После первых испытания были выданы реко-

мендации для проведения необходимых модернизаций, обеспечивающих улучшение показателей динамики и безопасности движения при скоростях до 120 км/ч включительно. повторные испытания позволили проверить эффективность проведенной модернизации, а также неожиданно выявить дефектный подшипник (заводской брак) тягового редуктора, из-за которого произошло разрушение вала редуктора и карданного сочленения во время опытной поездки на сложном участке Львовской железной дороги.



Рис. 17. Мотриса Львовской железной дороги

Важную роль в обеспечении пассажирских перевозок в конце прошлого века сыграла модернизация пассажирских вагонов при проведении капитального ремонта, которая выполнялась на Днепропетровском вагоноремонтном заводе. Заказы на выполнение таких работ поступали не только с железных дорог Украины, а также с железных дорог России и Белоруссии. При решении вопроса назначения объема работ, который выражался в соответствующей оплате, необходимо было обеспечить необходимое увеличение срока эксплуатации таких вагонов после выполненного ремонта.

Для выполнения необходимых требований по обеспечению показателей динамики, прочности, плавности и безопасности движения со скоростями до 160 км/час вагонов после КВР в составе пассажирских поездов специалистами университета был выполнен соответствующий комплекс работ.

Ходовые динамические и прочностные испытания пассажирских вагонов выполнялись специалистами ДИИТа на перегонах Сухачевка – Пятихатки, Новомосковск-Днепровский – Баловка, Самаровка – Новомосковск-Днепровский и Обводная – Встречный Приднепровской железной дороги. Для их проведения был сформирован опытный сцеп (рис. 18), со-

стоявший из вагона лаборатории 1, пассажирского купейного 2 и плацкартного 3 вагонов, а также двух локомотивов 4.



Рис. 18. Опытный сцеп для проведения динамических ходовых и прочностных испытаний пассажирских вагонов после КВР

На основе анализа результатов испытаний, которые были выполнены в соответствии с действующей нормативной документацией были сделаны выводы о том, что коэффициенты вертикальной и горизонтальной динамики испытанных пассажирских вагонов не превышают допустимых значений (0,4 в буксовом подвешивании и 0,25 для центрального подвешивания и рамных сил) при движении с установленными скоростями.

Плавность хода модернизированных пассажирских вагонов, а также среднеквадратичские значения вертикальных и горизонтальных поперечных ускорений на полу вагона в районе пятника не превышают допустимых значений во всех третьоктавных полосах диапазона 0,8-80Гц при скоростях движения 40-160 км/час для бесстыкового пути.

Основным нормативным соотношением для оценки срока службы несущих конструкций пассажирского вагона является выражение:

$$n = \frac{\sigma_{a,N}^u}{\sigma_s} \geq [n], \quad (1)$$

где n – коэффициент запаса выносливости (в случае обеспечения его нормативного значения срок службы пассажирского вагона устанавливается равным 28 годам); $\sigma_{a,N}^u$ – расчетный предел выносливости при симметричном цикле напряжений, приведенный к базе испытаний $N_0=10^7$; σ_s – расчетное эксплуатационное напряжение, приведенное к напряжению симметричного цикла и базе испытаний $N_0=10^7$; $[n]$ –

допускаемое значение коэффициента запаса выносливости.

В случае невыполнения нормативного соотношения (3) рассчитывается ограниченный ресурс несущих конструкций по формуле

$$T_k = \frac{\left(\frac{\sigma_{a,N}}{[n]} \right)^m N_0}{B f_\sigma d_\sigma}, \quad (2)$$

где T_k – календарный (в годах) срок службы вагона; m – показатель степени кривой усталости; B – коэффициент перевода календарного расчетного срока службы детали во время непрерывного движения в секундах; f_σ – центральная (эффективная) частота процесса изменения динамических напряжений, Гц.; $N_0=10^7$ – база испытаний в циклах.

Удельная наработка d_σ определяется по формуле

$$d_\sigma = \sum_{j=1}^n K_{yij} \sum_{Vi}^{Kvi} P_{Vi} \sum_{\sigma_i}^{Kbi} \sigma_i^m P_{\sigma_i}, \quad (3)$$

где K_{yij} – доля протяженности прямых ($j=1$), кривых ($j=2$) и стрелок ($j=3$); K_{bi} – принятое количество уровней (разрядов) амплитуд напряжений в i -м интервале скоростей движения; K_{vi} – количество интервалов скоростей движения; P_{vi} – вероятность появления напряжения с амплитудой σ_i .

Величина d_σ получена в результате статистической обработки результатов динамических ходовых и прочностных испытаний пассажирских купейного и плацкартного вагонов после проведения КВР.

С целью выбора режимов проведения стендовых вибрационных испытаний были проведены расчеты напряженно-деформированного состояния (НДС) рамы тележки пассажирского вагона.

Исследования НДС рамы тележки позволили выбрать расчетные схемы и определить характер нагружения рам тележек при проведении их стендовых вибрационных испытаний.

Стендовые вибрационные испытания являются методом непосредственной экспериментальной оценки характеристик их выносливости.

Испытания элементов пассажирских вагонов после КВР проводились специалистами Государственного конструкторского бюро «Южное» на его экспериментальной базе.

Целью испытаний являлась экспериментальная оценка их расчетных пределов выносливости $y''_{a,N}$. Для этого были разработаны и смонтированы стендовые вибрационные ком-

плексы (рис. 19, 20), в том числе, уникальный комплекс для испытаний кузова пассажирского вагона на действие вертикальных циклических нагрузок (рис. 21).

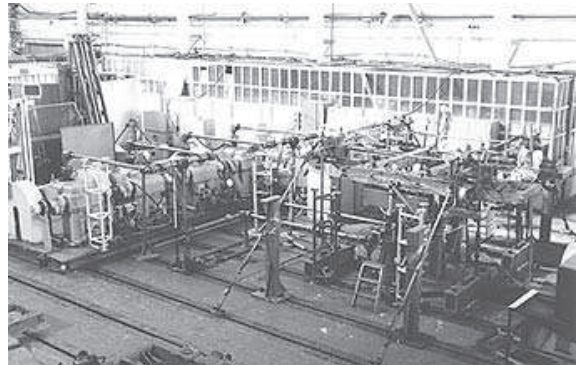


Рис. 19. Вибрационный стенд для испытаний рам тележек пассажирских вагонов

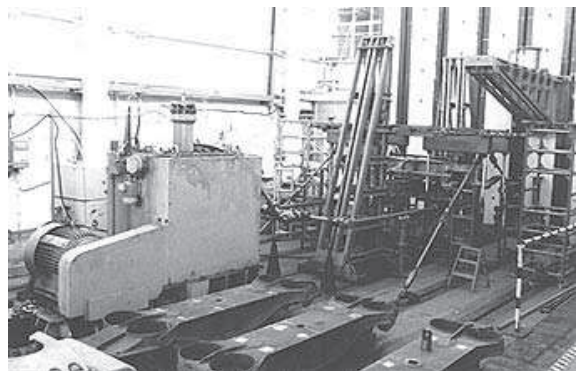


Рис. 20. Вибрационный стенд для испытаний над-рессорных балок пассажирских вагонов

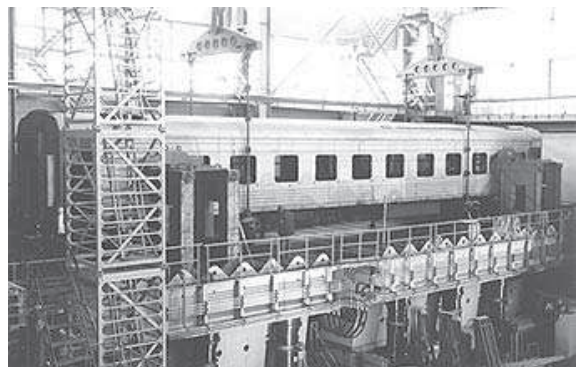


Рис. 21. Вибрационный комплекс для испытаний кузова пассажирского вагона

Представленные для стендовых испытаний несущие конструкции пассажирских вагонов были разрушены. На рис. 22 показан вид разрушения кузова пассажирского плацкартного вагона, полученного им в процессе проведения испытаний.

Несущие конструкции тележек, переданные для проведения испытаний, были разделены на

две группы: первую – производства завода «Аммендорф» и вторую – производство КВЗ.



Рис. 22. Разрушение рамы кузова пассажирского вагона, развившееся на его боковую стенку и крышу

В процессе эксплуатации единиц подвижного состава встречаются такие, с которыми не проводился капитальный ремонт с продлением срока службы (КРП). В этих ситуациях было принято решение о рассмотрении вопросов поэтапного продления срока службы. Целью поэтапного продления срока службы ТПС является назначение содержания, объема и последовательности работ, проведение которых обеспечивает эксплуатацию указанных электропоездов до проведения КРП.

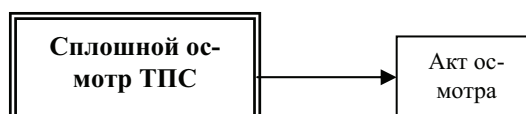
Единицы подвижного состава, которые исчерпали установленный срок службы, подлежат систематическому неразрушающему контролю. Мероприятия неразрушающего контроля выполняются согласно Техническим решениям относительно удлинения срока службы типов ТПС регламентами с момента превышения единицей подвижного состава назначенного для него срока службы.

Типичная блок-схема выполнения работ по поэтапному продлению срока службы ТПС приведена на рис. 23.

Сплошной осмотр единиц парка ТПС проводится, как правило, силами работников локомотивных депо. Его целью есть комиссионная экспертная оценка фактического состояния основных несущих конструкций ТПС для удлинения их срока эксплуатации к выполнению работ следующего этапа удлинения их срока службы.

Расширенный комиссионный осмотр основных НК тележек и кузовов ТПС выполняется силами работников локомотивных депо при участии представителя локомотивной службы соответствующей железной дороги и группы специалистов по неразрушающему контролю. Его целью является комиссионный инструментальный контроль состояния основных несущих конструкций для удлинения срока эксплуатации ТПС до проведения КРП. Для проведения расширенного комиссионного осмотра формируется комиссия, как правило, под председательством главного инженера локомотивного депо.

Этап 1.



Этап 2.



Этап 3.



Рис. 23. Блок-схема работ по поэтапному продлению срока службы ТПС

Приведенные материалы выполненного комплекса работ данного научного направления свидетельствуют о том, что специалисты, которые выросли в научной школе, созданной академиком В. А. Лазаряном, способны решать вопросы любой сложности и тем самым содействовать обеспечению потребностей в обеспечении как пассажирских так и грузовых перевозок.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Методика оценки остаточного ресурса несущих конструкций тягового подвижного состава [Текст]. – К.: Гос. администрация ж.д. транспорта Украины, ДИИТ, 1998. – 51 с.
2. Блохин, Е. П. Методичні та теоретичні аспекти поетапного подовження строку служби

тягового рухомого складу [Текст] /
Е. П. Блохин, В. Л. Горобец, Н. И. Сергиенко //
Сб. науч. тр. НГУ – 2002. – № 15. – Д.: РИК
НГУ, 2002. – С. 105-112.

Поступила в редколлегию 16.07.2009

Ю. П. БОРОНЕНКО, д.т.н., профессор, ПГУПС, ОАО «НВЦ Вагоны» (Россия)

ВАГОНЫ СО СНИЖЕННЫМИ ДИНАМИЧЕСКИМИ НАГРУЗКАМИ НА РЕЛЬСЫ – РЕЗЕРВ ПОВЫШЕНИЯ ПРОВОЗНОЙ И ПРОПУСКНОЙ СПОСОБНОСТИ ЖЕЛЕЗНЫХ ДОРОГ

Про резерв підвищення провізної та пропускної спроможності залізниць.

Про резерв підвищення провозной и пропускной способности железных дорог.

About reserve of increasing the carrying and traffic capacity of railways.

Повышение конкурентоспособности железных дорог связано с повышением пропускной и провозной способности железных дорог. Наши научные руководители, выдающиеся учёные В. А. Лазарян и И. И. Челноков прекрасно понимали это и в соответствии со своими идеями совершенствования тележек вели работу с Уральским вагоностроительным заводом. Совместные исследования по созданию перспективной тележки для грузовых вагонов с улучшенными ходовыми качествами в 60-70-е годы XX века на Уралвагонзаводе проводились Всесоюзным научно-исследовательским институтом МПС (ЦНИИ МПС), Ленинградским и Днепропетровским институтами железнодорожного транспорта, Днепропетровским отделением института механики АН УССР, Всесоюзным научно-исследовательским институтом вагоностроения. Работы велись в двух направлениях:

- создание новых тележек с центральным подвешиванием;
- создание новых тележек с надбуксовым подвешиванием.

Были изготовлены и испытаны тележки с центральным подвешиванием:

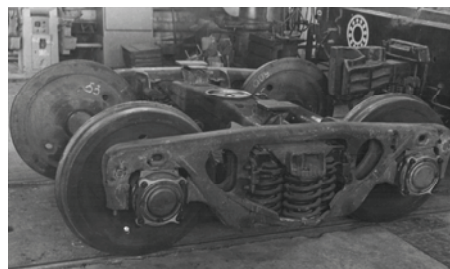
- с модернизированными клиновыми гасителями колебаний: ЦНИИ-ХЗ-М – 1965 г., УВЗ-С – 1966 и 1967 гг.;
- с гидрогасителями – 1969 и 1971 гг.;
- с модернизированными пружинными комплектами: с билинейной характеристикой 1971 и 1978 г., повышенной гибкости – 1971 г.;
- с установкой резинового элемента в ресорное подвешивание – 1971 г.;
- с установкой скользунов-демпферов – 1969 и 1971 г.;
- УВЗ-ВНИИВ и УВЗ-ЛИИЖТ – 1973 г.

По линии создания 2-осной тележки с надбуксовым подвешиванием за это время были

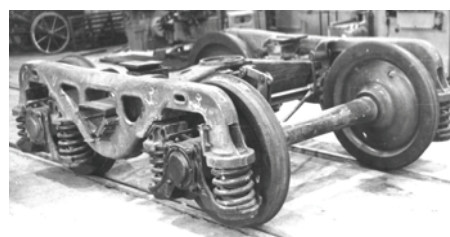
спроектированы, изготовлены и испытаны тележки УВЗ-6К и УВЗ-6КМ.

В августе 1974 г. на Уралвагонзаводе было проведено техническое совещание с участием ЦНИИ МПС (вагонное отделение и отделение комплексных испытаний), ЛИИЖТ, ДИИТ, ДО ИМ АН УССР, ВНИПТИВ, ЦВ МПС, на котором было принято решение о проведении динамических (ходовых) испытаний тележек УВЗ-ЛИИЖТ (рис. 1а) и УВЗ-6КМ (рис. 1б) на скоростном полигоне ЦНИИ МПС ст. Белореченская – Майкоп со скоростями движения до 150 км/ч.

а



б



в

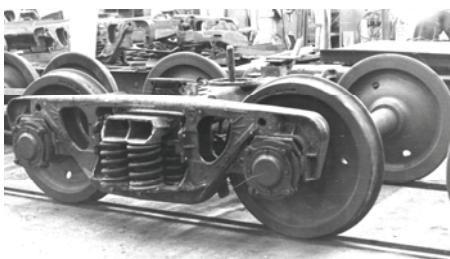


Рис. 1. Общий вид тележек УВЗ-ЛИИЖТ (а), УВЗ-6КМ (б) и 50Х-508 (в), в создании и испытаниях которых принимали участие В. А. Лазарян и И. И. Челноков

Эти испытания были проведены в марте-мае 1975 г. УВЗ совместно с ЦНИИ МПС, ЛИИЖТ, ДИИТ и ДО ИМ АН УССР с целью выявления лучшего варианта тележки из числа испытываемых образцов, а также уточнения ряда положений разрабатываемых технических требований на 2-осную тележку для скоростей движения до 140 км/ч.

К сожалению, результаты этих работ не были внедрены, но они до сих пор служат теоретической и экспериментальной основой создания новых тележек. На их базе были разработаны технические требования к тележкам и ГОСТ на тележки. В дальнейшем при участии ДИИТ и ДО ИМ АН УССР под руководством В. А. Лазаряна и ЛИИЖТа под руководством И. И. Челнокова ЦНИИ МПС были сформулированы новые технические требования к вагонам с осевой нагрузкой 25 т и в 1975 г. «Уралвагонзавод» представил на испытания два образца новых полувагонов. Эти вагоны во многом копировали конструктивные решения вагона с нагрузкой 22 тс, но в них для повышения грузоподъемности были введены новые усиленные узлы, в том числе и тележки. Важным элементом новизны одного из опытных вариантов новой тележки являлась резиновая прокладка между буксой и боковой рамой. Однако результаты эксплуатационных испытаний этого узла оказались отрицательными, в результате межведомственная комиссия рекомендовала к производству тележку 18-131, в основном копирующую тележку 18-100.

Вагоностроителям и железнодорожникам, в первую очередь путейцам, преимущества новой тележки 18-131 не казались очевидными, и требования о переходе к производству новой тележки, не подкрепленные финансовой и административной поддержкой, остались нереализованными. Несмотря на это в 1986 г. был разработан новый типаж «Вагоны грузовые магистральные на 1986-2000 гг.», который был согласован МПС СССР, Госстандартом СССР и утвержден Минтяжмашем СССР. Вагоны этого типажа предусматривали увеличенные осевые нагрузки до 25 тс. В соответствии с этим типажом был сконструирован ряд новых кузовов вагонов, рассчитанных на осевую нагрузку 25 тс. В связи с отсутствием серийного производства новых тележек, новые вагоны выпускались и эксплуатировались на тележках 18-100 с осевыми нагрузками до 23,5 тс. В начале 90-х годов в условиях спада объемов перевозок работы по переходу на новые тележки были приостановлены.

Задача увеличения грузоподъемности вагонов была поставлена вновь в «Комплексной программе реорганизации и развития отечественного локомотиво- и вагоностроения, организации ремонта и эксплуатации пассажирского и грузового подвижного состава на период 2001-2010 гг.», а затем и в «Белой книге» ОАО «РЖД»: «Стратегические направления научно-технического развития ОАО «Российских железных дорог» на период до 2015 г.», принятой в 2007 г. Стратегическими направлениями предусматривается необходимость железных дорог в новых вагонах, которые не только должны иметь увеличенную осевую нагрузку до 25...27...30 т без увеличения воздействия на путь. В создании вагонов нового поколения с увеличенными осевыми нагрузками главный вопрос – это создание новой тележки, позволяющей увеличить грузоподъемность вагонов.

Попытки создания новой тележки путем небольшой модернизации существующих или подражания лучшим зарубежным образцам оказались неудачными. Создать тележку нового поколения, обеспечивающую увеличение пропускную и провозную способность железных дорог, можно только на основе новых идей и технологий.

1 Тележки для осевой нагрузки 25 т

Проблема создания тележки для осевой нагрузки 25 т решается несколькими российскими предприятиями.

ФГУП «ПО «Уралвагонзавод» разработал тележку модели 18-194-1, [6], с более жесткими допусками на изготовление, износостойкими элементами на наклонной поверхности клиньев, фрикционных планках и подпятнике, что позволяет обеспечить безремонтную работу узлов трения на пробег 500 тыс. км.

В конструкции центрального подвешивания использован пружинный комплект с билинейной характеристикой, что обеспечивает меньшую чувствительность динамических показателей порожнего вагона к износу клиньев. Кроме того, установка боковых рам на адаптер подшипника колесной пары производится через неметаллическую вставку. Упругие скользуны постоянного контакта повышают сопротивление тележки извилистому движению.

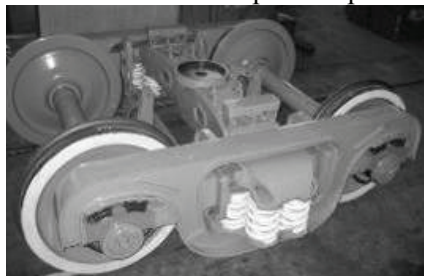
ОАО «ВНИКТИ» разработала техдокументацию, а ЗАО «Промтракторвагон» освоил изготовление и сертифицировал новую тележку модели 18-9800 с осевой нагрузкой 25 т. Отличием этой тележки является упругая связь рамы с буксами и новая конструкция скользунов.

Ведутся работы по созданию тележки с осевой нагрузкой 25 т в г. Тихвине на основе технологии американской тележки «Барбер» и г. Рузаевке – на основе технологий европейских стран.

Численные эксперименты, выполненные ПГУПС, [1], показали, что конструкция тележки, аналогичная модели 18-194-1, при рациональном выборе параметров боковых скользунов может обеспечить пониженное воздействие на путь. Поперечная и вертикальная сила, действующие от колеса на рельс при осевой нагрузке 25 т практически такие же, как от тележки модели 18-100 при осевой нагрузке 23,5 т. Одновременно, существует естественное ограничение на величину критической скорости движения вагона на таких тележках до 90 км/ч, которое объясняется зависимостью критической скорости от параметров скользунов в виде кривой с насыщением. Таким образом, такая конструктивная схема не пригодна для дальнейшего увеличения осевой нагрузки или конструкционной скорости без значительных вложений в конструкцию и систему технического содержания пути.

В ПГУПС разработана трехэлементная тележка модели 18-9750 (рис. 2), оборудованная горизонтально упругой связью колесных пар с боковыми рамами, выполненной в виде полиуретано-металлических амортизаторов.

а



б



Рис. 2. Тележка модели 18-9750 (а) и первая ступень подвешивания (б) в виде полиуретано-металлических амортизаторов

Тележка оборудована центральным подвешиванием с билинейной характеристикой и фрикционными клиньями пространственного действия с упруго-фрикционными накладками

на наклонных поверхностях (рис. 3). Такая конструкция обеспечивает повышение жесткости тележки при забегании боковых рам на 30...40 %. Боковые скользуны постоянного контакта не используются, что обеспечивает пониженный момент сопротивления тележки повороту под вагоном для безопасного прохождения кривых и стрелочных переводов.



Рис. 3. Пространственная конструкция клина тележки модели 18-9750

Результаты проведенных испытаний подтвердили возможность добиться значительного сокращения динамических сил взаимодействия колес с рельсами при использовании под вагоном тележки на базе модели 18-9750 и это открывает новые пути увеличения грузоподъемности вагонов.

2 ПРЕДЛОЖЕНИЯ ПО КОНСТРУКЦИИ ТЕЛЕЖКИ ДЛЯ ОСЕВОЙ НАГРУЗКИ 30 т

2.1 Предварительная оценка необходимых показателей ходовых качеств, обеспечивающих требования по воздействию на путь

Анализ показателей, определяющих прочность и долговечность элементов путевой структуры, [5], показал, что лимитирующей величиной является эквивалентное напряжение на основной площадке земляного полотна. Когда этот критерий достигает предельного значения, остальные показатели имеют запас 20...30%.

Расчет эквивалентного напряжения на основной площадке земляного полотна производится в зависимости от эквивалентной максимальной вертикальной силы, действующей от колеса на рельс:

$$P_{э\kappa\text{в}} = P_{ст} + P_{\text{д}}^{\text{обресс}} + P_{\text{д}}^{\text{необресс}}, \quad (1)$$

где $P_{ст}$ – статическая нагрузка от колеса на рельс, $P_{\text{д}}^{\text{обресс}}$ – максимальная (с вероятностью 97%) динамическая нагрузка от колеса на рельс, вызванная колебаниями обрессоренных масс, $P_{\text{д}}^{\text{необресс}}$ – максимальная (с вероятностью

97%) динамическая нагрузка от колеса на рельс, вызванная колебаниями необрессоренных масс при проходе стыков и наличии неровностей на поверхности колес (учитывается определенный процент дефектных колес).

Анализ выражения (1) применительно к конструкции тележки-прототипа показал, что ее необрессоренная масса уже снижена до предела и включает в себя только колесные пары. Таким образом, единственным способом уменьшить нагрузку на земляное полотно является снижение колебаний обрессоренных масс.

Результирующее значение коэффициента вертикальной динамики подвешивания предельное для пути, уложенного рельсами Р65 на железобетонных шпалах с эпюрой 2000 на километр и высотой балласта более 40 см, составляет 0,28 при ограничении скорости движения вагона до 80 км/ч. Для сравнения, тележки пассажирских вагонов модели КВЗ-ЦНИИ (с гидравлическими гасителями колебаний и прогибом подвешивания почти 180 мм) обеспечивают максимальное значение коэффициента вертикальной динамики 0,25.

При испытаниях тележки-прототипа (рис. 4) коэффициент вертикальной динамики измерялся по боковой раме и надрессорной балке. Результирующие значения отличались не более чем на 10%, что подтвердило, что боковые рамы в данном случае можно считать обрессоренными. Максимальное значение коэффициента вертикальной динамики при скоростях до 80 км/ч составило 0,30...0,35, что показывает необходимость дальнейшего совершенствования подвешивания.

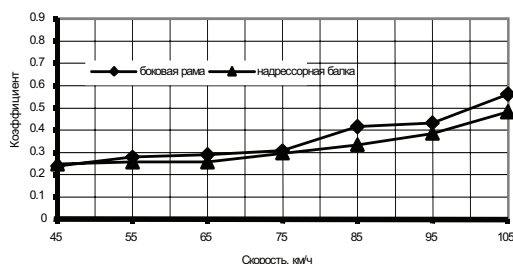


Рис. 4. Максимальный (с вероятностью 99,9 %) коэффициент вертикальной динамики, измеренный по боковой раме и надрессорной балке на прямом участке пути для вагона на тележках-прототипах

2.2 Предложения по совершенствованию конструкции тележки

Предложенная для осевой нагрузки 30 т конструкция тележки (рис. 5) основана на модели 18-9750 и имеет следующие особенности:

- центральное подвешивание с билинейной характеристикой и пространственной клиновой системой;
- буксовое горизонтально-упругое подвешивание с неметаллическими амортизаторами;
- взаимодействие с кузовом вагона через плоский подпятник и
- боковые скользуны постоянного контакта типа подпружиненный ролик.

Основные параметры тележки показаны в таблице 1.

Основным отличием тележки от исходной конструкции модели 18-9750 являются боковые скользуны постоянного контакта (рис. 6). Их вертикальная жесткость подбирается таким образом, чтобы преобразовывать перевалку кузова на подпятнике в боковую качку, которая демпфируется клиновым гасителем колебаний второй ступени подвешивания, [2]. Эффективное демпфирование обеспечивается использованием рессорного комплекта с пружинами одинаковой высоты под клинья и различной высоты под надрессорной балкой, а также увеличенным до 55 градусов углом наклона фрикционного клина к горизонтали.

Таблица 1

Основные параметры тележки, предложенной для осевой нагрузки 30 т

Параметр	Значение
Масса, кг	6000
Ширина колеи, мм	1520
База, мм	1900
Конструкционная скорость, км/ч	100
Допустимая по нагреву колодочного тормоза эксплуатационная скорость, км/ч	90
Статический прогиб второй ступени подвешивания, мм	
- под порожним вагоном	16
- под груженым вагоном	70
Статический прогиб первой ступени подвешивания, мм	
- под порожним вагоном	2
- под груженым вагоном	7

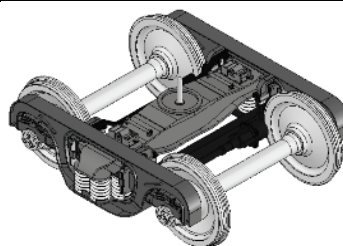
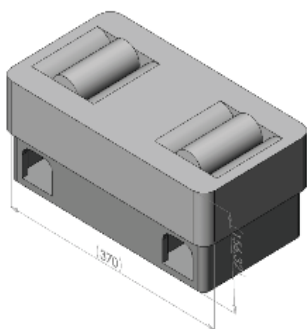


Рис. 5. Предложенная конструкция тележки для осевой нагрузки 30 т

а



б

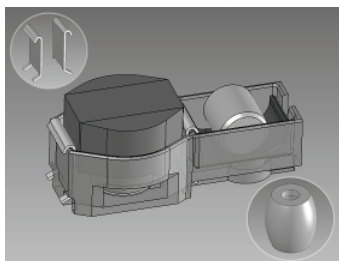


Рис. 6. Варианты исполнения боковых скользунков постоянного контакта: а) типа подрессоренный ролик; б) упруго-роликовый скользун ФГУП «ПО «Уралвагонзавод» с антифрикционной накладкой на контактной поверхности

Так как устойчивость движения вагона обеспечивается горизонтально-упругой первой ступенью подвешивания и увеличенным за счет конструкции клиньев сопротивлением забеганию боковых рам, боковые скользунки типа подпружиненный ролик или с установкой антифрикционного материала на контактной поверхности обеспечивают снижение момента сопротивления повороту тележки при движении в кривых.

2.3 Численное моделирование ходовых качеств вагона и сил, действующих от колеса на рельс

Моделирование ходовых качеств вагона на тележках с выбранными параметрами производилось на модели [3], разработанной в программном комплексе MEDYNA. Результаты моделирования для прямого участка пути отличного состояния и скорости движения 100 км/ч представлены в табл. 2. Для скоростей вплоть до конструкционной показатели ходовых качеств вагона удовлетворяли требованиям нормативов [4].

Таблица 2

Показатели ходовых качеств вагона с осевой нагрузкой 30 т при скорости движения 100 км/ч на пути отличного состояния

Показатель	Порожний вагон	Груженный вагон
Максимальное попереч-	0.35	0.21

ное ускорение кузова, g	удовлетв.	удовлетв.
Максимальное вертикальное ускорение кузова, g	0.63 удовлетв.	0.33 хорошо
Максимальный коэффициент вертикальной динамики	0.24 отлично	0.18 отлично
Максимальная рамная сила, кН	8.5 отлично	22.2 отлично
Минимальный коэффициент запаса устойчивости от схода колеса с рельса	0.7	1.4 допустимо
Вероятность, что коэффициент запаса устойчивости от схода колеса с рельса менее 1,3 (вероятность схода), %	2.5 допустимо	0.0

Для оценки воздействия на путь был выполнен расчет коэффициента вертикальной динамики при движении вагона с полной загрузкой (табл. 3) в кривых радиусом 350 и 650 м с максимально допустимыми скоростями.

Таблица 3

Максимальное значение коэффициента вертикальной динамики

Расчетный случай	Коэффициент вертикальной динамики для обрессоренных масс при скорости движения		
	60 км/ч	80 км/ч	100 км/ч
Прямая	0.06	0.09	0.18
Кривая радиусом 650 м	0.07	0.10	0.16
Кривая радиусом 350 м	0.09	0.10	—

Во всех случаях расчетный максимальный коэффициент вертикальной динамики был ниже 0,28, то есть тележка при выбранных параметрах может обеспечить воздействие на путь (при его отличном состоянии) не выше, чем тележка модели 18-100.

3 Оценка экономической эффективности эксплуатации поездов с осевой нагрузкой 30 т

Экономическая эффективность от увеличения провозной способности железных дорог с осевой нагрузкой 30 т оценивалась для ОАО «РЖД» применительно к перевозкам угля между Кузбасом и Мурманском. В рассмотренном случае ОАО «РЖД» является владельцем инфраструктуры и операторской компанией одновременно.

В соответствии с объемами перевозки угля, существующим парком полувагонов и новым прогнозируемым парком с осевой нагрузкой 30 т

было принято следующее распределение осевых нагрузок:

- 50 % вагонов реализуют осевую нагрузку 21 т;
- 10 % вагонов реализуют осевую нагрузку 23 т;
- 10 % вагонов реализуют осевую нагрузку 25 т;
- 25 % вагонов реализуют осевую нагрузку 27 т;
- 5 % вагонов реализуют осевую нагрузку 30 т.

Вагоны, реализующие более высокую осевую нагрузку, приводят к увеличению темпов роста остаточных деформаций путевой структуры. Вычисленные значения вертикальных и поперечных сил, действующих на рельс, позволили прогнозировать увеличение на 3 % расходов на ремонт повреждений пути, связанных с увеличением вертикальной нагрузки (замена шпал, болтов, креплений), и на 5% на ремонт повреждений, связанных с увеличением боковых сил.

Анализ напряжений в элементах конструкции пути показал, что сохранить их на имеющемся уровне (соответствующем средней осевой нагрузке 21 т) можно, ограничив скорость движения поездов с осевой нагрузкой 30 т до 60 км/ч. Это приведет к снижению средней скорости движения таких поездов, дополнительным расходам на потребление энергии и некоторой потере доходности, связанной с пропуском меньшего количества поездов в день.

Для снятия ограничения на скорость движения поездов с осевой нагрузкой 30 т необходимо проводить постепенное усиление пути на выбранном маршруте, что включает в себя увеличение высоты балластного слоя для защиты земляного полотна. Это может быть сделано в процессе плановых ремонтов, стоимость которых увеличится на стоимость дополнительного балласта и оплату труда.

Расходы также включают в себя покупку нового подвижного состава с осевой нагрузкой 30 т, что одновременно позволяет использовать занятые ранее на маршруте полувагоны под перевозку других грузов. Учтены также расходы на ремонт новых вагонов, снижение тарифа на возврате порожних вагонов.

Результирующие экономические параметры проекта следующие:

- простой срок окупаемости 2,2 года;
- дисконтированный (процентная ставка 15 %) срок окупаемости 2,5 года;
- положительный NPV, равный 1,39 млн руб., что подтверждает доходность проекта;
- IRR 45%, что превышает ставку дисконтирования и показывает эффективность проекта.

Таким образом, для ОАО «РЖД» проект по введению в эксплуатацию подвижного состава с осевой нагрузкой 30 т для перевозки угля при использовании новых ходовых частей не только обеспечивает увеличение провозной способности железных дорог, но и является экономически эффективным, устойчивым и доходным.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Boronenko, Yu. The influence of construction schemes and parameters of three-piece freight bogies on wagon stability, ride and curving qualities [Текст] / Yu. Boronenko, A. Orlova, E. Rudakova // Proc. of XIX IAVSD Symposium. – Milano. – 2005.
2. Boronenko, Yu. P. Influence of bogie to car body connection parameters on stability and curving of freight vehicle [Текст] / Yu. P. Boronenko, A. M. Orlova // Ext. abstracts. 6th Int. Conf. "Railway bogies and running gears". – Budapest: BUTE. – September 2004. – P. 23-25.
3. Лесничий, В. С. Компьютерное моделирование задач динамики железнодорожного подвижного состава. Ч. 3: Моделирование динамики грузовых вагонов в программном комплексе MEDYNA [Текст] : учебн. пособие / В. С. Лесничий, А. М. Орлова. – СПб.: ПГУПС, 2002. – 35 с.
4. Нормы для расчета и проектирования новых и модернизируемых вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных) [Текст]. – М.: ГосНИИВ-ВНИИЖТ, 1996. – 317 с.
5. Методика оценки воздействия подвижного состава на путь по условиям обеспечения его надежности. МПС РФ [Текст]. – М., 2000.
6. Перспективные тележки для грузовых вагонов [Текст] / В. П. Ефимов и др. // Сб. докл. Межд. конф. «Развитие транспортного машиностроения в России». – Щербинка. – 2004. – С. 22-26.

Поступила в редколлегию 27.08.2009

К ВОПРОСУ О РАСЧЕТЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ОБОЛОЧЕК С ПОДКРЕПЛЕНИЯМИ И ПЕРЕМЕННОЙ ТОЛЩИНЫ

У роботі розглядаються розрахунки циліндричних оболонок з підкріпленнями й змінною товщиною. Використання способу рішення диференціальних рівнянь зі змінними коефіцієнтами, запропонованого В. А. Лазаряном і С. Й. Конашенком, дозволяє істотно скоротити обчислювальну процедуру, а в ряді випадків, що мають велике практичне значення, знайти аналітичне рішення.

В работе рассматриваются расчеты цилиндрических оболочек с подкреплениями и переменной толщины. Использование способа решения дифференциальных уравнений с переменными коэффициентами, предложенного В. А. Лазаряном и С. И. Конашенком, позволяет существенно сократить вычислительную процедуру, а в ряде случаев, имеющих большое практическое значение, найти аналитическое решение.

In the article the calculations of cylindrical shells with reinforcements and variable thickness are considered. The use of method of solving the differential equations with variable factors offered by V. A. Lazaryan and S. I. Konashenko allows to shorten greatly the computing procedure but in a number of cases, having the big practical importance, to find the analytical decision.

В технической теории оболочек разрешающие уравнения равновесия цилиндрической оболочки имеют следующий вид [1]:

$$\begin{aligned} \frac{\partial N_1}{\partial x} + \frac{\partial S}{\partial y} + q_x &= 0; \\ \frac{\partial N_2}{\partial y} + \frac{\partial S}{\partial x} + q_y &= 0; \\ \frac{\partial^2 M_1}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 M_2}{\partial y^2} + \\ + \frac{\partial^2}{\partial x \partial y} (M_{12} + M_{21}) + N_2 + q_z &= 0. \end{aligned} \quad (1)$$

Здесь N_1 , N_2 – нормальные силы; S – сдвигающая сила; M_1 , M_2 – изгибающие моменты; M_{12} , M_{21} – крутящие моменты в сечении с нормалью α и β соответственно; q_x , q_y , q_z – составляющие поверхностной нагрузки.

Рассмотрим подкрепленную перекрестным набором ребер цилиндрическую оболочку.

Ребра расположены в направлении координат α и β . В работе [2] известные соотношения теории гладких оболочек обобщены на ребристые оболочки путем использования обобщенных функций. С учетом ребер внутренние усилия представляются в следующем виде [2]:

$$\begin{aligned} N_1 &= \frac{Eh}{1-\mu^2} (\varepsilon_1 + \mu \varepsilon_2); \\ N_2 &= \frac{Eh}{1-\mu^2} (\varepsilon_2 + \mu \varepsilon_1); \\ S &= \frac{Eh}{1-\mu^2} \gamma; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_1 &= D(\wp_1 + \mu \wp_2) + \\ + \sum_{j=0}^t (E_j J_j \wp_1 + E_j S_j \varepsilon_1) \delta(\beta - \beta_j); \\ M_2 &= D(\wp_2 + \mu \wp_1) + \\ + \sum_{i=0}^d (E_i J_i \wp_2 + E_i S_i \varepsilon_2) \delta(x - x_i); \\ M_{12} &= D(1-\mu) \chi + \sum_{j=0}^t G_j J_{jk} \chi \delta(y - y_j), \\ M_{21} &= D(1-\mu) \chi + \sum_{i=0}^d G_i J_{ik} \chi \delta(x - x_i). \end{aligned} \quad (2)$$

Здесь ε_1 , ε_2 , γ – относительные удлинения и сдвиг срединной поверхности оболочки; $\wp_1$, $\wp_2$ – изменения кривизны срединной поверхности в направлениях x и y соответственно; χ – «кручение» срединной поверхности; E , μ – упругие постоянные материала обшивки; $E_i J_i$, $E_j J_j$ – жесткости ребер на изгиб; S_i , S_j – статические моменты сечений ребер относительно срединной поверхности (положительные при наружном креплении); $G_i J_{ik}$, $G_j J_{jk}$ – жесткости ребер на кручение; h – толщина, а $D = Eh^3 / 12(1 - \mu^2)$ – цилиндрическая жесткость обшивки оболочки; q_x , q_y , q_z – компоненты поверхностной нагрузки; $\delta(x - x_i)$, $\delta(y - y_j)$ – дельта-функции Дирака; t , d – количество подкрепляющих ребер в продольном и окружном направлениях соответственно.

В соотношениях (2) приняты во внимание дискретность расположения ребер, их упругое сопротивление изгибу (с учетом эксцентричности расположения) и кручению. Здесь используется схема взаимодействия ребра и обшивки по линии, что, как показано в работе [3], вполне допустимо.

Подставим выражения (2) в уравнения равновесия оболочки, выразив деформации через функцию φ по следующим формулам [4]:

$$\begin{aligned}\varepsilon_1 &= \frac{1}{R} \frac{\partial^2}{\partial x^2} (\nabla^2 - \mu \frac{\partial^2}{\partial x^2}) \varphi; \\ \varepsilon_2 &= \frac{1}{R} \frac{\partial^2}{\partial x^2} (\nabla^2 - \mu \frac{\partial^2}{\partial y^2}) \varphi; \\ \gamma &= -\frac{2\mu}{R} \frac{\partial^3}{\partial x^3} \frac{\partial}{\partial y} \varphi; \\ \wp_1 &= -\frac{\partial^2}{\partial x^2} \nabla^2 \nabla^2 \varphi; \\ \wp_2 &= -\frac{\partial^2}{\partial y^2} \nabla^2 \nabla^2 \varphi; \\ \chi &= -\frac{\partial^2}{\partial x \partial y} \nabla^2 \nabla^2 \varphi,\end{aligned}\quad (3)$$

где $\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2}$.

После преобразований приводим эту систему уравнений к одному линейному дифференциальному уравнению с сингулярными коэффициентами

$$\begin{aligned}& D[\nabla^2 \nabla^2 \nabla^2 \nabla^2 + \frac{1-\mu^2}{c^2} \frac{\partial^4}{\partial x^4}] \varphi + \\& + \sum_{j=0}^t [E_j J_j \frac{\partial^4}{\partial x^4} \nabla^2 \nabla^2 + \frac{E_j S_j}{R} \frac{\partial^4}{\partial x^4} (\nabla^2 - \\& - \mu \frac{\partial^2}{\partial x^2})] \varphi \delta(y - y_j) + \\& + \sum_{i=0}^d [E_i J_i \frac{\partial^4}{\partial y^4} \nabla^2 \nabla^2 + \\& + \frac{E_i S_i}{R} \frac{\partial^4}{\partial y^4} (\nabla^2 - \mu \frac{\partial^2}{\partial y^2})] \varphi \delta(x - x_i) + \\& + \sum_{i=0}^d G_i J_{ik} \frac{\partial}{\partial x} [\frac{\partial^3}{\partial x \partial y^2} \nabla^2 \nabla^2 \varphi \delta(x - x_i)] + \\& + \sum_{j=0}^t G_j J_j \frac{\partial}{\partial y} [\frac{\partial^3}{\partial x^2 \partial y} \nabla^2 \nabla^2 \varphi \delta(y - y_j)] = q.\end{aligned}\quad (4)$$

Здесь полагается, что действует только радиальная нагрузка, то есть

$$q_x = q_y = 0; \quad q_z = q.$$

Внутренние усилия определяются через основную функцию φ по следующим формулам [4]:

$$\begin{aligned}N_1 &= \frac{\partial^2}{\partial x^2} \frac{\partial^2}{\partial y^2} \frac{Eh}{R} \varphi; \\ N_2 &= \frac{\partial^4}{\partial x^4} \frac{Eh}{R} \varphi; \\ M_1 &= -D(\frac{\partial^2}{\partial x^2} + \mu \frac{\partial^2}{\partial y^2}) \nabla^2 \varphi; \\ M_2 &= -D(\frac{\partial^2}{\partial y^2} + \mu \frac{\partial^2}{\partial x^2}) \nabla^2 \varphi; \\ S &= -\frac{\partial^3}{\partial x^3} \frac{\partial}{\partial y} \frac{Eh}{R} \varphi; \\ M_{12} &= -D(1 - \mu) \frac{\partial}{\partial x} \frac{\partial}{\partial y} \nabla^2 \varphi.\end{aligned}\quad (5)$$

Рассмотрим пологую цилиндрическую оболочку, подкрепленную перекрестным набором ребер. Положим, что края оболочки шарнирно оперты. В этом случае функция φ и нагрузка q могут быть разложены в ряды

$$\begin{aligned}\varphi &= \sum_{m=1}^{M \rightarrow \infty} \sum_{n=1}^{N \rightarrow \infty} A_{mn} \sin \lambda_m x \sin \lambda_n y; \\ q &= \sum_{m=1}^{M \rightarrow \infty} \sum_{n=1}^{N \rightarrow \infty} Q_{mn} \sin \lambda_m x \sin \lambda_n y; \\ \lambda_m &= \frac{m\pi}{l}; \quad \lambda_n = \frac{n\pi}{b},\end{aligned}\quad (6)$$

где l и b – размеры оболочки в плане.

При этом Q_{mn} определяется по известной формуле

$$Q_{mn} = \frac{4}{bl} \int_0^l \int_0^b q(x, y) \sin \lambda_m x \sin \lambda_n y dx dy.$$

В результате подстановки выражений (6) в уравнение (4) и выполнения процедуры Бубнова-Галеркина получаем разрешающую систему уравнений вида

$$\begin{aligned}& \sum_r \sum_q A_{mn} \{ D[(\lambda_m^2 + \lambda_n^2)^4 + \frac{1-\mu^2}{c^2} \lambda_m^4] \delta_{mq} \delta_{nr} + \\& + \frac{2}{b} \{ E_j J_j \lambda_m^4 (\lambda_m^2 + \lambda_n^2)^2 - \frac{E_j S_j}{R} \lambda_m^4 [(\lambda_m^2 + \\& + \lambda_n^2) - \mu \lambda_m^2] \} S_{nr}^v \delta_{mq} + \frac{2}{l} \{ E_i J_i \lambda_n^4 (\lambda_m^2 + \lambda_n^2)^2 - \\& - \frac{E_i S_i}{R} \lambda_m^2 \lambda_n^2 [(\lambda_m^2 + \lambda_n^2) - \mu \lambda_n^2] \} S_{mq}^v \delta_{nr} + \\& + \frac{2}{l} G_i J_i (\lambda_m^2 + \lambda_n^2)^2 \lambda_n^2 \lambda_m \lambda_q C_{mq}^v \delta_{nr} + \\& + \frac{2}{b} G_j J_j (\lambda_m^2 + \lambda_n^2) \lambda_m^2 \lambda_n \lambda_r C_{nr}^v \delta_{mq} \} = Q_{mn}.\end{aligned}$$

Здесь $\delta_{mq(nr)}$ - символ Кронекера; $S_{mq(nr)}^v$, $C_{mq(nr)}^v$ - зависящие от $m(n)$ и $q(r)$ значения интегралов вида

$$\int_0^d \sum_{i=0}^d \sin \lambda_m x \sin \lambda_q x \delta(x - x_i) dx; \quad (7)$$

$$\int_0^d \sum_{i=0}^d \cos \lambda_m x \cos \lambda_q x \delta(x - x_i) dx, \quad (8)$$

где x_i - i -й дискретный аргумент.

Используя фильтрующее свойство дельта-функции Дирака, интегралы (8) приводим к виду

$$\sum_{i=0}^d \sin \lambda x_i \sin \lambda x_i; \quad (9)$$

$$\sum_{i=0}^d \cos \lambda x_i \cos \lambda x_i.$$

Подставляя выражения (9) в уравнения (6), решение задачи сводим к решению систем линейных алгебраических уравнений.

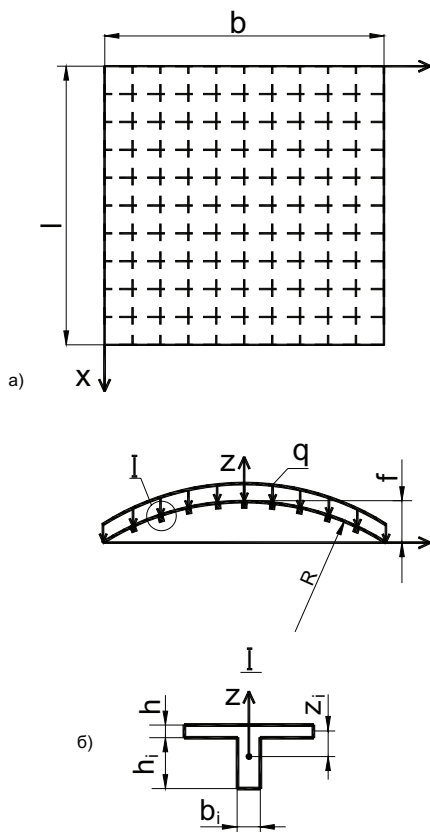


Рис. 1.

В качестве примера рассмотрим расчет полой железобетонной оболочки, подкрепленной в каждом направлении одинаковыми равноотстоящими ребрами ($d = 9$, $t = 9$) при следующих данных (рис. 1 а, б): $b = l = 24$ м; $R =$

$= 60$ м; $h = 0,06$ м; $h_i = h_j = 0,36$ м; $b_i = b_j = 0,2$ м; $Ei = Ej = 4 \times 10^4$ МПа; $\mu = 1/6$.

Оболочка находится под действием равномерной нагрузки $q = 10$ кН/м². Удерживая в разложениях (6) 20 членов ряда по m и 18 членов по n (при $m = 3, \dots, 39$; $n = 1, \dots, 35$), задачу в общем случае сводим к решению системы 360 уравнений вида (7). Вследствие ортогональности тригонометрических функций дискретного аргумента [5] структура матриц допускает приведение их к клеточно-диагональному виду, и указанная система распадается на 6 групп по 48 уравнений и 3 группы по 24 уравнения.

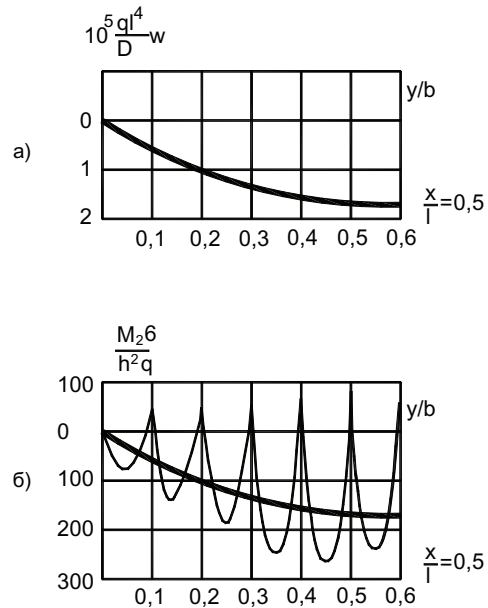


Рис. 2.

Графики окончательных значений перемещения w и момента $M_2 = M_2^0 + M_{2\Delta}$ приведены на рис. 2, а, б. Здесь M_2^0 - значение M_2 , полученное по ортотропной теории, а $M_{2\Delta}$ - поправка, учитывающая дискретность размещения ребер. Если поправка для перемещения w составляет 0,39 %, то для M_2 она составляет 158 %. Результаты расчетов хорошо согласуются с данными, полученными с помощью программы Scad.

Приведенные результаты подтверждают вывод, полученный в работе [5], что при отыскании напряжений в подкрепленной оболочке необходимо учитывать дискретное расположение ребер даже при сравнительно большом их числе.

Рассмотрим цилиндрическую оболочку средней длины, нагруженную плавно изменяющейся в окружном направлении нагрузкой. В этом случае в качестве напряженного состоя-

ния можно использовать полубезмоментное, которое соответствует гипотезам $M_1 = Q_1 = \xi_2 = \gamma = \mu = 0$ и описывается следующим разрешающим уравнением [4]

$$\begin{aligned} & \left(\frac{\partial^8}{\partial \varphi^8} + 2 \frac{\partial^6}{\partial \varphi^6} + \frac{\partial^4}{\partial \varphi^4} \right) \Phi + \\ & + \frac{R^2}{J} \frac{\partial^2}{\partial \xi^2} \left(h \frac{\partial^2}{\partial \xi^2} \Phi \right) = \\ & = \frac{R^4}{EJ} \int_0^\varphi \int_0^\varphi \left(-\frac{\partial X}{\partial \xi} + \frac{\partial Y}{\partial \varphi} + \frac{\partial^2 Z}{\partial \varphi^2} \right) d\varphi d\varphi, \end{aligned} \quad (10)$$

где φ, ξ – безразмерные окружная и продольная координаты; X, Y, Z – компоненты поверхностной нагрузки; h и J – толщина и момент инерции, зависящие от переменной ξ ; $\Phi(\xi, \varphi)$ – разрешающая функция, которая связана с усилиями и перемещениями посредством следующих зависимостей:

$$\begin{aligned} M_2 &= \frac{EJ}{R^2} \left(\frac{\partial^6 \Phi}{\partial \varphi^6} + \frac{\partial^4 \Phi}{\partial \varphi^4} \right); \\ Q_2 &= \frac{EJ}{R^2} \left(\frac{\partial^6 \Phi}{\partial \varphi^6} + \frac{\partial^4 \Phi}{\partial \varphi^4} \right); \\ S &= -\frac{E}{R} \frac{\partial}{\partial \xi} \left(h \frac{\partial \Phi}{\partial \xi^2 \partial \varphi} \right) - R \int_0^\varphi X d\varphi; \\ N_1 &= \frac{Eh}{R} \frac{\partial^4 \Phi}{\partial \xi^2 \partial \varphi^2}; \quad u = \frac{\partial^3 \Phi}{\partial \xi \partial \varphi^2}; \\ v &= -\frac{\partial^3 \Phi}{\partial \varphi^3}; \quad w = \frac{\partial^4 \Phi}{\partial \varphi^4}. \end{aligned} \quad (11)$$

Представим функцию $\Phi(\xi, \varphi)$ в форме ряда

$$\Phi(\xi, \varphi) = \sum_{n=1}^{\infty} X_n(\xi) Y_n(\varphi), \quad (12)$$

где Y_n удовлетворяют уравнению

$$Y_n^{VIII} + 2Y_n^{VI} + Y_n^{IV} = \rho_n^8 Y_n.$$

При любых однородных граничных условиях на продольных краях; ρ_n – собственное число, зависящее от граничных условий.

Нагрузку также разлагаем в ряды

$$\begin{aligned} X &= \sum_{n=1}^{\infty} X_n(\xi) Y_n^{II}; \quad Y = \sum_{n=1}^{\infty} Y_n(\xi) Y_n^I; \\ Z &= \sum_{n=1}^{\infty} Z_n(\xi) Y_n. \end{aligned}$$

Из уравнения (10) после деления переменных получим

$$\begin{aligned} & \frac{d^2}{d\xi^2} \left(Eh \frac{d^2 X_n}{d\xi^2} \right) + \frac{\rho_n^8 EJ}{R^2} X_n = \\ & = R^2 \left(-\frac{dX_n}{d\xi} + Y_n + Z_n \right). \end{aligned} \quad (13)$$

Полагая в общем случае, что толщина или жесткость оболочки могут меняться вдоль образующей по любому закону, приближенно представим эти параметры кусочно-постоянными. При этом если число участников разбиения системы неограниченно растет, решение задачи стремится к точному. В связи с этим параметры оболочки представим в следующем виде:

$$\begin{aligned} EJ(\xi) &= EJ_0 \left[1 + \sum_{i=1}^m \alpha_i \theta(\xi - \xi_i) \right]; \\ Eh(\xi) &= Eh_0 \left[1 + \sum_{i=1}^m \beta_i \theta(\xi - \xi_i) \right], \end{aligned} \quad (14)$$

где EJ_0, Eh_0 – значения $EJ(\xi)$ и $Eh(\xi)$ при $0 < \xi < \xi_1$, принимаемые за базисные; α_i и β_i – параметры скачков $EJ(\xi)$ и $Eh(\xi)$ в сечении $\xi = \xi_i$.

Подставляем выражения (14) в исходное уравнение (13). Тогда оно принимает вид

$$\begin{aligned} & \left\{ \left[1 + \sum_{i=1}^m \beta_i \theta(\xi - \xi_i) \right] X^{II} \right\}^{II} + \\ & 4k^4 \left[1 + \sum_{i=1}^m \alpha_i \theta(\xi - \xi_i) \right] X = \\ & = \frac{R^2}{Eh_0} \left(-\frac{dX}{d\xi} + Y + Z \right), \end{aligned} \quad (15)$$

$$\text{где } 4k^4 = \frac{\rho_n^8 EJ_0}{R^2 Eh_0}.$$

Здесь и в дальнейшем индекс n опускается.

Для решения уравнения (15) используем способ сплайн-преобразования аргумента, предложенный В. А. Лазаряном и С. И. Конашенко [6].

Введем вспомогательную функцию $z(\xi) = \frac{Eh(\xi)}{Eh_0} X^{II}$. Тогда однородному уравнению

нию $[Eh(\xi) X^{II}]^{II} + \frac{\rho^8}{R^2} EJ(\xi) X = 0$, соответствующему неоднородному уравнению (13), будет эквивалентна система дифференциальных уравнений второго порядка

$$\begin{aligned} Eh(\xi) X^{II} &= Eh_0 z; \\ Ehz^{II} &= -\frac{\rho^8}{R^2} EJ(\xi) X. \end{aligned} \quad (16)$$

Система уравнений (16) после подстановки соотношений (14) получит вид

$$\begin{aligned} X'' &= [1 + \sum_{i=1}^m \beta_i \theta(\xi - \xi_i)]^{-1} Z; \\ Z'' &= -4k^4 [1 + \\ &+ \sum_{i=1}^m \alpha_i \theta(\xi - \xi_i)]^{-1} X. \end{aligned} \quad (17)$$

Переходим к новому аргументу u с помощью полиномиального сплайна первой степени

$$x = \gamma_0 u + \sum_{i=1}^n (u - u_i) \theta(u - u_i) \gamma_i,$$

где u – новый аргумент, равный u_i $x = x_i$, а γ_i ($i=0, 1, \dots, n$) – параметры сплайн-преобразования.

Дифференцируем уравнения (17). Далее, потребовав выполнения условия

$$\begin{aligned} &[1 + \sum_{i=1}^m \gamma_i \theta(u - u_i)]^4 [1 + \\ &+ \sum_{i=1}^m \beta_i \theta(\xi - \xi_i)]^{-1} \times \\ &\times [1 + \sum_{i=1}^m \alpha_i \theta(\xi - \xi_i)] = 1, \end{aligned}$$

получаем для $Z(u)$ и $X(u)$ следующие дифференциальные уравнения с постоянными коэффициентами и сингулярной правой частью:

$$\begin{aligned} Z_u^{IV} + 4k^4 Z(u) &= \\ &= \sum_{r=2}^4 \sum_{i=1}^m C_{ri} \delta^{4-r}(u - u_i), \end{aligned} \quad (18)$$

где $C_{ri} = \Xi_{ri} X_u^{r-1}(u_i - 0)$ ($r = 2, 3, 4$);

$$\begin{aligned} \Xi_{2i} &= \gamma_i (1 + \sum_{j=1}^{i-1} \gamma_j)^{-1}; \\ \Xi_{3i} &= \eta_i (1 + \sum_{j=1}^{i-1} \alpha_j)^{-1} (1 + \sum_{j=1}^{i-1} \gamma_j)^{-2}; \\ \Xi_{4i} &= \psi_i (1 + \sum_{j=1}^{i-1} \alpha_j)^{-1} (1 + \sum_{j=1}^{i-1} \gamma_j)^{-3}; \\ \eta_i &= (1 + \sum_{j=1}^{i-1} \alpha_j) (1 + \sum_{j=1}^{i-1} \gamma_j)^2 - \\ &- (1 + \sum_{j=1}^{i-1} \alpha_j) (1 + \sum_{j=1}^{i-1} \gamma_j)^2; \\ \psi_i &= (1 + \sum_{j=1}^i \eta_j) (1 + \sum_{j=1}^i \gamma_j)^2 - \\ &- (1 + \sum_{j=1}^{i-1} \eta_j) (1 + \sum_{j=1}^{i-1} \gamma_j); \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \gamma_i &= (1 + \sum_{j=1}^i \beta_j)^{\frac{1}{4}} (1 + \sum_{j=1}^i \gamma_j)^{-\frac{1}{4}} - \\ &- (1 + \sum_{j=1}^{i-1} \beta_j)^{\frac{1}{4}} (1 + \sum_{j=1}^{i-1} \gamma_j)^{-\frac{1}{4}}, \end{aligned}$$

и

$$\begin{aligned} X_u^{IV} + 4k^4 X(u) &= \\ &= \sum_{r=2}^4 \sum_{i=1}^m C_{ri}^* \delta^{4-r}(u - u_i). \end{aligned} \quad (19)$$

При этом $C_{ri}^* = \Xi_{ri}^* X_u^{r-1}(u_i - 0)$ ($r = 2, 3, 4$);

$$\begin{aligned} \Xi_{2i}^* &= \Xi_{2i}; \\ \Xi_{3i}^* &= \eta_i^* (1 + \sum_{j=1}^{i-1} \alpha_j)^{-1} (1 + \sum_{j=1}^{i-1} \gamma_j)^{-2}; \\ \Xi_{4i}^* &= \psi_i^* (1 + \sum_{j=1}^{i-1} \alpha_j)^{-1} (1 + \sum_{j=1}^{i-1} \gamma_j)^{-3}; \\ \eta_i^* &= (1 + \sum_{j=1}^i \beta_j)^{-\frac{1}{2}} (1 + \sum_{j=1}^i \alpha_j)^{-\frac{1}{2}} - \\ &- (1 + \sum_{j=1}^{i-1} \beta_j)^{-\frac{1}{2}} (1 + \sum_{j=1}^{i-1} \alpha_j)^{-\frac{1}{2}}; \\ \psi_i^* &= (1 + \sum_{j=1}^i \beta_j)^{-\frac{1}{4}} (1 + \sum_{j=1}^i \alpha_j)^{-\frac{3}{4}} - \\ &- (1 + \sum_{j=1}^{i-1} \beta_j)^{-\frac{1}{4}} (1 + \sum_{j=1}^{i-1} \alpha_j)^{-\frac{3}{4}}. \end{aligned}$$

Решение уравнения (19), найденное с помощью преобразования Лапласа, после исключения промежуточных параметров имеет вид

$$X(u) = \sum_{t=1}^4 \frac{X^{t-1}(0)}{k^{t-1}} S_t(u), \quad (20)$$

где

$$\begin{aligned} S_t(u) &= Y_t(u) + \\ &+ \sum_{r=2}^4 \sum_{i=1}^m \Xi_{ri}^* A Y(u - u_i) \theta(u - u_i), \end{aligned} \quad (t = 1, 2, 3, 4),$$

есть гиперголо-тригонометрические сплайны, непрерывные, но негладкие в точках $u = u_i$ ($i = 1, 2, \dots, m$).

Аналогично записывается решение уравнения (18).

Постоянные интегрирования находим используя граничные условия задачи. Далее, пользуясь формулой обращения сплайна [6], можно перейти от аргумента u к аргументу ξ .

Зависимости между постоянными интегрирования и начальными параметрами можно получить на основании равенств (11) и (18) с учетом свойств обобщенных функций А.Н. Крылова

$$\begin{aligned} X(0) &= -v(0); & X^I(0) &= u(0); \\ X^{II}(0) &= \frac{N_1(0)R}{Eh_0}; \\ X^{III}(0) &= \frac{S(0)R}{Eh_0}. \end{aligned}$$

Частное решения неоднородного уравнения (13) будем искать при помощи метода Коши. Сначала необходимо найти реакцию (отклик) системы, поведение которой определяется уравнением

$$\frac{d^2}{d\xi^2} \left(Eh \frac{d^2 X_n}{d\xi^2} \right) + \frac{\rho_n^8 EJ}{R^2} X_n = 0,$$

на единичное импульсное воздействие при нулевых начальных условиях [6]:

$$\begin{aligned} X_*(\xi) &= \frac{1}{k^3 Eh(\xi)} S_4^*(\xi - \bar{\xi}, \bar{\xi}) \times \\ &\times \theta(\xi - \bar{\xi}). \end{aligned}$$

Используя принцип наложения, составляем общее решение уравнения (13):

$$\begin{aligned} X(\xi) &= \sum_{i=1}^4 \frac{X^{i-1}(0)}{k^{i-1}} S_i(\xi) + \\ &+ \frac{R^2}{k^3} \int_0^\xi \left[-\frac{dX(\bar{\xi})}{d\bar{\xi}} + Y(\bar{\xi}) + Z(\bar{\xi}) \right] \times \\ &\times \frac{1}{Eh(\bar{\xi})} S_4^*(\xi - \bar{\xi}, \bar{\xi}) d\bar{\xi}. \end{aligned} \quad (21)$$

Аналогично можно найти частное решение уравнения (15), преобразованного относительно функции $Z(u)$. Надо отметить, что для нахождения функций X и Z , необходимых для определения внутренних усилий и перемещений, можно не переходить к аргументу x , а воспользоваться решениями с аргументом u .

В качестве примера выполним расчет консольной оболочки (рис. 3).

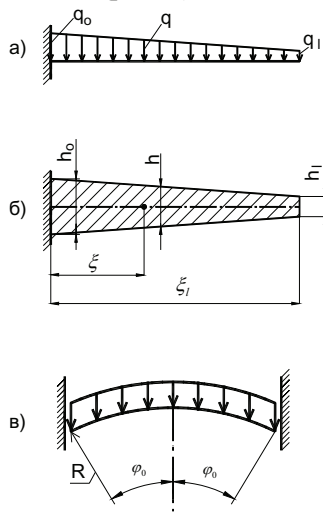


Рис. 3.

Закрепления продольных краев можно представить в соответствии с рис. 4, а.

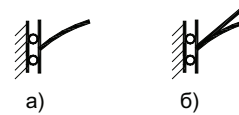


Рис. 4.

В тех случаях, когда оболочка достаточно полого, с целью упрощения расчета горизонтальные связи заменяются касательными (рис. 4, б).

Итак, запишем следующие граничные условия:

$$\text{при } \varphi = \pm\varphi_0, \quad v = \psi = s = Q_2 = 0.$$

Здесь $\psi = \frac{1}{R} \left(\frac{\partial w}{\partial \varphi} - v \right)$ – угол поворота касательной к дуге относительно продольной оси.

Можно показать, что таким условиям соответствуют функции $Y_n = \cos \rho_n \varphi$,

$$\text{где } \rho_n = \frac{n\pi}{\varphi_0}.$$

Нагрузку при этом считаем вертикальной и распределенной равномерно по дуге (рис. 3, в), т.е.

$$Y = -q \sin \varphi; \quad Z = q \cos \varphi.$$

Разлагая эти компоненты нагрузки в ряды, находим

$$Y_n = Z_n = 2q(-1)^n \frac{\sin \varphi_0}{\rho_n^2 \varphi_0}.$$

Ряды в данном случае сходятся достаточно быстро, поэтому можно ограничиться тремя их членами.

Для рассматриваемого примера примем: $l = 8$ м; $h_0 = 0.08$ м; $h_1 = 0.05$ м; $\varphi_0 = \pi/5$; $R = 7.66$ м; $q_0 = 4$ кПа; $q_1 = 3$ кПа.

На рис. 5а и 5б приведены эпюры изгибающих моментов и продольных нормальных усилий соответственно. Там же для сопоставления пунктирной линией показаны результаты, полученные в работе [7]. Полученные решения показывают хорошую сходимость результатов. Так как по предлагаемой методике производится расчет оболочки с любым законом изменения толщины (жесткости) в направлении образующей, можно считать, что она достаточно эффективна при решении данного класса задач.

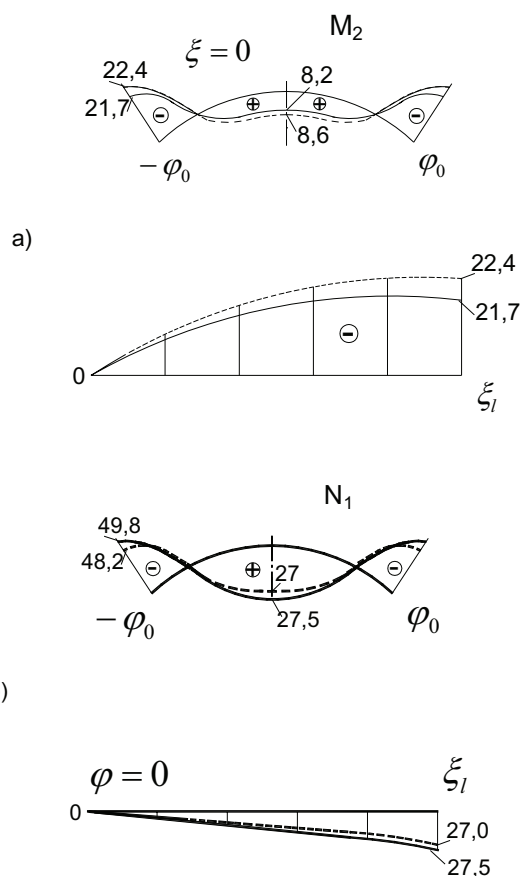


Рис. 5.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Власов, В. З. Избранные труды. – Т. 1. Общая теория оболочек [Текст] / В. З. Власов – М.: Изд. АН СССР, 1962. – 528 с.
2. Вайнберг, Д. В. Расчет пластин и оболочек с разрывными параметрами [Текст] / Д. В. Вайнберг, И. З. Ройтфарб // Расчет пространственных конструкций. – Вып. 10. – М.: Стройиздат, 1965. – С. 39-80.
3. Лурье, А. И. Статика тонкостенных упругих оболочек [Текст] / А. И. Лурье. – М.: ОГИЗ, Гостехиздат, 1947. – 252 с.
4. Гребень, Е. С. Основные соотношения технической теории ребристых оболочек [Текст] / Е. С. Гребень // Изв. АН СССР ОТН. Механика и машиностроение. – М., 1965. – № 3. – С. 82-93.
5. Золотов, О. Н. Использование свойства ортогональности тригонометрических функций дискретного аргумента при расчете пространственных систем [Текст] / О. Н. Золотов, И. Е. Милейковский // Тр. IX Всесоюз. конф. по теории оболочек и пластин. – Л., 1975. – С. 117-120.
6. Лазарян, В. А. Обобщенные функции в задачах механики [Текст] / В. А. Лазарян, С. И. Конашенко. – К.: Наук. думка, 1974. – 192 с.
7. Штейнберг, М. В. Расчет круговых цилиндрических оболочек с толщиной переменной в направлении образующей [Текст] / М. В. Штейнберг // Прикладная механика, т. 1. – 1965. – Вып. 7. – С. 28-36.

Поступила в редколлегию 30.07.2009

Л. В. ВИННИК, д.т.н., доцент, академик Российской Академии транспорта (Россия)

КОЛЕСНАЯ ПАРА ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОГО ВРАЩЕНИЯ (ПОСЛЕСЛОВИЕ)

Розглянуто основні рішення з дослідження диференціальної колісної пари. Відзначено результати проведених робіт і позначені задачі на подальший розвиток даної проблеми.

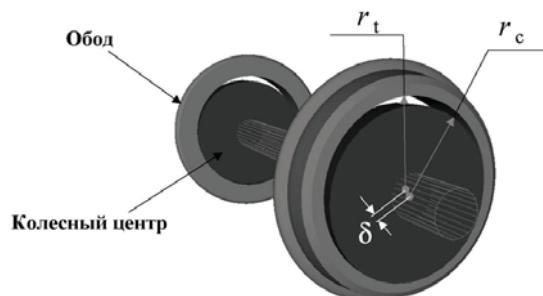
Рассмотрены основные решения по исследованию дифференциальной колесной пары. Отмечены результаты проведенных работ и обозначены задачи на дальнейшее развитие данной проблемы.

The main solutions on study of differential wheel pairs are considered. The results of works conducted are noted and the tasks on further development of given problem are marked.

Всем, кто в своей жизни занимался вопросами, относящимися к рельсовому подвижному составу (конструирование, изготовление и эксплуатация) известно, что одной из самых сложных (и увы!) пока ещё не решённых окончательно проблем является вечная проблема уменьшения износа поверхности катания колёс и рельсов. Существует почти несоизмеримое множество теоретических и экспериментальных работ, посвящённых различным решениям указанной задачи.

Не буду здесь приводить известные способы уменьшения износа в системе «колесо-рельс», хотя можно указать, что эти способы связаны как с совершенствованием конструкции подвижного состава, так и изменением физических свойств зоны контакта колеса и рельса.

Прошло уже 15 лет, как я и А.М. Фридберг подали патент на новую, казалось бы, парадоксальную идею осуществления торсионно-фрикционной диссипативной связи между колёсами колёсной пары путём введения конечного зазора между бандажом и колёсным центром, хотя обычно, как известно, бандажи сажаются с натягом на колёсные центры (рис. 1).



$$r_t = r_c + \delta; \delta/r_c \sim 0.001$$

Рис. 1. Схема колесной пары дифференциального вращения

Впервые эта идея была озвучена более 10 лет тому назад в «храме науки динамики подвижного состава», созданным академиком В. А. Лазаряном.

В дальнейшем творческая и экспериментальная разработка этой идеи осуществлялась под руководством автора.

В этой работе участвовали многие учёные России, Украины и Великобритании, в том числе Л.А. Манашкин, Ю.С. Ромен, А. П. Бороненко, В. И. Сакало, Д. Ю. Погорелов, А. Н. Савоськин, В.С. Коссов, Э. Р. Гольник, С. Ивницкий, В. Н. Котуранов и др. учёные их школ. Многие из них являются учениками и последователями В. А. Лазаряна.

Особенно хочется отметить содружество с моим учителем Г. П. Бурчаком: в совместных дискуссиях с ним, в обсуждениях докладов научных конференций и статей в научных журналах, а также в совместной работе решались многие вопросы.

В результате всесторонних исследований и экспериментов автором опубликовано более 100 научных работ, получены десятки патентов, выпущена монография и защищена докторская диссертация (МИИТ, Москва, Россия).

Высказанная при участии автора идея, проведённые исследования и эксперименты нашли отклик во многих странах, где приходилось выступать с докладами.

Если первая работа была опубликована в 1996 году в издании ДГТУ (ДИИТ), то последняя работа увидела свет в международном журнале Wear (износ) в 2008 году.

Результаты многочисленных экспериментов, проведённые на рельсовых экипажах, натурных стендах (рис. 2) и компьютерных моделях (рис. 3) с новой конструкцией колёсных

пар, показали возможность значительного уменьшения износа колёс и рельсов.

Применение данной конструкции позволило трамваю в сложных условиях движения по трассе в городе Москве (Россия) с множеством неровностей и кривых малых радиусов добиться пробега более 110 000 км без обточки колёс. Изменение контрольного размера толщины гребня составило 0,2 мм, в то время как у трамваев с обычными колёсными парами на этой же трассе аналогичная величина изменения этого же размера составила 2 мм. Более того, после 90 000 км и нескольких обточек большинство бандажей у серийных колёсных пар обычно заменяются новыми колёсами.

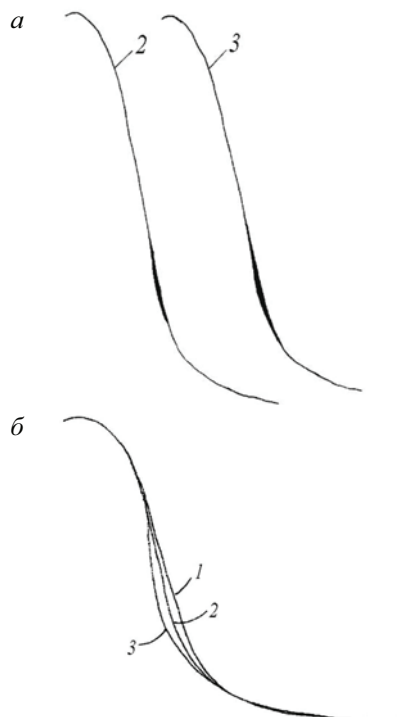


Рис. 2. Сравнительный износ гребня обода КДВ и традиционного колеса при одинаковой нагрузке за один и тот же пробег:

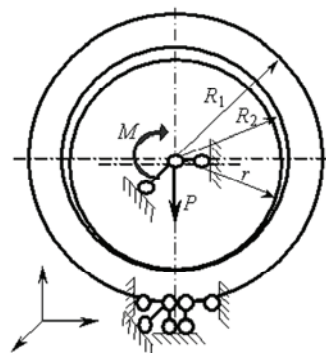
а) 5 часов испытаний; б) 10 часов испытаний; 1 – исходное очертание гребня, 2 – изношенное очертание КПДВ, 3 – изношенное очертание ТКП, где КДВ – колесо дифференциального вращения, КПДВ – колёсная пара дифференциального вращения, ТКП – традиционная колёсная пара

Таким образом, исследования показали целесообразность использования колёсных пар дифференциального вращения.

Однако такой вывод является преждевременным. Дело в том, что в процессе эксплуатации таких колёсных пар, выполненных из традиционных материалов, возникли существенные проблемы: при уменьшении износа на на-

ружной поверхности колёс и рельсов происходит износ внутреннего контакта между бандажом и центром. Постепенно зазор в этом соединении увеличивается, что приводит к ухудшению эксплуатационных качеств.

а



б

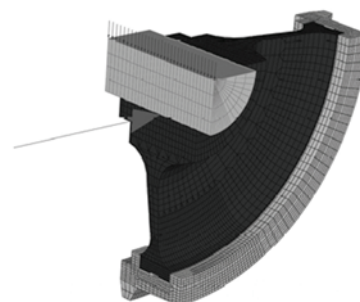


Рис. 3. Расчетная схема (а) и объемная конечно-элементная модель КДВ (б)

Надо отметить, что этот недостаток конструкции был известен с самого начала автору этой статьи, но преимущество этих колёсных пар заключается в том, что процессом внутри колеса управлять легче, чем в соединении «колесо-рельс». Поэтому в данной статье автор добавил подзаголовок – «Послесловие», так как работа над внедрением таких колёсных пар ещё не закончена. Но большой объём работ в этом направлении выполнен. Вместе с тем возникла трибологическая задача, заключающаяся в исследовании возможностей способов уменьшения износа во внутреннем контакте.

Решение этой проблемы требует создания коллектива заинтересованных инвесторов, исполнителей, специалистов трибологов, поскольку здесь неизбежно придётся сталкиваться с подбором соответствующих материалов в контакте «обод-центр» и технологии их применения.

Поступила в редколлегию 24.07.2009

Н. Я. ГАРКАВИ, ст.н.с., ДИИТ (Украина);
В. Я. ПАНАСЕНКО, к.т.н., доцент, ДИИТ (Украина);
И. В. КЛИМЕНКО, к.т.н., доцент, ДИИТ (Украина)

К ВОПРОСУ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ МЕХАНИЗМОВ

На прикладі функціонування системи, що цілком не спостерігається, продемонстровані особливості експлуатації статично невизначеного механізму. Розібрано одну зі структурних схем «запобіжника від заклинювання механізму».

На примере функционирования не полностью наблюдаемой системы продемонстрированы особенности эксплуатации статически неопределимого механизма. Разобрана одна из структурных схем «предохранителя от заклинивания механизма».

On the example of functioning the incompletely observed system there are demonstrated the particularities of exploitation of the statically undetermined mechanism. One of structured schemes of «the safety device from wedging of the mechanism» is analyzed.

Постановка проблемы в общем виде. Анализ публикаций

Любой механизм должен быть индифферентным к возможным деформациям и перемещениям деталей, а также должен удовлетворять условиям непринуждённой сборки. Таким образом, детали механизма должны иметь возможность самоустанавливаться (то есть приспособляться к изменениям положения опорных точек звеньев при изменении их взаимного положения). В 1951 году профессор Л. Н. Решетов пришел к выводу, что за немногими исключениями этим условиям удовлетворяют только механизмы без «лишних» связей (статически определимые механизмы). Кроме прочего, Л. Н. Решетов также рекомендовал, чтобы при разработке структурных схем статически определимых механизмов была исключена возможность заклинивания механизма. В настоящее время структурные схемы для большинства статически определимых механизмов найдены [1-3]. Однако до сих пор «по инерции» продолжается конструирование статически неопределимых механизмов.

Выделение плохо освещенной ранее части общей проблемы

Данная статья посвящена демонстрации весьма неприятных особенностей достаточно простых статически неопределимых механизмов, рассматриваемых здесь как не полностью наблюдаемые системы. Варианты изменемости не полностью наблюдаемой системы не сложно определить, а вот когда какой вариант «сработает» и «сработает» ли он вообще для не

полностью наблюдаемых систем определить не возможно. В статье показано, что при расчетах иногда можно считать, что в не полностью наблюдаемых системах возможны потеря «лишней» связи или появление «дополнительной» связи.

Изложение основного материала исследований

Задача 1. Пусть статически неопределимая конструкция представляет собой балку постоянного сечения весом Q , лежащую на трёх опорах A , B и C (рис. 1а), причем опоры A и C равно удалены от опоры B . В соответствии с правилами сопромата определим реакции опор [4]. Очевидно, что $R_A = R_C = \frac{3}{16}Q$ и $R_B = \frac{5}{8}Q$.

Предположим, что основание опоры C по какой-то причине опустилось на какую-то величину, достаточную, чтобы между балкой и опорой C образовался зазор. Опора C теперь оказалась не нагруженной. Но тогда и опора A не нагружена, а реакция опоры B равна весу балки ($R_A^{(1)} = R_C^{(1)} = 0$, $R_B^{(1)} = Q$).

Предположим, что в первоначальной системе основание опоры B (только опоры B !) опустилось на какую-то величину, достаточную, чтобы зазор образовался между балкой и опорой B . Опора B теперь оказалась не нагруженной. При этом реакции опор A и C равны половине веса балки ($R_A^{(2)} = R_C^{(2)} = Q/2$, $R_B^{(2)} = 0$).

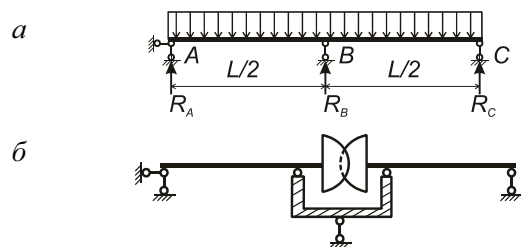


Рис. 1. Схемы статически неопределимой не полностью наблюдаемой системы (а) и разрезного вала с торцевым зубчатым защемлением и шаровыми подшипниками (б)

Представим себе ситуацию, когда по пересеченной местности эту же балку несут три человека. Очевидно, наибольшая возможная вертикальная нагрузка, приходящаяся на крайних носильщиков, равна $R_A^{(2)} = R_C^{(2)} = Q/2$, а наибольшая возможная вертикальная нагрузка, приходящаяся на среднего носильщика, равна $R_B^{(1)} = Q$. Также очевидно, что если опора B теряет устойчивость при реакции $R_B^{(1)} \leq Q$, то опоры A и C ни в коем случае не должны терять устойчивость при $R_A^{(2)} = R_C^{(2)} = Q/2$, а если опора B не теряет устойчивости при $R_B^{(1)} = Q$, то требований к устойчивости опор A и C можно не предъявлять.

Задача 2. Усложним предыдущую задачу. Пусть неразрезной вращающийся вал опёрт на три опоры (рис. 1а). После каждого профилактического ремонта высота этих опор юстируется. Между ремонтами эта юстировка может нарушиться. Основание, на которое опираются опоры, подвержено вибрациям. Не очевидно, но не исключено, что за какое-то время на валу накопятся не допустимые усталостные изменения, обусловленные изгибом оси вала вследствие неправильной юстировки опор. Отметим, что конструкция из двух валов с, допустим, зубчатой передачей (рис. 1б) является более рациональной относительно накопления усталости вследствие ошибок юстировки.

Задача 3. Пусть по стержню при помощи тяги может возвратно-поступательно двигаться бегунок. Пусть принципиально не исключена возможность заклинивания бегунка на стержне. Определить величину силы, «срывающей» бегунок из заклиненного состояния, обычно затруднительно. Иногда целесообразно «поставить на тяге предохранитель».

Об одной из возможных конструкций такого предохранителя, представленной на рис. 2, докладывал на международной конференции изобретатель из ЮАР Г. Шеффель. Представленный на рис. 2 предохранитель не срабатывает, пока тяга сохраняет «рабочую» длину, а продольная сила, приложенная к тяге, не достаточна, чтобы сухарик «выскочил» по наклонной плоскости из «ямки». После восстановления тягой «рабочей» длины, если этому не препятствует продольная сила, сухарик опять проваливается в «ямку», фиксируя длину тяги.

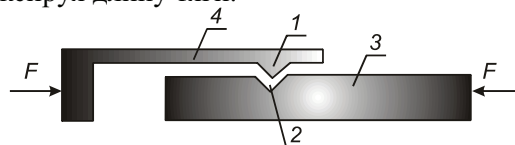


Рис. 2. Структурная схема «предохранителя от заклинивания»: 1 – сухарик; 2 – «яма»; 3, 4 – разрезная тяга

Выводы

1. Иногда для расчета не полностью наблюдаемых систем целесообразно считать возможным потерю «лишних» связей или появление «дополнительных» связей.
2. Многие проблемы можно ликвидировать созданием статически определимых механизмов, придав передаче свойства адаптации по всем возможным неточностям изготовления и монтажа её деталей.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Гаркави, Я. Н. Уравнительные механизмы железнодорожных автоматических устройств [Текст] / Я. Н. Гаркави. – М.: Транспорт, 1967. – 80 с.
2. Решетов, Л. Н. Конструирование рациональных механизмов [Текст] / Л. Н. Решетов. – М.: Машиностроение, 1979. – 334 с.
3. Кожевников, С. Н. Основания структурного синтеза механизмов [Текст] / С. Н. Кожевников. – К.: Наук. думка, 1984. – 132 с.
4. Тимошенко, С. П. Сопротивление материалов [Текст]. – Т. 1. / С. П. Тимошенко. – Л., М.: ОНТИ, гос. технико-теоретическое изд-во, 1934. – 328 с.

Поступила в редколлегию 21.07.2009

А. Л. ГОЛУБЕНКО, д.т.н., профессор, ВНУ им. В. Даля (Украина);

Е. С. НОЖЕНКО, асп., ВНУ им. В. Даля (Украина);

В. И. МОГИЛА, д.т.н., профессор, ВНУ им. В. Даля (Украина)

ЭНЕРГИЯ ЭЛЕКТРОДИНАМИЧЕСКОГО ТОРМОЖЕНИЯ ЛОКОМОТИВА КАК ИСТОЧНИК ДЛЯ АКТИВАЦИИ ТОПЛИВОВОЗДУШНОЙ СМЕСИ ДИЗЕЛЯ ОЗОНОМ

У статті аналітично обґрунтовано використання енергії гальмування локомотиву для активації паливно-повітряної суміші. Проаналізовані можливі методи активації, запропонований метод активації палива озоном. Представлені результати експериментальних досліджень впливу озонованого палива на його фізико-хімічні властивості, а також на робочий процес дизеля.

В статье аналитически обосновано использование энергии торможения локомотива для активации топливовоздушной смеси. Проанализированы возможные методы активации, предложен метод активации топлива озоном. Представлены результаты экспериментальных исследований влияния озонированного топлива на его физико-химические свойства, а также на рабочий процесс дизеля.

In the article the use of energy of braking of locomotive for activating the fuel-and-air mixture is analytically substantiated. The possible methods of activating are analysed and the method of ozone activating of fuel is offered. The results of experimental researches of influence of the ozonized fuel on its physical and chemical properties as well as on the working process of diesel are presented.

В условиях современного развития Украины большое внимание уделяется вопросам энергосбережения и рационального использования топливно-энергетических ресурсов, в связи с чем, разработка и внедрение системы рационального использования энергии электродинамического торможения на тепловозах приобретает все большее значение.

Использование электродинамического тормоза обеспечивает повышение безопасности движения поездов вследствие наличия на тепловозе двух систем торможения; увеличение эффективности и надежности экстренного торможения; реализацию более высоких тормозных усилий, ограниченных по условиям нагрева и механической прочности бандажей колесных пар, снижение износа бандажей колесных пар более чем в 1,5 раза [1]; уменьшение в 4 – 5 раз количества колесных пар, выходящих из строя вследствие перегревов и трещин; снижение износа (в зависимости от профиля пути и скорости движения) тепловозов на 35 – 85%, вагонов – на 60 – 70% [1]; уменьшение вероятности юза колесных пар и его последствий; повышение скорости движения поездов на затяжных спусках и увеличение пропускной способности участка; уменьшение расходов по содержанию в исправном состоянии пневматического тормозного оборудования. Реализация скоростей 140...150 км/ч для современного подвижного состава весьма затруднительна без ис-

пользования электродинамического тормоза, действующего в области высокой скорости совместно с пневматическим [2].

Исследования работы тепловозов в режиме электродинамического торможения показало, что мощность, развиваемая тяговыми электродвигателями, составляет 1300...4000 кВт, причем у тепловозов мощность в тормозном режиме превосходит мощность в тяговом режиме в 1,2...1,3 раза [3].

Анализ использования энергии торможения на тепловозе [4] показал, что эффективность электродинамического тормоза не отвечает современным требованиям по экономическим критериям.

Перспективным, на наш взгляд, является использование бросовой энергии торможения для активации топливовоздушной смеси с целью совершенствования процесса сгорания.

Для разработки схем использования части энергии ЭДТ рассмотрим модель движения состава по перегону при ЭДТ, при оснащении локомотива устройством для активации ГСМ.

Исходя из уравнения движения поезда в удельной форме и уравнения электрического равновесия тягового электродвигателя, работающего в генераторном режиме:

$$\begin{cases} -b - \omega_0 + i^0 = \frac{1+\gamma}{g} \frac{dv}{dt_T} \\ C_E \mu \frac{60}{\pi \cdot D_K} \Phi v = (R_{TD} + R_R + R_A) \cdot i_T + L \frac{di_T}{dt_T} \end{cases}, (1)$$

где γ – коэффициент инерции вращающихся масс; g – ускорение свободного падения, м/с²; v – скорость движения поезда, м/с; t_T – время, с; μ – передаточное число зубчатой передачи тягового электродвигателя; D_K – диаметр колеса, м; Φ – магнитный поток обмотки возбуждения тягового электродвигателя, Мкс; R_{TD} – сопротивление обмотки якоря и добавочных полюсов, Ом; R_R – сопротивление резисторов, Ом; R_A – сопротивление устройств для активации ГСМ, Ом; i_T – мгновенное значение тормозного тока, А; L – индуктивность якорной обмотки, Гн; C_E – электрическая постоянная двигателя; t_T – время торможения, с.

Момент тягового электродвигателя M :

$$M = C_M \Phi i_T. (2)$$

где C_M – магнитная постоянная тягового электродвигателя.

Удельное тормозное усилие:

$$b = \mu \frac{2Mm}{D_K \eta_{3П} G}, (3)$$

где $\eta_{3П}$ – КПД зубчатой передачи и тягового электродвигателя; m – число движущих колесных пар тепловоза, шт.; G – масса поезда, т.

Величина удельного полного сопротивления движению поезда ω_0 [5]:

$$\omega_0 = \frac{\omega'_0 \cdot G_L + \omega''_0 \cdot G_C}{G} = \omega_0 = A_\omega + B_\omega \cdot \omega, (4)$$

где ω'_0 , ω''_0 – удельное основное сопротивление локомотива и состава, Н/т; G_L , G_C – масса соответственно локомотива и состава, т. A_ω , B_ω – коэффициенты, полученные в результате аппроксимации кривой сопротивления движению поезда. $A_\omega = \omega_0$ при $v = 0$, $B_\omega = \frac{\omega_0 - A_\omega}{v}$ при $v \neq 0$.

Частное решение (1), после дифференцирования и преобразований, представлено в виде:

$$I = \frac{K_i}{1 + B_\omega K_v} (i^0 - A_\omega),$$

$$v = \frac{3,6 K_v}{1 + B_\omega K_v} (i^0 - A_\omega) \cdot 10^{-3},$$

где

$$K_i = \frac{G}{m} \cdot \frac{D_K \eta_{3П}}{2\mu^2} \cdot \frac{C_E}{C_M} \cdot \frac{1}{E/n},$$

$$K_v = \frac{G}{m} \cdot \frac{D_K^2 \eta_{3П}}{\mu^2} \cdot \frac{\pi}{60} \cdot \frac{C_E}{C_M} \cdot \frac{(R_{TD} + R_R + R_A)}{(E/n)^2},$$

E – ЭДС тягового электродвигателя, В; n – частота вращения якоря тягового электродвигателя, об/мин.

Полученные соотношения определяют режим работы тягового электродвигателя при электродинамическом торможении с отбором мощности на активацию топливовоздушной смеси в зависимости от его параметров, передачи и условий движения поезда.

Физические методы активации топлива (рис. 1) [6] являются наиболее перспективными для совершенствования процесса сгорания [7]. Совершенствование процесса сгорания топливовоздушной смеси путем управления физико-химическими свойствами смеси позволит с минимальными затратами на модернизацию, иногда даже в эксплуатации, достичь значительного улучшения экономико-экологических показателей двигателя внутреннего сгорания.

Химические процессы, происходящие в жидких средах, в результате такой обработки, являются предметом глубоких исследований в нефтедобыче, медицине, трибологии, строительстве, металлургии, текстильном производстве, коммунальном хозяйстве [8-10]. В конечном итоге все они базируются на достижениях фундаментальной химии, сформировавшейся в начале XX века вместе с квантовой механикой, которая составляет ее физическую основу. Из-за чрезвычайной сложности физико-химического процесса активирования, эта задача, как показывает время, остается не до конца изученной.

Одним из слабо изученных разновидностей активации топливовоздушной смеси коронным разрядом, является озонирование. При этом возникают практические задачи определения характеристик топлив сразу после озонирования и в течение времени хранения. Если такие исследования для бензиновых двигателей известны, то для дизельных двигателей при работе на ДТ они практически не исследованы.

Использование озона в качестве окислительной добавки к топливу не новость в научном мире [11, 12]. Для моторного топлива озон рассматривался также как окислитель вместо традиционной воздушной смеси. Исследования в этом направлении проводились в конце 80-х – начале 90-х гг. как в нашей стране, так и за ру-

бежом [13]. Предпосылки использования озона вместо кислорода воздуха основаны на его физико-химических свойствах. Проводились детальные исследования озонирования бензина с целью снижения расхода топлива и вредных

выхлопов отработавших газов [14], на основе которых выявлено, что подача озона в топливо более эффективна, чем подача озонированного воздуха в карбюратор.



Рис. 1. Классификация основных методов активации топлива

Авторами были проведены предварительные экспериментальные исследования по влиянию озонирования ДТ на показатели двигателя [15], где было зафиксировано снижение расхода топлива на 1,1%, дымности на 12...17%.

Для выявления механизма, лежащего в основе улучшения указанных характеристик дизельного двигателя необходимо определение изменения физико-химических свойств топлива в зависимости от концентрации озона в топливе и времени хранения озонированного топлива.

Для обработки топлив использовался озонаторы, разработанные на кафедре железнодорожного транспорта ВНУ им. В. Даля.

Озонирование топлива заключалось в его насыщении в барботажной камере при подаче озонозооной смеси с определенной концентрацией озона (рис. 2). Время озонирования составляло 10, 30 и 60 мин при расходе воздуха 40 л/ч. Концентрация озона — $1,34 \cdot 10^{-4}$ моль/л. Поглощение озона было количественным.

Результаты исследования влияния озонирования на параметры ДТ приведены на рис. 2-5.

На основании рис. 3 можно утверждать о нестабильности характеристик топлива после озонирования, что обосновывает необходимость озонирования топлива непосредственно на транспортном средстве перед его подачей в камеру сгорания.

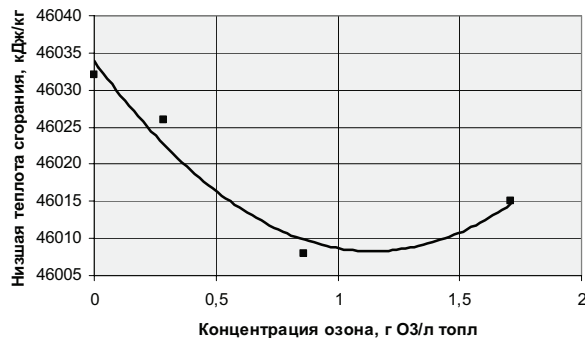


Рис. 2. Зависимость низшей теплоты сгорания дизельного топлива от количества поглощенного озона

Таблица 1

**Константы скорости реакции озонολиза
для различных типов углеводородов**

Тип углеводородов	Константы скорости реакции л/(моль·с)
для парафиновых углеводородов	$10,5 \cdot 10^{-2} \dots 0,7 \cdot 10^0$
для нафтовых углеводородов	$5 \cdot 10^{-2} \dots 0,32 \cdot 10^0$
для ароматических углеводородов	$3,4 \cdot 10^{-1} \dots 5 \cdot 10^{-1}$

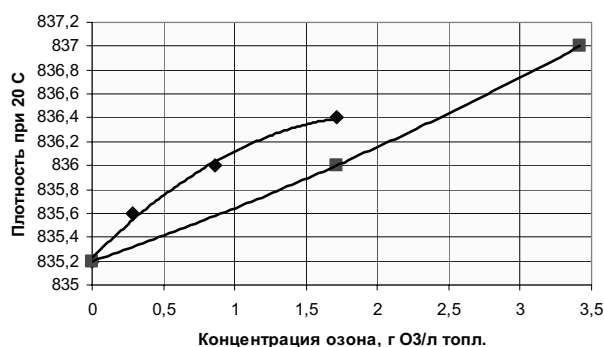


Рис. 3. Зависимость плотности при 20 °С дизельного топлива от количества поглощенного озона с течением времени хранения топлива:
 ◆ – сразу после озонирования,
 ■ – по прошествии 2 месяцев

На основании рис. 3 можно утверждать о нестабильности характеристик топлива после озонирования, что обосновывает необходимость озонирования топлива непосредственно на транспортном средстве перед его подачей в камеру сгорания.

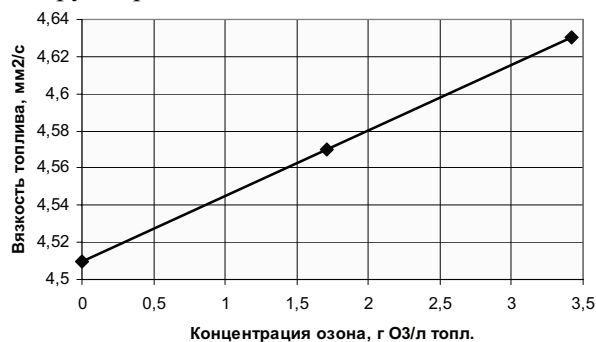


Рис. 4. Зависимость вязкости топлива от количества поглощенного озона в топливе

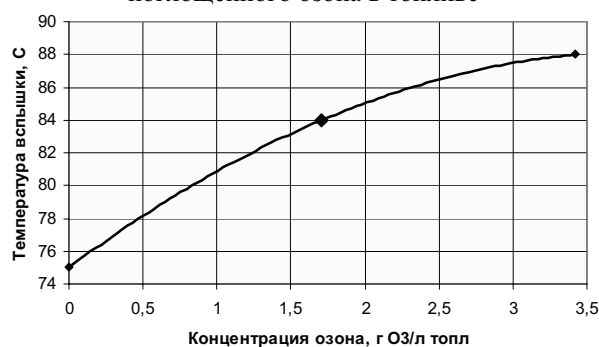


Рис. 5. Зависимость температуры вспышки ДТ от количества поглощенного озона, растворенного в топливе

Влияние дозирования озонотопливной смеси в топливо, в основном, связано с хемосорбцией и реакциями озонотопливной смеси в жидкой фазе. Анализ реакционной способности углеводородов можно осуществить по константам скорости реакции озонотопливной смеси, которые представлены в табл. 1 [16]:

Таким образом, озонотопливной смеси будут подвергаться, в основном, наиболее реакционноспособные ароматические углеводороды. Влияние озона на процесс горения при его микродобавках в топливо объясняется образованием пероксидных соединений и последующим цепным их распадом на свободные радикалы, которые и вызывают детонацию в зоне горения. Время существования свободных радикалов ограничено, поэтому длительное хранение озонированного топлива приводит к синтезу в его объеме кислот и снижает способность к полному сгоранию. Это подтверждается тем, что при длительном озонировании топлива наблюдалось выпадение растворимого в щелочи осадка, что указывает на необратимые изменения в топливе.

Как следует из [11] при сгорании топлива на скорость предпламенных реакций при самовоспламенении в дизеле значительное влияние оказывает жидкофазное окисление распыленного топлива, которое, главным образом, зависит от количества пероксидных соединений. В свою очередь, длительность периода задержки воспламенения топлива определяется скоростью предпламенных реакций. Таким образом, при добавлении озона в топливо, происходит предварительное окисление капель жидкого топлива с образованием перекисных соединений, которые повышают цетановое число топлива и уменьшают период задержки воспламенения, тем самым облегчая запуск двигателя, плавность процесса сгорания и снижая расход топлива. Как известно, цетановое число во многом зависит от химического состава дизельного топлива и структуры углеводородов, составляющих топливо. Ароматические углеводороды снижают цетановое число, поэтому для его улучшения необходимо удаление из топлива, тем или иным способом, ароматических углеводородов, что и происходит вследствие озонирования.

Рассмотренные в статье аналитическое обоснование использования энергии торможения для активации топливоздушнoй смеси, в частности, озонирования топлива, позволяют сделать вывод о возможности и перспективности дальнейшего развития данного направления.

Исследование физико-химических свойств топлива количественно показали влияния на них озонирования. Плотность ДТ увеличивается незначительно (до 0,2%), вязкость – до 2,8 %, температура вспышки – для ДТ увеличивается до 13 °С. Дальнейшие исследования должны быть направлены на определение связи между изменениями этих характеристик и экономическими и экологическими показателями двигателя.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Кожевников, В. А. Область тормозных режимов тягового электродвигателя [Текст] / В. А. Кожевников // Сб. Лен. ин-та инженеров жд. транспорта. – М.: Трансжелдориздат, 1958. – Вып. 159. – С. 178-189.
2. Аронов, М. И. Электрический тормоз тепловоза без балластного резистора [Текст] / М. И. Аронов // Вестник ВНИИЖТ. – 1978. – № 3. – С. 14-16.
3. Краснянская, С. Н. Исследование электрического тормоза с целью повышения экономичности и эксплуатационной надежности тепловозов [Текст] : автореф. дис. ... канд. техн. наук. – М.: 1979. – 26 с.
4. Могила, В. И. Использование бросовой энергии торможения тепловоза для повышения эффективности тепловозных дизелей [Текст] / В. И. Могила, Е. С. Ноженко // Сб. науч. тр. – Х.: УкрДАЗТ, 2007. – Вып. 82. – С. 153-157.
5. Деев, В. В. Тяга поездов [Текст] : уч. пособие для вузов / В. В. Деев, Г. А. Ильин, Г. С. Афонин; под ред. В. В. Деева. – М.: Транспорт, 1987. – 264 с.
6. Ресурсосберегающие технологии в контакте «гребень колеса – рельс» [Текст] / Н. И. Горбунов и др. // Вестник ВУНУ им. В. Даля. – 2008. – № 5, ч. 1. – С. 76-82.
7. Звонов, В. А. Влияние на рабочий процесс ДВС активирования топлива внешними физическими воздействиями [Текст] / В. А. Звонов, Н. А. Макаров // Двигатели внутреннего сгорания. – Х., 2008. – № 2. – С. 112-121.
8. Мирзаджанадзе, А. Х. Технология добычи природных газов [Текст] / И. М. Аметов, К. С. Басниев и др. – М.: Недра, 1987. – 414 с.
9. Классен, В. И. Омагничивание водных систем [Текст]. – 2-е изд. / В. И. Классен. – М.: Химия, 1982. – 296 с.
10. Давидзон, М. И. Электромагнитная обработка водных систем в текстильной промышленности [Текст] / М. И. Давидзон. – М.: Легпромбытиздат, 1988. – 178 с.
11. Моторные, реактивные и ракетные топлива [Текст] / под ред. К. К. Папок, Е. Г. Семенидо. – М.: Гостоптехиздат, 1962. – 741 с.
12. Докторов, М. В. Методы снижения техногенного воздействия на окружающую среду при эксплуатации ракетно-космической техники [Текст] : автореф. дисс. ... канд. техн. наук: 05.14.16. – СПб., 2000.
13. Nasser, S. H. A novel fuel efficient and emission combustion engines. 982561 [Текст] / S. H. Nasser, S. Morris, S. James. – Society of Automobile Engineers, Inc., 1998. – 16 p.
14. Столяренко, Г. С. Теоретические основы гетерофазных озонных процессов и технология денитрификации газовых потоков [Текст] : автореф. дисс. ... докт. техн. наук: 05.17.01. – К.: НТУ «КПИ», 2000.
15. Влияние озонирования на энерго-экологические показатели тепловозного дизеля [Текст] / А. Л. Голубенко и др. // Вестник ВУНУ им. В. Даля. – 2008. – ч. 1. – № 5 (123). – С. 149-153.
16. Разумовский, С. Д. Озон и его реакции с органическими соединениями [Текст] / С. Д. Разумовский, Г. У. Заиков. – М.: Наука, 1974. – 239 с.

Поступила в редколлегию 30.07.2009

Н. И. ГОРБУНОВ, д.т.н., профессор, ВНУ им. В. Даля (Украина);

Е. А. КРАВЧЕНКО, асп., ВНУ им. В. Даля (Украина);

М. В. КОВТАНЕЦ, ВНУ им. В. Даля (Украина)

АНАЛИЗ ФАКТОРОВ, СНИЖАЮЩИХ ТЯГОВО-СЦЕПНЫЕ КАЧЕСТВА ЛОКОМОТИВОВ

У статті проаналізовані чинники, що знижують тягово-зчіпні якості локомотива. Представлена математична модель для оцінювання впливу на коефіцієнт використання зчіпної ваги локомотива перерозподілу навантажень від колісних пар на рейку.

В статье проанализированы факторы, снижающие тягово-сцепные качества локомотива. Представлена математическая модель для оценивания влияния перераспределения нагрузок на коэффициент использования сцепного веса локомотива от колесных пар на рельс.

Factors, reducing hauling-coupling qualities of locomotive, are analyzed in the article. A mathematical model for evaluation of influence of redistribution of loadings on the coefficient of use of coupling weight of locomotive from wheel pairs on rail is presented.

Стремление к высокому использованию мощности, силы тяги, торможения локомотива и, соответственно, провозной, пропускной способности, энергетической эффективности железных дорог, предопределяет решение проблемы повышения сцепления колеса с рельсом, которое является ограничивающим фактором в данном вопросе.

Проведенный анализ научно-технических источников информации показывает, что на реализуемую силу сцепления оказывают влияние многочисленные случайные факторы, действующие при движении. К наиболее значимым из них относятся: статическое и динамическое перераспределение нагрузок от колесных пар на рельсы, фактическая площадь касания взаимодействующих поверхностей, различие характеристик тяговых электродвигателей (ТЭД) отдельных колесных пар. В работах Ю.М. Лужнова, Г. Вербека, А.В. Казаринова [1, 2, 3] указано, что загрязнение поверхностей катания колеса и рельса, образуемая промежуточный слой, называемый третьим телом, неблагоприятно влияет на сцепные качества локомотива. Для повышения сцепления в условиях эксплуатации наиболее широкое распространение получили специальные устройства подачи в зону контакта абразивного материала и очистка поверхностей катания. В работе [4] установлено влияние на коэффициент сцепления очистки рельсов впереди идущими колесными парами. Существуют разные способы достижения максимальной силы тяги и увеличения силы сцепления колеса с рельсом, однако, ввиду сложности и трудоемкости исследований вопрос по-

вышения тягово-сцепных качеств локомотивов остается открытым.

Возникающее в процессе эксплуатации локомотивов перераспределение нагрузок от колесных пар на рельсы значительно снижает реализуемую силу сцепления. Например, при реализации силы тяги разгружается и начинает проскальзывать первая колесная пара локомотива. Если между колесными парами нет жесткой связи, то она начнет боксовать. При торможении состава разгружаются задние колесные пары тележки и экипажа. Известно, что оценка разгрузки колесных пар определяется коэффициентом использования сцепного веса $\eta = Q_{lim}/Q_{ст}$ (Q_{lim} – нагрузка на рельсы от наиболее разгруженной оси, $Q_{ст}$ – статическая нагрузка). Согласно [5] коэффициент сцепления ψ_0 обратно пропорционален η :

$$\psi_0 = \frac{F_k}{P_{сч}\eta}, \quad (1)$$

где F_k – касательная сила тяги локомотива; $P_{сч}$ – сцепной вес локомотива.

Перераспределение нагрузок от колесных пар на рельсы зависит от ряда факторов, которые изменяются в процессе эксплуатации. На основе проведенного анализа [6 - 9] выявлены основные факторы (рис. 1, 2), повышающие разгрузку лимитирующих колесных пар, снижая при этом тягово-сцепные качества и эффективность работы локомотива в целом. Проведенное математическое моделирование позволило оценить в процентном отношении влия-

ние отдельных факторов на коэффициент использования сцепного веса η .

Обычно при оценке влияния конструкции экипажа на его тяговые возможности предполагается, что все колесные пары локомотива имеют равную статическую нагрузку, а их двигатели реализуют одинаковый крутящий момент – это снижает точность расчетов и эффективность работы локомотива в процессе эксплуатации. При проектировании и создании локомотивов с высокими тягово-сцепными и тормозными качествами необходимо подбирать параметры экипажной части с учетом влияния факторов, указанных на рис. 1. Такие действия позволят снизить негативное перераспределение нагрузок от колесных пар на рельсы. Для

предотвращения появления боксования авторами предложен способ селективного подбора ТЭД (согласно ГОСТ 2582-81 крутящий момент ТЭД может находиться в пределах $\pm 5\%$) на стадии сборки тележек для каждой колесной пары локомотива. Эти же мероприятия предлагается проводить при выпуске локомотива из ремонта.

Проведенный анализ и классификация факторов снижающих коэффициент использования сцепного веса, позволяет наглядно оценить влияние конструкции и размеров отдельных узлов экипажа локомотива тягово-сцепные качества. Сопоставление данных рис. 1, 2 при проектировании позволит добиться реализации максимальной силы тяги.

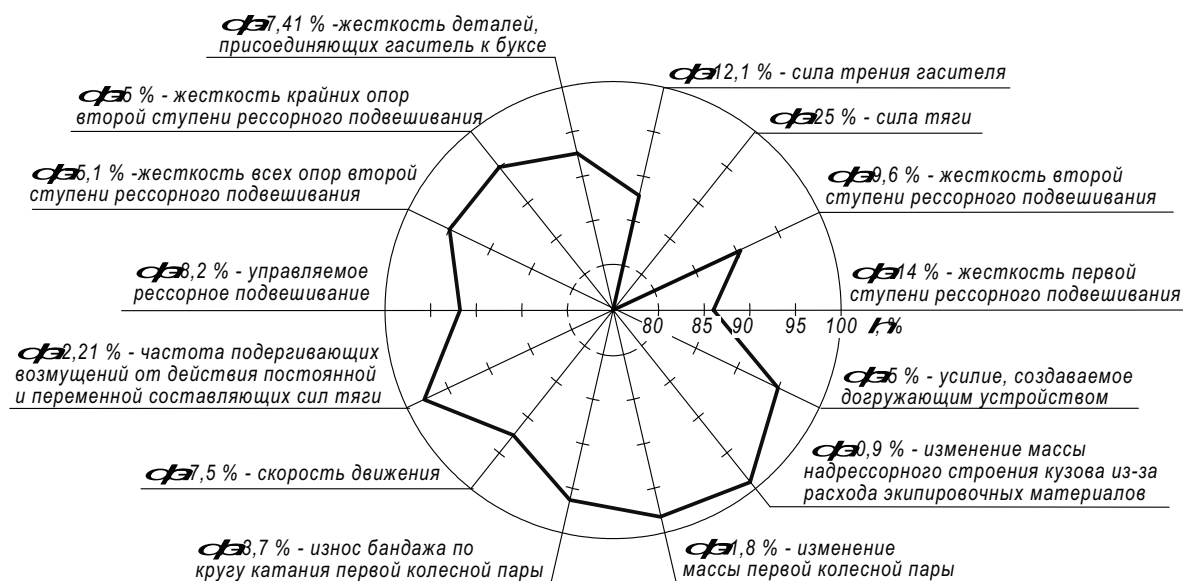


Рис. 1. Влияние изменения параметров локомотива на коэффициент использования сцепного веса $\Delta\eta$ в эксплуатации

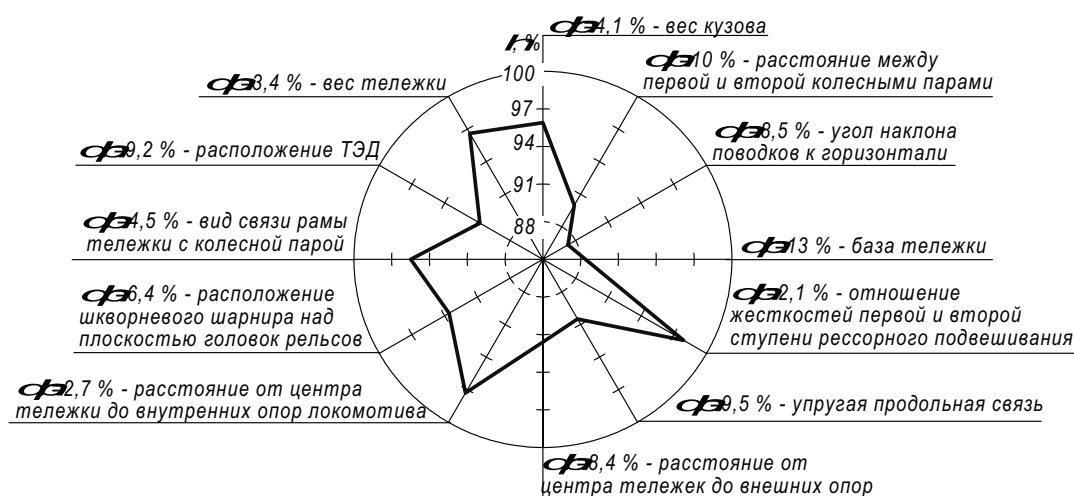


Рис. 2. Влияние варьирования конструктивными параметрами локомотива на изменение коэффициента использования сцепного веса $\Delta\eta$

При проведении исследований тягово-сцепных качеств локомотива была разработана математическая модель влияния конструктивных параметров локомотива, факторов, изменяющих в процессе эксплуатации коэффициент использования сцепного веса, разности крутящих моментов на каждой колесной паре в пределах $\pm 5\%$. Для упрощения уравнений, описывающих взаимодействие элементов локомотива и пути, принимались следующие допущения: локомотив находится на жестком и идеально плоском пути (единственной причиной возникновения дополнительных вертикальных нагрузок со стороны подрессоренных частей является сила тяги); все элементы экипажа, кроме рессор, представлены как твердые тела; продольное тяговое усилие от колеса к раме тележки равномерно передается двумя буксовыми поводками; локомотив рассматривается как плоская система, симметричная относительно поперечной вертикальной плоскости, которая проходит через центр кузова; трение в рессорном подвешивании и автосцепке отсутствует.

Уравнение равновесия сил приложенных к колесно-моторному блоку (КМБ) 1-й колесной пары (рис. 3, 4) определяется по следующей формуле:

$$F_{K1} = 0; \quad P_1 - Q_1 - R_1 - Q_D + P_{\text{под1}} = 0; \quad (2)$$

$$M_C(F_{K1}) = 0; \quad F_{K1} \cdot \frac{D_K}{2} + Q_D \cdot l_D - P_{\text{под1}} \cdot l_{T1} = 0; \quad (3)$$

$$P_{\text{под1}} = F_{K1} \cdot \frac{D_K}{2l_{T1}} + Q_D \cdot \frac{l_D}{l_{T1}}. \quad (4)$$

Подставляя значение $P_{\text{под1}}$ из уравнения (4) в уравнение (2), для реакции колеса P_1 получается следующее выражение:

$$P_1 = Q_1 + Q_D \cdot \left(1 - \frac{l_D}{l_{T1}}\right) - F_{K1} \cdot \frac{D_K}{2l_{T1}} + R_1. \quad (5)$$

Уравнения равновесия сил, приложенных к КМБ остальных колесных пар локомотива, составляются аналогично.

Уравнения равновесия сил, приложенных к первой тележке:

$$F_{KZ} = 0; \quad P_4 + P_5 + P_6 - Q_4 - Q_5 - Q_6 - 3 \cdot Q_D - Q_{T2} - R_{III} - R_{IV} = 0; \quad (6)$$

$$M_o(F_K) = 0; \quad P_1 D_{12} - Q_1 d_{12} - Q_D (d_{12} - L_D) - R_I b - P_3 d_{23} + Q_3 D_{23} + Q_D (d_{23} + L_D) + R_{II} A + Q_D L_D + F_I (H_{III} + Z_I) = 0. \quad (7)$$

Уравнения равновесия сил, приложенных ко второй тележке, составляются аналогично.

Силы упругости пружин первой и второй ступени рессорного подвешивания (рис. 3, 4) имеют вид:

$$R_I = \frac{Q_K}{4} + Z_I \cdot \mathcal{K}_{21} - Z_K \cdot \mathcal{K}_{21} - (A + a + b) \cdot \varphi_K \cdot \mathcal{K}_{21} + b \cdot \varphi_I \cdot \mathcal{K}_{21}; \quad (8)$$

$$R_I = \frac{Q_K}{6} + \frac{Q_{T1}}{3} - \mathcal{K}_{11} (Z_I + d_{12} \cdot \varphi_I) + Q_D \cdot \frac{l_D}{l_{T1}} + F_{K1} \cdot \frac{D_K}{2l_{T1}}. \quad (9)$$

Силы упругости остальных пружин определяются аналогично.

Уравнения равновесия локомотива описываются как:

$$F_{KZ} = 0; \quad P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + P_5 + P_6 - Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 - Q_5 + Q_6 - 6Q_D - Q_{T1} - Q_{T2} - F \cdot \varphi_K = 0; \quad (10)$$

$$M_o(\bar{F}_K) = 0; \quad P_1 (C + d_{12}) + P_2 C + P_3 (C - d_{23}) - P_4 (C - d_{45}) - P_5 C - P_6 (C + d_{56}) - Q_1 (C + d_{12}) - Q_2 C - Q_3 (C - d_{23}) + Q_4 (C - d_{45}) + Q_5 C + Q_6 (C + d_{56}) + Q_D (d_{56} - d_{45} + d_{23} - d_{12}) - Q_{T1} C + Q_{T2} C + F (H_a + Z_K + 2 \cdot \varphi_K) = 0. \quad (11)$$

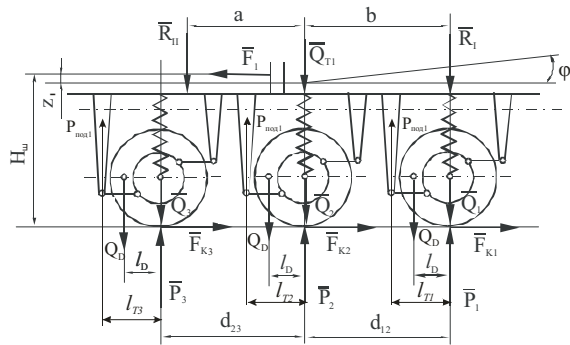


Рис. 3. Расчетная схема тележки локомотива

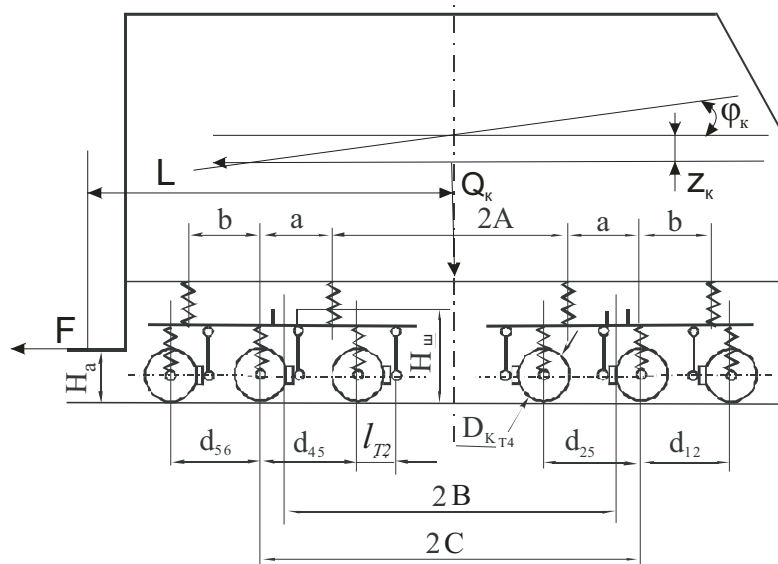


Рис. 4. Расчетная схема шестиосного локомотива

Подставляя выражения (8), (9) в уравнения (2), (5), (6), (7), (10), (11) определяются линейные Z_1, Z_2, Z_k и угловые перемещения первой и второй тележек и кузова локомотива соответственно. Зная эти перемещения, определяются усилия во второй и в первой ступенях рессорного подвешивания, давление колесных пар на рельсы. Затем, имея эти данные, определяется коэффициент использования сцепного веса локомотива по каждой колесной паре.

По представленной математической модели составлена компьютерная программа в MathCAD. Некоторые результаты расчетов представлены на рис. 1, 2.

Вывод. Максимальная сила тяги и эффективное использование мощности локомотива зависят от реализуемого коэффициента сцепления и перераспределения нагрузок от колесных пар на рельсы, на которые оказывают влияние целый ряд факторов. При создании экипажной части маневровых тепловозов ТЭМ103, ТЭМ104 была использована разработанная авторами математическая модель, в которой учитывается влияние конструктивных параметров локомотива, факторы, изменяющие в процессе эксплуатации коэффициент использования сцепного веса, разность крутящих моментов на каждой колесной паре в пределах $\pm 5\%$.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Лужнов, Ю. М. Загрязнение поверхностей рельсов и колес подвижного состава [Текст] / Ю. М. Лужнов, Н. В. Русакова, Р. Г. Черепашенко // Вестник ВНИИЖТ. – 1972. – № 4. – С. 38-40.

2. Вербек, Г. Современное представление о сцеплении и его использовании [Текст] / Г. Вербек // Железные дороги мира. – 1974. – № 4. – С. 23-53.
3. Казаринов, А. В. Повышение эффективности тормозных средств грузовых поездов при оптимальном использовании сцепления колес с рельсами [Текст] : автореф. дис... канд. техн. наук: 05.22.07 / Всесоюз. науч.-иссл. ин-т ж. д. транспорта. – М., 2007. – 21 с.
4. Горбунов, Н. И. Исследование явления очистки рельса колесами локомотива / Н. И. Горбунов, В. А. Слащев, В. П. Ткаченко [Текст] // Конструирование и производство транспортных машин. – 1989. – Вып. 21. – С. 77-80.
5. Горбунов, М. І. Теорія та практична реалізація системного підходу при створенні екіпажної частини локомотива. [Текст] : автореф. дис... док. техн. наук: 05.22.07 / Східноукраїнський нац. ун-т ім. В. Даля. – Луганськ, 2006. – 38 с.
6. Пути решения проблемы повышения тяговых качеств локомотивов [Текст] / Н. И. Горбунов и др. / Локомотивинформ. – 2008. – № 5. – С. 8-12.
7. Горбунов, Н. И. Повышение тяговых качеств тепловозов за счет совершенствования упругих связей тележек [Текст] : дис. ... канд. техн. наук / Луганск, 1987. – 286 с.
8. Голишевский, А. Г. Влияние эксплуатационных факторов на тяговые качества локомотива [Текст] / А. Г. Голишевский, А. Л. Кашура, Ю. Г. Вивденко // Вісник СНУ. – 2000. – № 7 (29). – С. 76-79.
9. Тепловоз ТЭМ 103. Коэффициент использования сцепной массы. Расчет 2070.00.00.000.RP45 [Текст] // «ХК» Лугансктепловоз». – Луганск, 2004. – 7 с.

Поступила в редколлегию 30.07.2009

Ю. В. ДЕМИН, д.т.н., профессор, ДНДЦ УЗ (Украина)

УСТОЙЧИВОСТЬ ДВИЖЕНИЯ ПО В. А. ЛАЗАРЯНУ

Відзначається основна роль В. А. Лазаряна в становленні теорії стійкості руху рейкових екіпажів і подальшому її розвитку в створеній ним науковій школі механіків.

Отмечается основополагающая роль В. А. Лазаряна в становлении теории устойчивости движения рельсовых экипажей и дальнейшем ее развитии в созданной им научной школе механиков.

The background role of V. A. Lazaryan in formation of the theory of stability of motion of rail vehicles and its further development in the scientific school of mechanical engineering he created is noted.

Замечательным качеством В. А. Лазаряна как ученого и организатора науки было тонкое чувство предвидения в отношении тенденций развития научного поиска. Он обладал редкой способностью широкомасштабного прогнозирования научных направлений с постоянно возрастающей актуальностью.

Научная деятельность В. А. Лазаряна была неразрывно связана с созданием новой техники. В технике он черпал актуальные задачи механики. В технику он возвращал свои знания, обогащенные фундаментальными результатами научных исследований. Создание многих технических объектов транспортного машиностроения обязано личным участием в проектах В. А. Лазаряна.

В своем емком определении динамики подвижного состава как раздела механики машин, в котором находился центр приложения его интеллектуальных сил, В. А. Лазарян выделил три составляющих – устойчивость невозмущенного движения, колебания и переходные режимы движения.

Начало цикла многолетних исследований по проблеме устойчивости движения рельсовых экипажей положили две работы В.А. Лазаряна – «Собственные колебания тележечных грузовых вагонов», опубликованная в 1958 г. в Вестнике ВНИИЖТ [1], и «Власні коливання локомотивів», опубликованная в 1960 г. в журнале «Прикладна механіка» [2]. Опираясь на классические труды великого ученого А. М. Ляпунова, В. А. Лазарян впервые строго обосновал условия устойчивости движения рельсовых транспортных средств. Созданная В. А. Лазаряном и его соратниками Л. А. Длугачем и М. Л. Коротенко теория устойчивости рельсовых экипажей во многом определила последующее развитие этого раздела динамики подвижного состава [3].

К сожалению, неординарный подход В. А. Лазаряна к решению основополагающей проблемы динамики подвижного состава не был первоначально воспринят в среде ученых-железнодорожников. Так, например, некоторые из них ошибочно полагали, что явление потери устойчивости аналогично резонансному режиму. Больших усилий стоило В. А. Лазаряну и его ученикам изменить отношение к приложению теории устойчивости движения к исследованиям в области динамики рельсовых экипажей. Эта теория прошла сложный путь своего становления, прежде чем приобрела свою практическую значимость и получила широкое признание.

Убедительным доказательством действительности положений новой теории стали опыты со скоростным вагоном-лабораторией, оборудованным реактивными двигателями. В 1971 году, благодаря инициативе В. А. Лазаряна и смелому решению руководства Приднепровской железной дороги, были проведены динамические испытания СВЛ, в ходе которого на обычном участке пути была достигнута рекордная на то время скорость – 250 км/ч. С технической точки зрения эти опыты стали возможны потому, что, как показали наши расчеты, СВЛ обладал запасом устойчивости движения до 360 км/ч.

Сейчас стало привычным словосочетание «критическая скорость по влиянию рельсового экипажа». А в период становления теории устойчивости применительно к движению рельсовых экипажей надо было экспериментально доказать достоверность определения этой величины расчетным путем. В. А. Лазарян всегда придерживался правила «переплетения» теоретических и экспериментальных методов исследования. О необходимости объединения теории и эксперимента еще в начале разворачивания фундаментальных исследований динамики

подвижного состава он писал [4]: «...теоретические исследования должны показать, что и как нужно мерить и какого порядка силы можно ожидать, а экспериментальные исследования должны дать возможность уточнить основные гипотезы и расчетные схемы с тем, чтобы, в случае необходимости, можно было исправить результаты теоретических исследований и выполнить нужные перерасчеты».

Поэтому, имея в своем распоряжении такой объект как СВЛ, В.А. Лазаряном принято решение о проверке методики моделирования задач устойчивости движения путем постановки, как он говорил, «академических опытов». При подготовке исследовательских испытаний СВЛ необходимо было определить, каким образом можно понизить его критическую скорость так, чтобы она стала ниже предельно достижимой по силе тяги спарки реактивных двигателей.

Расчетным путем было установлено, что критическую скорость можно снизить до уровня 160 км/час, если увеличить вдвое уклон поверхности катания колес, уменьшить момент сил сопротивления повороту тележки относительно кузова и ослабить связь колесных пар с рамами тележек. Соответствующие изменения конструкции ходовой части были осуществлены в Днепропетровском пассажирском вагонном депо.

Опыты с «испорченным» таким образом СВЛ показали, что при превышении скоростного диапазона 155-165 км/ч возникали интенсивные автоколебания виляния тележек. Так убедительно была доказана достоверность результатов исследования устойчивости движения рельсовых экипажей по методу В. А. Лазаряну [5].

Этим уникальным экспериментом завершился этап становления теории устойчивости движения. Сейчас, по прошествии времени, вполне достаточного для оценки степени развития исследований в области устойчивости движения рельсовых экипажей, можно с уверенностью утверждать, что в тот период достижения в этой области школы В. А. Лазаряна вышли на мировой уровень, опережая разработки многих зарубежных ученых. Гораздо позже, при отработке высокоскоростного поезда TGV французские специалисты также применили способ уменьшения сопротивления повороту ходовой части в плане для провоцирования потери устойчивости движения рельсового экипажа с целью получения данных о его динамических показателях в закритической области.

Благодаря научным достижениям В. А. Лазаряна, его имя стало широко известным в кругах зарубежных специалистов, занимавшихся проблемами динамики машин. Известный голландский ученый в области устойчивости движения профессор Дельфтского технологического университета А. Д. де Патер в то время писал: «...я думаю, что академик Лазарян был корифеем в области динамики и колебаний».

Благодаря плодотворности научных идей В. А. Лазаряна его последователям удалось получить ряд существенных результатов в области устойчивости движения рельсовых экипажей, которые, в частности, нашли практическое применение при отработке первых скоростных экипажей колеи 1520 мм – электропоезда ЭР-200 и вагонов локомотивной тяги РТ-200.

В последующем, развивая идеи В. А. Лазаряна, его ученики тем самым обогащали арсенал методов и средств для исследования устойчивости и колебаний рельсовых транспортных средств. Поскольку область применения разработанных ранее методов исследования устойчивости движения существенно ограничивалась системами, корректно приводимыми к линейным, основное внимание было уделено анализу систем с сильными нелинейностями, такими, например, как «сухое трение». Это обстоятельство вызвано тем, что конструкции многих типов экипажей насыщены узлами трения, работающими без смазочных материалов.

Исследования устойчивости движения рельсовых экипажей различных типов позволили установить основные закономерности зависимости показателей устойчивости от сочетания жесткостей горизонтальных связей колесных пар с рамами тележек и сил сухого трения в опорах кузова на тележки [6]. Так, было установлено, что при достаточно гибком в плане буксовом подвешивании, как это имеет место, например, в тележках пассажирских вагонов, критическая скорость возрастает с увеличением сил трения в опорах до определенной величины. При увеличении жесткостей горизонтальных связей колесных пар с рамами тележек до значений, характерных для моторных вагонов и локомотивов, критические скорости падают с ростом сил трения в опорах.

Изучение явления дестабилизации движения рельсового экипажа при включении фрикционных элементов в соединения кузова и ходовых частей послужило основанием для развития методов исследования самовозбуждающихся колебаний рельсовых экипажей с узлами сухого трения как систем переменной структу-

ры. Условия для структурных превращений многомассовых систем, представляющих расчетные модели экипажей, создаются вследствие действия сил сухого трения в сочленениях отдельных элементов. Результаты многих решений систем нелинейных дифференциальных уравнений, описывающих боковые колебания вагонов различных типов и локомотивов, показывают, что в режиме установившихся автоколебаний для величин взаимных перемещений тел, соединенных фрикционными элементами, характерно периодическое установление постоянных значений. Следовательно, указанные тела в определенные промежутки времени перемещаются совместно. Таким образом, можно считать, что на исходную систему накладываются дополнительные связи, вследствие чего сокращается число степеней свободы.

Для полного описания основных особенностей исследуемых систем было предложено принимать во внимание весь спектр возможных структурных состояний, определяемых режимом работы связей, включающих пары трения. При этом нелинейной системе с фрикционными связями ставится в соответствие множество линейных подсистем. Каждая из подсистем соответствует одному из возможных состояний нелинейной системы. Такие подсистемы строятся в соответствии со структурными изменениями исходной системы вследствие поочередного записания связей с сухим трением. При этом диссипативные характеристики незапертых связей аппроксимируются эквивалентным вязким трением, параметры которого определяются итерационным путем по типу метода гармонической линеаризации.

Исследованием устойчивости соответствующих структурных состояний, которые могут принимать расчетные модели экипажей в автоколебательных режимах движения, установлено, что аппроксимирующие подсистемы в общем случае существенно отличаются по характеристикам устойчивости. Показано, что из спектра возможных для конкретной системы состояний определяющими развитие автоколебательных режимов являются наиболее неустойчивые подсистемы.

Применительно к системам переменной структура разработана методика выбора значений параметров, при которых исключается возможность развития автоколебаний либо существенно ослабляется их влияние на динамические характеристики систем. Предложенный подход к исследованию автоколебаний рельсовых экипажей позволил значительно расши-

рить области применимости разработанных В. А. Лазаряном и его учениками методов теории устойчивости движения.

В. А. Лазарян предвидел усиление роли математического моделирования при решении задач динамики подвижного состава железных дорог и поэтому уделял постоянное внимание применению прогрессивных методов в научно-исследовательских работах, проводимых под его руководством. Последующее пополнение научного инструментария в области механики рельсовых экипажей полностью подтвердило перспективность установки на опережающее развитие средств компьютерного моделирования динамики подвижного состава [7].

Подчеркивая необходимость «капитально заниматься увеличением скорости движения рельсовых экипажей», В. А. Лазарян указывал, что особую остроту проблема устойчивости приобретает в связи с созданием высокоскоростного рельсового транспорта. Это положение он объяснял тем, что если при обычно реализуемых скоростях движения потеря устойчивости единиц подвижного состава нежелательна из-за повышения нагруженности ходовых частей и, как следствие, ускоренных износов взаимодействующих элементов экипажей и пути, отбора мощности локомотивов для поддержания постоянной скорости движения поездов, в состав которых входят неустойчивые вагоны, то при высоких скоростях это явление недопустимо из-за реальной угрозы безопасности движения. Поэтому в школе В. А. Лазаряна проблемы стабилизации движения высокоскоростных экипажей всегда оставались в центре научного поиска.

Сегодня обязательной составляющей современных научно-технических разработок, сопровождающих создание локомотивов и вагонов новых поколений, являются исследования устойчивости их движения. Цель этих исследований заключается в выборе такой совокупности значений параметров и соответствующих технических решений, при которых критическая скорость движения каждого нового экипажа будет превышать конструкционную. Такой принцип в свое время установил В. А. Лазарян. Своими фундаментальными научными результатами он убедительно доказал, что, не решив проблему устойчивости, ни о каком высоком качестве хода любого транспортного средства, движение которого направляется рельсовой колеей, не может быть и речи. Так устойчивость движения по В. А. Лазаряну продолжает работать в интересах железнодорожного дела,

обеспечивая принятие прогрессивных технических решений при создании новой техники и способствуя тем самым выходу железнодорожного транспорта на рельсы устойчивого технического развития.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Лазарян, В. А. Собственные колебания тележных грузовых вагонов [Текст] / В. А. Лазарян / Вестник ВНИИЖТ. – 1958. – № 2. – С. 7-12.
2. Лазарян, В. А. Власні коливання локомотивів [Текст] / В. А. Лазарян / Прикл. механіка. – 1960. – № 1. – С. 31-39.
3. Лазарян, В. А. Устойчивость движения рельсовых экипажей [Текст] / В. А. Лазарян, Л. А. Длугач, М. Л. Коротенко. – К.: Наук. думка, 1972. – 200 с.
4. Лазарян, В. А. Динамика транспортных средств: Избр. тр. [Текст] / В. А. Лазарян. – К.: Наук. думка, 1985. – 528 с.
5. Лазарян, В. А. Экспериментальная проверка методов исследования устойчивости движения рельсовых экипажей [Текст] / В. А. Лазарян, Ю. В. Демин, Г. Ф. Осадчий // Некоторые задачи механики скоростного наземного транспорта. – К.: Наук. думка, 1974. – С. 3-13.
6. Автоколебания и устойчивость движения рельсовых колебаний [Текст] / Ю. В. Демин и др. – К.: Наук. думка, 1984. – 160 с.
7. Демин, Ю. В. Математическое моделирование и динамика подвижного состава железных дорог [Текст] / Ю. В. Демин, Р. Ю. Демин, А. Ю. Черняк // Залізн. трансп. України. – 2007. – № 4. – С. 3-8.

Поступила в редколлегию 12.08.2009

В. А. ДЗЕНЗЕРСКИЙ, д.т.н., профессор, ИТСТ НАНУ «Трансмаг», (Украина);
С. В. БУРЫЛОВ, к.ф.-м.н., с.н.с., ИТСТ НАНУ «Трансмаг», (Украина);
В. Ю. СКОСАРЬ, к.ф.-м.н., ИТСТ НАНУ «Трансмаг», (Украина);
Ю. И. КАЗАЧА, ЗАО «ВЕСТА-Днепр», (Украина)

РАЗРАБОТКА ТЕХНОЛОГИИ УПРОЧНЕНИЯ ТОКООТВОДОВ АККУМУЛЯТОРНЫХ БАТАРЕЙ ДЛЯ ТРАНСПОРТА

Розроблено технологію зміцнення струмовідводів свинцево-кислотних акумуляторних батарей для транспорту. Технологія передбачає безперервне відливання, плющення і штучне старіння (дисперсійне твердіння) стрічок зі свинцевого сплаву, а також просічення з них струмовідводів, і дає можливість підвищити надійність виготовлених батарей.

Разработана технология упрочнения токоотводов свинцево-кислотных аккумуляторных батарей для транспорта. Технология предусматривает непрерывную отливку, прокатку и искусственное старение (дисперсионное твердение) лент из свинцевого сплава, а также просечку из них токоотводов, и дает возможность повысить надежность изготовленных батарей.

We have developed a technology of hardening for current collectors of lead-acid accumulator batteries for transport. The technology provides direct casting, rolling and artificial ageing (dispersion hardening) of lead alloy strips. This technology also provides punching the lead alloy current collectors and allows increasing the reliability of produced batteries.

Постановка задачи

Свинцево-кислотные аккумуляторные батареи используются в автомобильном и на железнодорожном транспорте в качестве автономных источников тока. Надежность работы батарей в значительной мере определяется механической прочностью токоотводов для положительных и отрицательных электродов. В настоящее время во многих типах батарей используются токоотводы, полученные непрерывной отливкой, прокаткой и просечкой (перфорацией) лент из свинцево-оловяно-кальциевых сплавов, состав которых приведен, например, в [1]. Прокатка ленты ведется преимущественно с деформацией по толщине в отношении 4:1 (уменьшение толщины ленты на 75 %) [2]. Ленты после прокатки и перед просечкой длительное время (10...60 суток) выдерживаются на складе в производственном помещении с целью естественного старения (дисперсионного твердения), повышающего механическую прочность [1-3]. Такая длительность старения является большим недостатком известных технологий. Кроме того, прокатка ленты с деформацией 4:1 неоптимальна с точки зрения производительности процесса. Например, эксперименты показывают, что при деформации исходной полосы выше 10:1 (уменьшение толщины составляет более, чем на 90 %) производительность процесса изготовления свинцево-оловяно-кальциевых

лент увеличивается более, чем в 2,5 раза по сравнению с традиционным процессом. При этом имеет место значительное повышение прочностных свойств лент относительно исходного сплава [2].

Поэтому актуальной задачей является разработка технологии упрочнения токоотводов аккумуляторных батарей, которая включает прокатку ленты с деформацией более чем 10:1 и старение этой ленты в течение нескольких часов, что существенно сокращает технологический цикл. Решение этой задачи является целью настоящей работы.

Решение задачи

На аккумуляторном заводе ЗАО «ВЕСТА-Днепр» на установке «Strip Line» были отлиты полосы из свинцовых сплавов толщиной 12 мм, подвергнутые затем прокатке. Состав сплава положительных лент был следующий: 1,0...1,2 мас. % Sn; 0,04...0,06 мас. % Ca; 0,01...0,02 мас. % Al; остальное свинец. Состав сплава отрицательных лент включал: 0,2...0,4 мас. % Sn; 0,08...0,12 мас. % Ca; 0,01...0,02 мас. % Al; остальное свинец. Такие сплавы наиболее часто применяются в аккумуляторостроении [1]. В процессе прокатки в секции прокатных клетей была достигнута суммарная степень деформации лент более, чем 10:1: для положительных лент 92,5 % умень-

шения толщины (до 0,90 мм); для отрицательных лент 93,75 % уменьшения толщины (до 0,75 мм). Затем из лент вырезались образцы для механических испытаний в соответствии с ГОСТ 11701-84. Испытания проводились после естественного старения лент через каждые сутки. Это – контрольная группа образцов. Основная же часть лент подвергалась искусственному старению в термокамере при температурах: 40, 60 и 80°C. Предварительными исследованиями было установлено, что старение лент при температурах ниже 40°C протекает как естественное старение без ускорения процесса. При температурах выше 80...90°C интенсивность изменения механических свойств существенно не изменяется, поэтому повышение температуры искусственного старения выше 80°C нецелесообразно. После старения из лент вырезались образцы для механических испытаний в соответствии с ГОСТ 11701-84. Испытания проводились после искусственного старения лент через каждые 2 ч.

Механические испытания образцов на разрывной машине Р-05 включали определение временного сопротивления деформации (предела прочности на разрыв) σ_b , Н/мм², и относительного удлинения после разрыва δ , %. Опыт производства токоотводов путем перфорации ленты на установке «Performer» и последующего производства электродов показал, что минимум дефектов и брака токоотводов при перфорации достигается при определенных значениях величин σ_b и δ . Для положительных лент величина σ_b должна быть в пределах 45...57 Н/мм², а величина δ не менее 7 %. Для отрицательных лент соответствующие величины должны быть 45...55 Н/мм² и не менее 14 %. В противном случае возможен обрыв жил токоотводов при просечке, изгиб ушек при разделении намазанной непрерывной ленты на одиночные электроды и т.п.

В результате исследований установлено следующее. Свинцово-оловяно-кальциевые сплавы, применяемые для производства токоотводов на ЗАО «ВЕСТА-Днепр», после прокатки с деформацией более 90% превосходят по механической прочности PbSb и PbCa сплавы, используемые ранее для литья токоотводов. Так, временное сопротивление деформации (σ_b) прокатанных лент выше значений σ_b для некатанных сплавов в следующих отношениях:

– в 1,2...1,5 раза по сравнению со свинцово-сурьмянистыми сплавами с содержанием 1,6...3,0 мас.% Sb;

– в 1,1...1,3 раза по сравнению со свинцово-оловяно-кальциевым сплавом для отрицательных токоотводов с содержанием 0,08...0,12 мас.% Ca и 0,2...0,4 мас.% Sn;

– в 2,1...2,4 раз по сравнению со свинцово-оловяно-кальциевым сплавом для положительных токоотводов с содержанием 0,04...0,06 мас.% Ca и 1,0...1,2 мас.% Sn.

Повышение прочности свинцово-оловяно-кальциевых сплавов после прокатки является следствием изменения их структуры (наклепа) под воздействием пластической деформации, вызывающей измельчение зерен, их ориентацию в направлении прокатки, увеличение плотности дислокаций в сплаве [2].

При этом пластические свойства получаемых лент достаточны для бездефектной их перфорации на установке «Performer» при производстве токоотводов.

В прокатанных положительных лентах на контрольных образцах в результате естественного старения плавно увеличивается σ_b и достигает требуемого нижнего предела 45 Н/мм² в течение 6...7 суток, а до верхнего предела 57 Н/мм² доходит за 28...35 суток. Для δ положительных лент выраженной тенденции не обнаружено, в процессе старения величина δ сохраняется в пределах 8,5...12,5%. Таким образом, время естественного старения положительных лент составляет 7...28 суток. В прокатанных отрицательных лентах на контрольных образцах в результате естественного старения незначительно увеличивается σ_b и достигает требуемого нижнего предела 45 Н/мм² в течение 8...10 суток, а до верхнего предела 55 Н/мм² не доходит и после 80 суток старения. Для δ отрицательных лент обнаружено небольшое уменьшение, причем в процессе старения величина δ уменьшается до 14% в течение 40...60 суток. Таким образом, время естественного старения отрицательных лент составляет 10...40 суток.

Искусственное старение прокатанных лент приводит к заметному изменению их механических свойств (рис. 1). При этом ускоряется упрочнение, что дает возможность существенно сократить технологический цикл.

Из рис. 1 видно, что при термообработке положительной ленты при температуре 40°C в пределах до 16 ч происходит незначительный рост величины σ_b , которая так и не достигает требуемых 45 Н/мм², и незначительные изменения величины δ , которая находится в пределах 8,5...9,5%. Аналогичные результаты получены для отрицательной ленты, только величина

на δ составляет 17,8...19,3%. Поэтому температура 40°C недостаточна для искусственного старения и упрочнения лент, поскольку не по-

зволяет образцам достичь в течение нескольких часов требуемой величины временного сопротивления деформации.

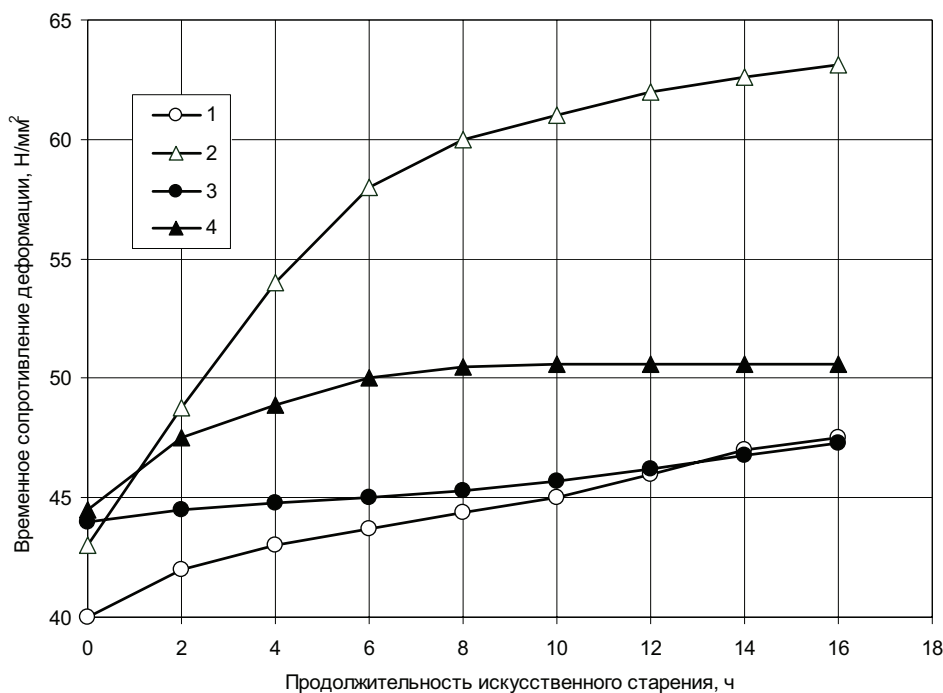


Рис. 1. Влияние искусственного старения лент на их временное сопротивление деформации:

1 – положительная лента, 60°C; 2 – положительная лента, 80°C;
3 – отрицательная лента, 60°C; 4 – отрицательная лента, 80°C

Термообработка положительных лент при температурах 60 и, особенно, 80°C приводит к заметному ускорению роста величины σ_v , которая достигает требуемого значения 45 Н/мм² через 10 и 0,5 ч, соответственно. При 80°C величина σ_v превосходит верхний предел 57 Н/мм² после 5 ч старения. Величина δ во время старения при температурах 60 и 80°C находится в пределах 9...11,5 %. Аналогичные результаты получены для отрицательных лент при их старении при 60 и 80°C: величина σ_v достигает требуемых 45 Н/мм² через 6 и 0,5 ч, соответственно, но не превосходит верхнего предела 55 Н/мм². При этом величина δ во время старения находится в пределах 16...19 %.

Механическое упрочнение лент, проявившееся в росте временного сопротивления деформации (σ_v) при их старении, обусловлено образованием в свинцовом сплаве дисперсных частиц твердой фазы (интерметаллических соединений) Pb_3Ca и Sn_3Ca , которые тормозят движение дислокаций и сильно затрудняют пластическую деформацию. Образование дисперсных частиц ускоряется при подогреве до 60...80°C.

Сравнивая естественное и ускоренное искусственное старение лент, можно отметить следующее.

Для положительных лент:

- термообработка ленты при температуре 60°C показывает заметное её влияние на механические свойства ленты – величина σ_v после 6 ч выдержки соответствует σ_v 2...3 дневного срока естественного старения, после 16 ч выдержки соответствует 9...10 дневному сроку; характер изменения величины δ в диапазоне термообработки (до 16 ч) соответствует характеру изменения δ при естественном старении за период 1...9 суток хранения;

- наибольшее влияние на изменение механических свойств оказала термическая обработка ленты при 80°C – величина σ_v после 6 ч выдержки соответствует значению σ_v на 31...32 сутки хранения, каждые последующие два часа термообработки соответствуют дополнительным 5...6 суткам естественного старения; характер изменения величины δ в диапазоне термообработки соответствует характеру изменения δ после 20 суток хранения ленты.

Для отрицательных лент:

– термообработка ленты при температуре 60°C показывает её влияние на механические свойства – величина σ_b после 6 ч выдержки соответствует значению σ_b на 2...3 день естественного старения, после 16 ч соответствует значению σ_b на 5...6 день хранения; характер изменения величины δ соответствует возможным колебаниям δ при естественном старении ленты в течении 3...6 суток;

– термообработка ленты при 80°C показывает ее заметное влияние на механические свойства ленты – величина σ_b после 6 ч соответствует значению σ_b на 15...16 день естественного старения, характер изменения величины σ_b при дальнейшей термообработке по времени (6...16 ч) соответствует характеру изменения σ_b при естественном старении – стабилизации значения σ_b ; величина δ после 6 ч термообработки снижается до значений, соответствующих δ на 15...17 день хранения, дальнейшие изменения относительного удлинения с увеличением времени термообработки с 6 до 16 ч соответствует колебаниям δ при естественном старении после 20 суток (стабилизации значений δ).

Выводы

Проведенные исследования показали, что технология упрочнения токоотводов свинцово-кислотных аккумуляторных батарей за счет прокатки лент при деформации более чем 10:1, и термообработки прокатанных лент при температурах 60...80°C позволяет добиться необ-

ходимой прочности лент и изготовленных из них токоотводов. При этом удается существенно сократить самую длительную операцию – старение лент – с нескольких суток до нескольких часов:

– для положительных лент с 7...28 суток до 0,5...5 ч или до 10...24 ч, в зависимости от температуры искусственного старения;

– для отрицательных лент с 10...40 суток до 0,5...16 ч или до 6...24 ч, в зависимости от температуры искусственного старения.

Данные результаты могут быть использованы для разработки промышленной технологии упрочнения токоотводов в процессе серийного производства аккумуляторных батарей.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Prengaman, R. D. Challenges from corrosion-resistant grid alloys in lead acid battery manufacturing [Текст] / R. D. Prengaman // J. Power Sources 95. – 2001. – P. 224-233.
2. Prengaman, R. D. The Metallurgy and Performance of Cast and Rolled Lead Alloys for Battery Grids [Текст] / R. D. Prengaman // The Battery Man. – September 1997. – P. 16-36.
3. Болотовский, В. И. Бессурьмяные аккумуляторные сплавы [Текст] / В. И. Болотовский, Г. В. Кривченко // Химические источники тока: сб. науч. тр. Всесоюз. науч.-иссл. проектно-конструкторского и технологического аккумуляторного ин-та. – Л.: Энергоатомиздат, 1984. – С. 37-40.

Поступила в редколлегию 12.08.2009

В. А. ДЗЕНЗЕРСКИЙ, д.т.н., профессор, директор, «Трансмаг» (Украина);
Т. И. КУЗНЕЦОВА, вед. инж., «Трансмаг» (Украина);
В. В. МАЛЫЙ, н.с., ИТМ (Украина);
Н. А. РАДЧЕНКО, д.т.н., ст.н.с., вед.н.с., «Трансмаг» (Украина);
Н. М. ХАЧАПУРИДЗЕ, к.т.н., ст.н.с., зам. директора, «Трансмаг» (Украина)

НЕТРАДИЦИОННЫЕ КОНСТРУКЦИИ ЭЛЕКТРОДИНАМИЧЕСКИХ ТРАНСПОРТНЫХ СИСТЕМ

Описано компонування електродинамічних транспортних систем із плоскою колійною структурою й оцінені коливання й стійкість левітаційного руху їхніх екіпажів. Показано, що при раціональному виборі основних параметрів систем забезпечується стійкий левітаційний рух екіпажів у прямолінійних і криволінійних ділянках колії.

Описаны компоновки электродинамических транспортных систем с плоской путевой структурой и оценены колебания и устойчивость левитационного движения их экипажей. Показано, что при рациональном выборе основных параметров систем обеспечивается устойчивое левитационное движение экипажей в прямолинейных и криволинейных участках пути.

The arrangements of electro-dynamic transport systems with the flat track structure are described and the fluctuations and stability of levitation motion of their vehicles are evaluated. It is shown that under rational choice of main parameters of the systems a stable levitation motion of the vehicles in straight-line and curvilinear sections of the track is provided.

Постановка проблемы. В настоящее время разрабатываемые и созданные конструкции транспортных систем имеют профилированное очертание путевой структуры, в частности в виде U и П-образного очертания в поперечном сечении. Такое очертание имеет недостатки, обусловленные относительной сложностью конструкций, необходимостью обеспечения прочности боковых стенок путевой структуры и тележек экипажей и сложностями, возникающими в процессе эксплуатации системы (прежде всего, связанные с очисткой от снега, мусора и пр.).

Целесообразно поэтому разработать и исследовать более простые конструкции транспортных систем, в частности, системы с плоскими путевыми структурами и донными горизонтальными поверхностями тележек экипажей, которые обеспечивали бы необходимые динамические качества и, в первую очередь, устойчивость и безопасность левитационного движения экипажей, как в прямолинейных, так и в криволинейных участках пути в плане.

Анализ публикаций по теме исследования. В ранее проведенных исследованиях [1, 2, 3, 4] уделялось внимание главным образом оценке колебаний и устойчивости прямолинейного и криволинейного движения экипажей электродинамических систем с профилированным очертанием путевой структуры. В 2005 г.

появились первые публикации [5, 6], посвященные оценке левитационного движения электродинамических экипажей транспортной системы с четырьмя полосами контуров на плоской путевой структуре и двумя рядами сверхпроводящих магнитов, установленных на донных поверхностях экипажей. Однако, дальнейшие поиски в этой области привели к разработке и оценке динамических качеств различных транспортных систем с плоскими путевыми структурами. При этом были найдены критерии, соответствующие устойчивости и безопасности движения в широком диапазоне скоростей в прямолинейных и криволинейных участках путевой структуры в плане.

Цель статьи. В настоящей работе представлены разработанные различные конструктивные схемы транспортных систем с плоской путевой структурой и оценены колебания, устойчивость и безопасность левитационного движения экипажей транспортных систем с плоскими путевыми структурами вдоль прямолинейных и криволинейных участков путевой структуры.

Основная часть. Основопологающей посылкой при разработке нетрадиционных конструктивных схем транспортных систем с плоской путевой структурой является выполнение следующих требований, исходящих из условий взаимодействия сверхпроводящих магнитов с

путевыми контурами, расположенными в параллельных горизонтальных плоскостях. Геометрические размеры сверхпроводящего магнита и путевых контуров а также их взаимное размещение должны удовлетворять условиям их взаимодействия, при которых имеет место при относительном их перемещении в поперечном направлении нисходящая зависимость касательных поперечных электродинамических сил и минимальное значение нормальных электродинамических сил в состоянии равновесия при значении намагничивающей силы, обеспечивающей левитацию.

При выполнении этих требований удовлетворяют условию устойчивого левитационного движения экипажа в прямолинейных и криволинейных участках путевой структуры в плане следующие компоновки конструктивных схем транспортных систем с плоскими путевыми структурами:

I вариант – система с четырьмя полосами путевых контуров и двумя полосами сверхпроводящих магнитов (рис. 1а).

II вариант – система с двумя полосами путевых контуров и четырьмя полосами сверхпроводящих магнитов (рис. 1б);

III вариант – система с двумя полосами путевых контуров и двумя полосами сверхпроводящих магнитов (рис. 1в).

Для исследования пространственных колебаний и устойчивости левитационного движения экипажей описанных выше транспортных систем будем их представлять в виде электро-механических систем, в которых экипажи состоят из трех твердых тел: кузова и двух тележек с прямоугольными сверхпроводящими магнитами, а также короткозамкнутых прямоугольных токопроводящих путевых контуров.

Математическая модель движения экипажей исследуемых транспортных систем была представлена в виде связанных дифференциальных уравнений Лагранжа, описывающих движение экипажа [2,7], и уравнений токов в контурах путевой структуры, которые имеют следующий вид:

$$L \frac{dI}{dt} + rI = f, \quad (1)$$

где L – матрица коэффициентов самоиндукции и взаимной индукции путевых контуров; r – активное сопротивление путевого контура; I – вектор столбец токов в путевых контурах; f – вектор э.д.с. f_k , наводимых экипажными магнитами в k -х путевых контурах.

Величины f_k определялись из выражения:

$$f_k = - \sum_{m=1}^n i_m^c \frac{\partial M_{km}}{\partial t}, \quad (2)$$

где M_{km} – коэффициенты взаимной индукции между m -м экипажным магнитом и k -м путевым контуром; n – число экипажных сверхпроводящих магнитов; i_m^c – ток в m -ом сверхпроводящем магните.

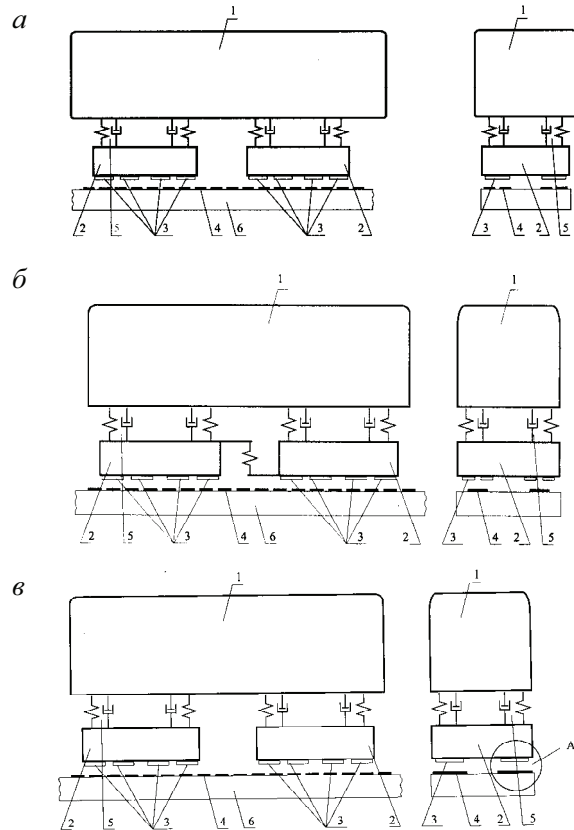


Рис. 1. Расчетные схемы транспортных систем: 1 – кузов, 2 – тележки, 3 – сверхпроводящие магниты, 4 – токопроводящие контуры, 5 – упруго-диссипативные элементы, 6 – путевая структура, А – узел взаимодействия магнита с путевым контуром.

С помощью численного интегрирования уравнений, описывающих колебания экипажа и изменение токов в путевых контурах, были оценены пространственные колебания экипажей при выбранных рациональных значениях параметров по значениям перемещений кузова и тележек, левитационным зазорам, электродинамическим силам взаимодействия между сверхпроводящими магнитами и путевыми контурами и ускорениям кузова в вертикальном и поперечном направлениях.

Для расчетов были приняты следующие значения основных параметров исследуемых транспортных систем: масса кузова и каждой из

тележек соответственно 25 и 3,75 т, жесткости и коэффициенты вязкости упруго-диссипативных элементов между кузовом и тележками в вертикальном и поперечном направлениях 200 кН/м и 20 кН·с/м, намагничивающая сила в соленоидах сверхпроводящих магнитов $3,0 \cdot 10^5$ А·витков для системы соответствующей I варианту конструктивной схемы, $5,0 \cdot 10^5$ А·витков для системы II варианта и $5,2 \cdot 10^5$ А·витков для третьего варианта. Продольные размеры соленоидов сверхпроводящих магнитов и путевых контуров были приняты равными для всех вариантов соответственно 1,2 и 1,0 м, а поперечные их размеры 0,5 и 0,3 м для I варианта конструктивной схемы; 0,25 и 0,5 м для II варианта и 1,0 и 0,5 м для III варианта. Зазоры в продольном направлении между путевыми контурами для всех систем приняты равными 0,05 м, а в поперечном направлении для I варианта и между магнитами для II варианта, отнесенные к одной (левой или правой стороне экипажа), приняты соответственно равными 0,1 и 0,16 м. Диаметр прутков путевых контуров принят 0,03 м.

Расчеты проводились для случаев движения экипажей по участку пути переменной кривизны следующего очертания в плане: прямолинейный участок пути длиной 300 м, входящая переходная кривая длиной 500 м, круговая кривая радиусом 8000 м с углом поперечного наклона к горизонтальной плоскости 0,1 рад протяженностью 150 м, выходная переходная кривая – 400 м, прямая – 250 м. Углы наклона к поверхности путевой структуры к горизонтальной плоскости в переходных кривых принимались пропорциональными кривизне пути, которая изменялась от нуля до значения, равного кривизне пути в круговой кривой по синусоидальной зависимости [2].

Результаты расчетов показали, что для всех упомянутых систем при параметрах, оговоренных выше, имеет место устойчивое левитационное движение экипажа как в прямолинейных, так и криволинейных участках путевой структуры с приемлемыми левитационными зазорами и уровнем ускорений кузова в поперечном и вертикальном направлениях.

Для экипажа I варианта конструктивной схемы транспортной системы с плоской путевой структурой графические зависимости перемещений экипажа и его левитационных зазоров приведены в работе [5].

Для экипажа, соответствующего II варианту транспортной системы с плоской путевой структурой, оказалось, что вертикальные ли-

нейные и угловые перемещения кузова и тележек практически не реагируют на кривизну пути. Значения вертикальных перемещений тележек соответствуют при скорости 100 м/с $\approx 0,165$ м, а при скорости 30 м/с $\approx 0,1$ м.

Зависимости перемещений кузова и тележек при боковом отnose y_k, y_i , боковой качке θ_k, θ_i , углов виляния $\psi_k, \psi_i (i=1,2)$ и левитационных зазоров под j -ми магнитами ($j=1,7$ крайние магниты с левой стороны экипажа, $j=2,8$ – с правой стороны) от пройденного пути приведены при скорости 100 м/с соответственно на рис.2, 3, 4 и 5, где линии 1, 2 относятся к тележкам, 3 – к кузову, а линии, обозначенные $j=1,2,7,8$ – к левитационным зазорам.

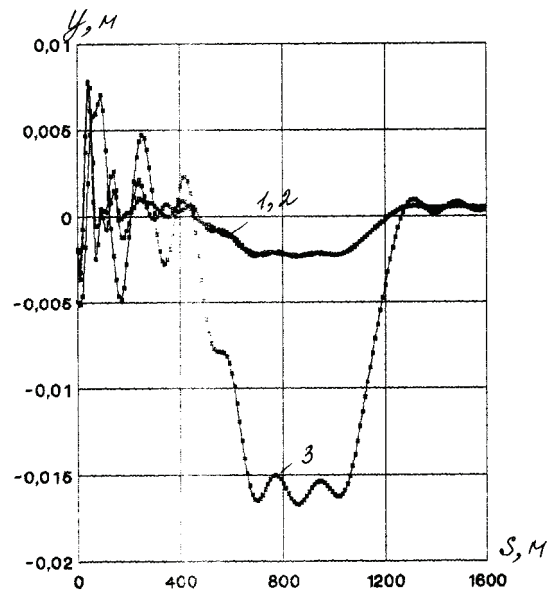


Рис. 2.

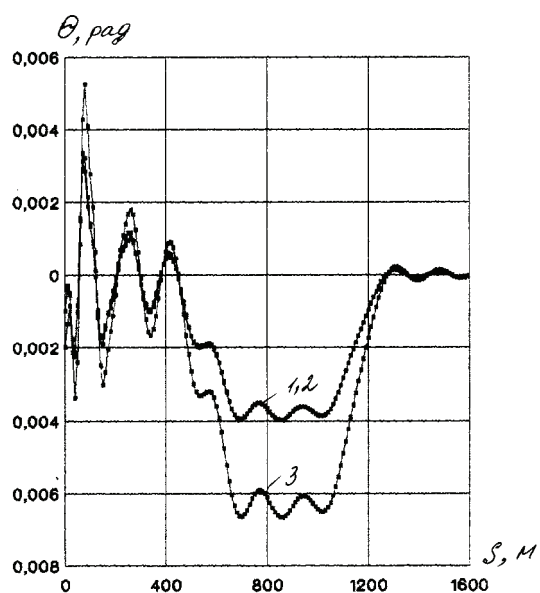


Рис. 3.

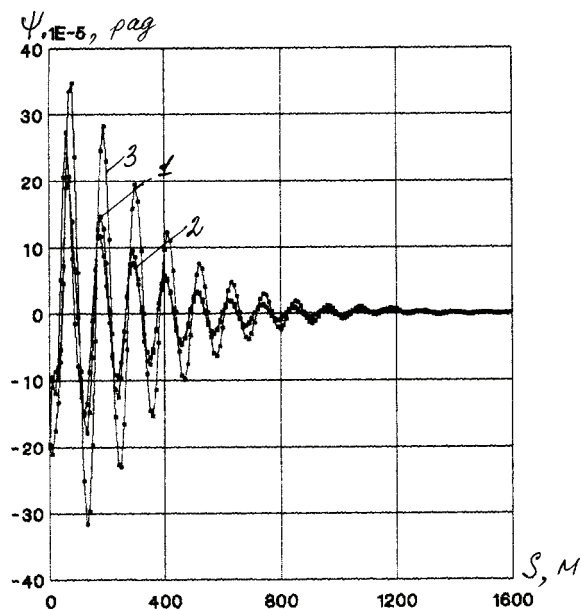


Рис. 4.

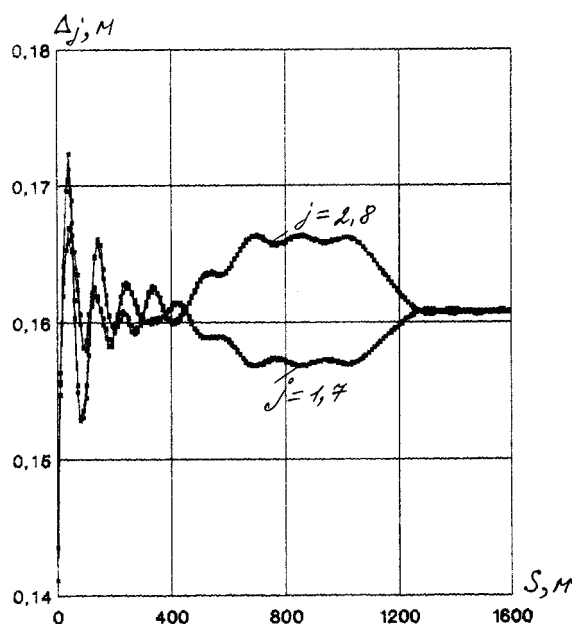


Рис. 5.

Качественно аналогичные результаты получены и при скорости 30 м/с с тем лишь отличием, что перемещения бокового отбоя и боковой качки имеют положительные значения в криволинейных участках путевой структуры, а левитационные зазоры больше под левой стороной экипажа (т.е. со стороны магнитов удаленных от центра кривизны пути).

Для экипажа транспортной системы с плоской путевой структурой, соответствующего III

варианту, зависимости перемещений левитационных зазоров имеют такой же характер, как и для экипажа II варианта транспортной системы. Ускорения кузова не превышают в вертикальном направлении в диапазоне скоростей 40 – 100 м/с значений $0,2 \text{ м/с}^2$, а в поперечном $0,4 \text{ м/с}^2$.

Выводы и перспективы дальнейших исследований. Таким образом, для всех рассмотренных транспортных систем с плоской путевой структурой обеспечивается при рациональных значениях основных параметров устойчивое левитационное движение экипажей в прямолинейных и криволинейных участках путевой структуры. В дальнейшем целесообразно проведение вынужденных колебаний для экипажа этих систем.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Выходящий магнитный транспорт с электродинамическим подвесом [Текст] / под ред. В. А. Дзензерского, В. И. Омеляненко. – Науч. думка, 2001. – 480 с.
2. Дзензерский, В. А. Динамика транспорта на сверхпроводящих магнитах [Текст] / В. А. Дзензерский, Н. А. Радченко. – Д., 2003. – 231 с.
3. Исследование колебаний, стационарных режимов и устойчивости движения различных типов электродинамических транспортных систем [Текст] / В. А. Дзензерский и др. // Техническая механика. – 2003. – № 1. – С. 145-153.
4. Радченко, Н. А. Оценка колебаний электродинамического транспортного средства при небольших скоростях движения [Текст] / Н. А. Радченко, О. В. Звонарева, В. В. Малый // Техническая механика. – 2007. – № 2. – С. 138-141.
5. Электродинамическая транспортная система с плоской путевой структурой [Текст] / А. А. Зевин и др. // Техническая механика. – 2004. – № 2. – С. 120-122.
6. Дзензерский, В. А. Оценка левитационного движения электродинамического транспортного средства вдоль плоской путевой структуры [Текст] / В. А. Дзензерский, Н. А. Радченко, Н. М. Хачапуридзе // Екологічні проблеми Чорного моря: Одеса. – 2004. – С. 142-144.
7. Устойчивость движения на шасси и при левитации электродинамического транспортного средства [Текст] / В. А. Дзензерский и др. // Вестник Херсонского нац. ун-та. – 2008. – № 2 (31). – С. 144-148.

Поступила в редколлегию 12.08.2009

В. В. КОБИЩАНОВ, Д. Я. АНТИПИН, Брянский государственный технический университет (Россия);

В. А. ПРОНИН, ПКБ ЦВ ОАО «РЖД» (Россия)

ОБОСНОВАНИЕ ТЕХНИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ И ПАРАМЕТРОВ РЕССОРНОГО ПОДВЕШИВАНИЯ МОДЕРНИЗИРОВАННОГО ВАРИАНТА ТЕЛЕЖКИ МОДЕЛИ 18-100

У статті дано обґрунтування технічних рішень та параметрів ресорного підвішування модернізованого варіанту візка моделі 18-100.

В статье дано обоснование технических решений и параметров ресорного подвешивания модернизированного варианта тележки модели 18-100.

In the paper the substantiation of technical decisions and parameters of spring suspension of the modernized variant of carriage of model 18-100 is given.

Специалистами Проектно-конструкторского бюро департамента вагонного хозяйства ОАО «Российские железные дороги» (ПКБ ЦВ ОАО «РЖД») предложен оригинальный вариант модернизации тележки грузовых вагонов модели 18-100. Мероприятия по модернизации тележки включают в себя меры по устранению основных недостатков, отмечаемых при эксплуатации вагонов на тележках модели 18-100. В частности, применение в центральной ступени подвешивания клиновых гасителей колебания переменного трения, не обеспечивающих потребной силы трения при движении вагонов в порожнем состоянии. Для устранения указанного недостатка предложен ряд оригинальных конструкций клинового гасителя колебаний переменного трения за счет дополнительного поджатия основной и вспомогательной поверхностей трения клиньев с помощью расположенных в них эластомерных элементов или винтовых пружин. При этом внесения дополнительных изменений в конструкции наддрессорной балки и боковин не требуется.

Для повышения плавности хода вагонов на модернизированных тележках статический прогиб ресорного комплекта центральной ступени подвешивания увеличен до 65 мм.

Для улучшения динамических характеристик кузова грузового вагона предложены два варианта конструкций дополнительного фрикционного гасителя колебаний дискового типа, устанавливаемого в центральной ступени подвешивания тележки модели 18-100 при ее модернизации.

Указанные фрикционные гасители колебаний предназначены для дополнительного демпфирования вертикальных и поперечных горизонтальных колебаний, что позволит улучшить динамические характеристики тележки и снизить нагруженность клиновых фрикционных гасителей колебаний.

Для уменьшения боковой качки и перевалки пятника на подпятнике, гашения колебаний извилистого движения тележки в колее, повышения устойчивости вагона против опрокидывания при движении по прямым и в кривых участках пути снижения повреждений и износа опорных поверхностей пятника кузова вагона и подпятника тележки используются упругие беззорные скользуны.

Рассмотрены четыре варианта упругих скользунов: конструкции ООО «Вагонмаш», «ПрелодПлюс» М78217 конструкции АСФ-Кистоун и два - ПКБ ЦВ.

Целью работы является оценка динамических характеристик вагона на модернизированной тележке и подбор рациональных конструктивных решений и параметров ресорного подвешивания методами математического моделирования.

Для оценки динамических характеристик вагона на модернизированной тележке разработана пространственная динамическая твердотельная модель вагона-платформы на тележках модели 18-100 и ее модернизированных вариантов в среде программного комплекса моделирования динамики систем тел «Универсальный механизм» [1]. На основе математического моделирования движения длиннобазного четырехосного вагона-

платформы тарой 25 т и весом брутто 94 т по прямым, кривым участкам пути и по стрелочным переводам проведен сравнительный анализ влияния предложенных технических решений по модернизации тележки модели 18-100 на динамические характеристики вагона в порожнем и груженом состоянии.

Исследовано влияние на динамические характеристики вагона увеличения статического прогиба рессорного комплекта тележки до 65 мм. Определены параметры двухрядной пружины, обеспечивающие установку ее в составе рессорного комплекта на штатные места центральной ступени подвешивания тележки модели 18-100. Наибольший эффект от увеличения прогиба рессорного подвешивания до 65 мм наблюдается для режима движения вагона в порожнем состоянии по прямому участку пути в скоростном интервале от 60 до 80 км/ч, при этом коэффициент вертикальной динамики и вертикальные ускорения снижаются более чем на 20-29%, коэффициент горизонтальной динамики и горизонтальные ускорения снижаются на 10-18%. При движении порожнего вагона в кривых участках пути коэффициент вертикальной динамики и вертикальные ускорения снижаются в среднем на 7-15%, коэффициент горизонтальной динамики и ускорения в горизонтальной плоскости - на 5-15%.

При движении вагона в груженом режиме эффект от увеличения прогиба рессорного комплекта в среднем ниже: коэффициенты вертикальной динамики и вертикальные ускорения кузова снижаются при движении по прямому участку пути - на 13-19%, в кривых - на 6-10%; коэффициент горизонтальной динамики и горизонтальных ускорений при движении по прямому участку пути - на 11-18%, в кривых - на 5-11%.

Меньший эффект от увеличения прогиба подвешивания вагона для груженого режима объясняется определенным уменьшением сил трения в клиновых гасителях колебаний существующей конструкции вследствие уменьшения жесткости опорных пружин под клиньями.

Выполнена оценка работоспособности трех вариантов модернизированных клиновых гасителей колебаний тележки за счет внедрения в их конструкции упругих элементов и подвижных частей, что позволяет

реализовать переменную-постоянную силу трения в рессорном подвешивании.

Показано, что конструктивные схемы модернизированных клиновых гасителей обеспечивают эффект по сравнению со штатным гасителем, снижая вертикальные ускорения кузова в пятниковой зоне для груженого и порожнего режимов примерно на 18% в диапазоне скоростей 40-120 км/ч.

Проведен анализ эффективности включения в рессорное подвешивание модернизированной тележки дополнительных фрикционных гасителей колебаний дискового типа. Исследования показали, что наиболее рационально использовать в рессорном подвешивании гаситель, включающийся в работу при вертикальных и поперечных горизонтальных колебаниях кузова вагона. Определена рациональная жесткость пружин гасителя, обеспечивающих соответствующее прижатие дисков и требуемую силу трения.

Расчетная оценка комбинированного применения модернизированных клиновых гасителей и дополнительных гасителей с полученными параметрами показала, что такая схема гашения колебаний позволяет снизить вертикальные и горизонтальные ускорения кузова в пятниковой зоне примерно на 20-23% для всех случаев движения в рабочем диапазоне скоростей.

В работе обоснованы величины рациональных жесткостей упругих элементов четырех вариантов конструкций беззазорных скользунов исходя из минимальных значений вертикальных и горизонтальных ускорений кузова в пятниковой зоне, максимальных значений коэффициента запаса от вползания колеса на рельс, минимальных значений мощностей сил трения в контакте колеса с рельсом (по кругу катания, по гребню) при движении по прямым и кривым $R = 500$ м участкам пути со скоростью 60 км/ч в груженом и порожнем режимах.

На основе исследования динамических характеристик вагона-платформы на тележках с модернизированным рессорным подвешиванием и схемой опирания кузова на подпятник и упругие скользуны четырех рассмотренных конструктивных вариантов при различных режимах движения по прямым, кривым участкам пути и по стрелочному переводу 1/11, предложено включить в модернизированный вариант тележки упругие скользуны конструкции ООО «Вагон-

маш» и АСФ-Кистоун с ограничением упругого рабочего хода 9 мм.

В целом сравнение полученных значений вертикальных и горизонтальных ускорений кузова в пятниковой зоне с предельными значениями Норм [2] показывает, что они соответствуют оценке «хорошо» - «удовлетворительно» для скоростей движения до 120 км/ч.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Погорелов, Д. Ю. Введение в моделирование динамики систем тел [Текст] : учеб. пособие / Д. Ю. Погорелов. – Брянск: БГТУ, 1997. – 156 с.
2. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных) [Текст]. – М.: ГосНИИВ – ВНИИЖТ, 1996. – 319 с.

Поступила в редколлегию 16.09.2009

М. Л. КОРОТЕНКО, д.т.н., профессор, ДИИТ (Украина);
Ю. Н. БАЗИЛЕВИЧ, к.ф.-м.н., ПГАСА (Украина)

О РАБОТАХ В. А. ЛАЗАРЯНА В ОБЛАСТИ УСТОЙЧИВОСТИ ДВИЖЕНИЯ РЕЛЬСОВЫХ ЭКИПАЖЕЙ И ИХ РАЗВИТИИ

У статті приділена увага деяким положенням у роботах В. А. Лазаряна з дослідження стійкості руху рейкових екіпажів, які стали основними для ряду подальших досліджень.

В статье уделено внимание некоторым положениям в работах В. А. Лазаряна по исследованию устойчивости движения рельсовых экипажей, которые явились основополагающими для ряда последующих исследований.

In the paper an attention is paid to some positions in works of V. A. Lazaryan on studies of stability of motion of rail vehicles, which were a background for a number of further studies.

В научном наследии крупного ученого-механика академика АН УССР В. А. Лазаряна значительное место занимают работы, связанные с исследованием устойчивости невозмущенного движения подвижного состава железных дорог. В его работах [1-8] заложены основы применения теории устойчивости движения, разработанной А. М. Ляпуновым, к исследованию устойчивости движения рельсовых экипажей. В. А. Лазарян строго обосновал вопросы корректного выбора расчётных схем экипажей, составления уравнений возмущённого движения, применения теорем А. М. Ляпунова о первом приближении. Работы В. А. Лазаряна по исследованию устойчивости движения рельсовых экипажей явились основополагающими для ряда последующих исследований.

Не ставя перед собой задачу: сделать обзор работ школы В. А. Лазаряна в области устойчивости движения рельсовых экипажей, остановимся на некоторых положениях его работ в этом направлении, наиболее близких авторам статьи.

Следует отметить, что В. А. Лазарян очень внимательно следил за прикладной направленностью работ, выполняемых в коллективе, которым он руководил. Практически решение задач, связанных с исследованием устойчивости движения локомотивов, началось в 1957 году, когда В. А. Лазарян с группой сотрудников ДИИТа, в которую входили И. Г. Барбас, Е. П. Блохин, Э. З. Воскобойник, М. Л. Коротенко, А. И. Стукалов, выехали на Новочеркасский электровагоностроительный завод для определения направления исследований [9]. Кроме этого на завод была направлена группа студентов-дипломников факультета электрификации и

вагон-лаборатория, на базе которого был проведен ряд опытов по определению параметров колебаний вновь построенных электровагонов.

При постановке задач исследования устойчивости движения рельсовых экипажей В. А. Лазарян большое внимание уделял корректной постановке задачи, в частности, выбору расчётной схемы. Он исходил из того, что расчётную схему надо выбирать так, чтобы она по возможности наиболее полно отражала исследуемые свойства реальной системы [10]. При этом приходится рассматривать рельсовые экипажи как нелинейные механические системы с большим числом степеней свободы. Учёт конечной жёсткости пути, когда приходится рассматривать систему «экипаж-путь», ещё больше усложняет рассматриваемую систему. Конечно, это создавало большие трудности при решении указанных задач, так как в то время основным средством вычислительной техники был арифмометр типа Феликс.

Использование вычислительной техники

В. А. Лазарян всегда уделял большое внимание развитию вычислительной техники и подготовке специалистов ею владеющих. По его инициативе был создан факультет вычислительной техники, приобретались электронные модели непрерывного действия (МПТ-9, ЭМУ-8 и др.) и цифровые вычислительные машины, а при лаборатории динамики и прочности подвижного состава ДИИТа был организован вычислительный центр.

При использовании математических машин непрерывного действия для исследования устойчивости движения оказалось, что для неустойчивых систем переменные быстро возрас-

тают, и выходят за пределы шкалы машины и решение становится невозможным. Поэтому В. А. Лазарян предложил использовать приём сдвига корней [3], при котором выполняется замена переменных $\mathbf{x} = \mathbf{x}^* e^{\alpha t}$, где $\mathbf{x}$ и $\mathbf{x}^*$ — векторы физических координат, а α — вещественное число. При этом матрица A исходной системы уравнений $\dot{\mathbf{x}} = A\mathbf{x}$ примет вид $A^* = A - \alpha E$, где E — единичная матрица, а собственные числа матрицы A^* будут равны $\lambda_i^* = \lambda_i - \alpha$. Если принять $\alpha > h_{\max}$, где $h_{\max}$ — наибольшая вещественная часть собственных чисел λ , то система дифференциальных уравнений станет асимптотически устойчивой и её можно решить на аналоговой вычислительной машине. С другой стороны, если от нормальной формы Коши перейти к уравнениям второго порядка, то вместо исходной неустойчивой системы $M\ddot{\mathbf{q}} + B\dot{\mathbf{q}} + C\mathbf{q} = \mathbf{0}$ получим систему

$$M\ddot{\mathbf{q}} + (B + 2\alpha M)\dot{\mathbf{q}} + (C + \alpha B + \alpha^2 M)\mathbf{q} = \mathbf{0},$$

где M, B, C — матрицы инерционных, диссипативных и упругих коэффициентов исходной системы.

Анализ добавок, которые вводятся в систему, позволяет судить о том, как изменить структуру и параметры исходной системы, чтобы её движение стало асимптотически устойчивым. При помощи приёма сдвига корней был получен ряд результатов, в частности определены структура и параметры расчётной схемы четырёхосного полувагона, при которых его движение становится асимптотически устойчивым в широком диапазоне скоростей [9].

Появление цифровых вычислительных машин открыло новые горизонты. Но оказалось, что для нахождения собственных чисел и векторов матриц сравнительно высокого порядка не подходят методы, разработанные для ручного счёта. Была проделана большая работа [11] по проверке и выбору численных алгоритмов, пригодных для решения задач, связанных с исследованием устойчивости движения рельсовых экипажей. Следует заметить, что кроме сравнительно высокого порядка соответствующие матрицы коэффициентов являются несимметричными в связи с наличием в исследуемой системе неконсервативных позиционных сил и характерны наличием близких и кратных собственных чисел, что создаёт проблемы при расчётах. Именно эти особенности исследуемых систем повлияли на выбор методов их анализа и синтеза, привели к необходимости разработки новых теоретических подходов и вычислительных методов.

Численные методы оптимизации

Для стабилизации движения механических систем большие перспективы открывает применение достаточно хорошо разработанных в настоящее время методов оптимизации. Проще всего эта задача решается для систем, движение которых описывается линейными или линеаризованными уравнениями первого приближения по А. М. Ляпунову. В этом случае показателем качества системы с точки зрения устойчивости движения является $h_{\max}$ — максимальная величина вещественных частей собственных чисел матрицы коэффициентов уравнений возмущённого движения системы, причём для устойчивой системы, когда $h_{\max} < 0$, можно считать, что величина $\eta = |h_{\max}|$ характеризует запас устойчивости движения системы. Так как собственные числа в связи с высоким порядком матриц не могут быть получены в общем виде, для их определения и для организации процесса оптимизации необходимо применение численных методов. Поскольку в число параметров, от которых зависит устойчивость движения, входят не только величины, соответствующие конструкционным особенностям рассматриваемого экипажа, но и скорость его движения v , возможны две постановки задачи оптимизации:

1. Определение параметров экипажа, при которых запас устойчивости максимален при заданной скорости движения
2. Определение параметров экипажа, при которых критическая с точки зрения устойчивости движения скорость максимальна при заданной величине запаса устойчивости.

Решением задачи оптимизации параметров рельсовых экипажей в указанной постановке занимались В. А. Лазарян, М. Л. Коротенко, Ю. В. Дёмин, Л. А. Длугач, О. М. Маркова, И. А. Серебряный, Ю. Н. Базилевич [11—17].

В первом варианте в качестве функции цели можно рассматривать

$$Q(\mathbf{a}) = \max_i \operatorname{Re}(\lambda_i) \quad i = \overline{1, n},$$

где $\mathbf{a}$ — вектор варьируемых параметров; λ_i — собственные числа матрицы A линеаризованной системы $\dot{\mathbf{x}} = A\mathbf{x}$ уравнений возмущённого движения, и решается задача поиска $Q^* = \min Q(\mathbf{a})$.

Во втором варианте целевая функция

$$Q(\mathbf{a}) = v_{\text{кр}}(\mathbf{a})$$

и решается задача поиска $Q^* = \max Q(\mathbf{a})$.

При помощи этого подхода были определены рациональные параметры ряда локомотивов и вагонов. В качестве методов оптимизации

использовались как регулярные, так и случайные методы поиска экстремума.

Так как эффективность поиска существенно зависит от особенностей целевой функции, детально рассмотрен её характер. Так в работах М. Л. Коротенко, Ю. Н. Базилевича, В. А. Татариновой [18, 19] учитывается овражность, связанная с тем, что значение $\min_{\alpha} \max_i \operatorname{Re}(\lambda_i)$ может достигаться для различных собственных значений $\lambda_1(\alpha)$ и $\lambda_2(\alpha)$, имеющих различные градиенты (считаем, что собственные числа занумерованы в порядке убывания их вещественных частей). При этом для оптимизации используется градиентный метод, а составляющие градиента вычисляются с помощью формулы, определяющей чувствительность собственных чисел матрицы к изменению её параметров [5, 20]. Для реализации этого способа необходимо после того, как окажется, что $\operatorname{Re} \lambda_1 - \operatorname{Re} \lambda_2 < \varepsilon$ (ε — малое положительное число), выбирать длину очередного шага такой, чтобы после него с некоторой точностью выполнялось равенство $\operatorname{Re} \lambda_2 = \operatorname{Re} \lambda_1$, а затем находить направление следующего шага с учетом этого равенства. Проведенные вычисления показали, что применение овражных методов в рассмотренных задачах ускоряет процесс оптимизации и позволяет найти место «оврага», в котором находятся оптимальные значения целевой функции.

Корректное упрощение дифференциальных уравнений возмущённого движения

Исследование устойчивости движения рельсовых экипажей приводит к необходимости анализа систем дифференциальных уравнений и определения собственных чисел матриц коэффициентов линейных или линеаризованных дифференциальных уравнений возмущённого движения высокого порядка. Наличие в числе сил, действующих в системе, неконсервативных позиционных сил приводит к невозможности приведения системы к главным координатам и существенно усложняет решение поставленной задачи.

Для упрощения решения задачи использовались методы корректного понижения порядка рассматриваемых систем уравнений. При этом использовались два подхода.

В первом подходе для понижения порядка исходных линейных систем использовались методы точной декомпозиции, в числе которых — как методы использующие аппарат теории

групп, так и теоремы о строении конечномерных алгебр.

При использовании методов декомпозиции, учитывающих симметрию с помощью теории групп, разработаны новые подходы для учёта влияния неконсервативных позиционных сил и эффективного выполнения соответствующих расчётов [21–23]. Например, получено, что система уравнений возмущённого движения восьмиосного вагона с одинарным рессорным подвешиванием, имеющая 32-й порядок, разбивается на шесть подсистем с порядками соответственно 2, 4, 6, 6, 6, 8, причем две подсистемы 6-ого порядка идентичны. При анализе расчётной схемы экипажа высокоскоростного наземного транспорта на электромагнитном подвешивании получено, что система уравнений 78-ого порядка распадается на четыре подсистемы, имеющие порядки 12, 12, 28 и 26.

Для дальнейшего понижения порядка Ю. Н. Базилевичем были разработаны [21, 24, 25] методы приведения нескольких матриц к наилучшему блочно-диагональному и наилучшему блочно-треугольному виду с помощью замены переменных. Следует заметить, что готовое решение таких задач есть только для случая одной матрицы. Одну матрицу можно привести к её жордановой форме. Создание канонической формы для пары матриц — знаменитая нерешённая задача. Эту задачу и эквивалентные ей задачи называют дикими задачами [26].

Второй подход связан с упрощением нелинейных дифференциальных уравнений.

В работе [27] для корректного понижения порядка нелинейных дифференциальных уравнений возмущённого движения автономных систем предложен метод, основанный на исключении быстро затухающих решений. При этом сначала производится линеаризация исходной системы методами чебышевских приближений [28] и последующее приведение линеаризованной системы к главным фазовым координатам при помощи матрицы преобразования, столбцами которой являются собственные векторы матрицы линеаризованной системы. Затем в нелинейной системе переменные, соответствующие быстро затухающим главным координатам линеаризованной системы, полагаются равными нулю.

Также было рассмотрено понижение порядка неавтономных нелинейных систем [7].

Дальнейшее развитие эти способы получили в работе [29], в которой рекомендуется вместо лагранжевой применять гамильтонову форму уравнений и использовать преобразование

Уорда [30], чтобы избежать потери точности при обращении плохо обусловленной матрицы.

К указанным работам близка и работа [31], в которой при преобразовании линеаризованной по Чебышеву системы не требуется решения полной проблемы собственных значений матрицы.

Проблема малости начальных возмущений

Как известно, теоремы Ляпунова об устойчивости и неустойчивости по первому приближению применимы только при достаточно малых начальных и текущих возмущениях [5]. Поэтому необходима оценка результатов, полученных по первому приближению.

В этом направлении важна работа Ю. Н. Базилевича [32], в которой получена оценка области притяжения решения системы дифференциальных уравнений, т. е. такой области, внутри которой начальные возмущения гарантированно будут достаточно малыми для применения теории А. М. Ляпунова.

Так для системы уравнений

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{F}(\mathbf{x}),$$

где $\mathbf{x}$ – n -мерный вещественный вектор; $\mathbf{A}$ – постоянная вещественная матрица простой структуры; $\mathbf{F}(\mathbf{x})$ – вектор-функция, для которой выполняется неравенство

$$\|\mathbf{F}(\mathbf{x})\| \leq M \cdot \|\mathbf{x}\|^{1+\alpha},$$

где M и α – положительные числа; $\|\cdot\|$ – евклидова норма: $\|\mathbf{x}\|^2 = \sum_k |\mathbf{x}_k|^2$, достаточно малыми

будут начальные возмущения, удовлетворяющие неравенству

$$\mathbf{x}_0^* (P^{-1})^* P^{-1} \mathbf{x}_0 < \left(\frac{-\max \operatorname{Re} \lambda_k}{n \cdot \|P^{-1}\| \cdot M \cdot \|P\|^{1+\alpha}} \right)^{2/\alpha}$$

(здесь λ_i – собственные числа матрицы $\mathbf{A}$; P – матрица, столбцами которой являются собственные векторы матрицы $\mathbf{A}$).

Соответствующие расчеты можно выполнить даже для системы уравнений высокого порядка. Действительно, все вычисления здесь сводятся к определению собственных чисел и канонических базисов матриц. Это можно осуществить с помощью хорошо зарекомендовавших себя алгоритмов (например, QR -алгоритма и метода обратных итераций).

Достоинствами предложенной оценки являются её сравнительная простота и применимость к системе достаточно высокого порядка, а также непосредственное присутствие в фор-

муле величины $h = \max_i \operatorname{Re}(\lambda_i)$, используемой в качестве запаса устойчивости в задачах больших размерностей.

К этому направлению примыкает работа [28], в которой предлагается заменить правые части уравнений возмущённого движения их лучшим линейным приближением по Чебышеву в заданной окрестности D начала координат. В этом случае расширяется область применения первого приближения и появляется возможность привести критические случаи к не-критическим [28, 33-35].

Заключение

Обширные теоретические результаты и богатый экспериментальный материал по исследованию динамики локомотивов и вагонов позволили В. А. Лазарю сформулировать требования, обеспечивающие хорошие динамические качества рельсовых экипажей [36]. Требования эти содержат два условия. Первое заключается в том, что асимптотическая устойчивость в заданном диапазоне скоростей должна быть обеспечена. Условие это является необходимым, но не достаточным, так как необходимо еще, чтобы перемещения, ускорения и усилия, возникающие вследствие колебаний при движении экипажей по рельсовому пути не превышали заданных значений. То есть параметры системы должны выбираться из области асимптотической устойчивости при условии, что реакция системы на возмущения при вынужденных колебаниях будет ограничена. Этот результат является важным для проектирования и оценки конструкций рельсовых экипажей.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Лазарян, В. А. Собственные колебания тележных грузовых вагонов [Текст] / В. А. Лазарян // Вестник ВНИИЖТ. – 1958. – № 2. – С. 7-12.
2. Лазарян, В. А. Власні коливання локомотивів [Текст] / В. А. Лазарян // Прикл. механіка. – 1960. – 6, № 1. – С. 312-319.
3. Лазарян, В. А. Применение математических машин непрерывного действия к решению задач динамики подвижного состава железных дорог. [Текст] / В. А. Лазарян. – М.: Трансжелдориздат, 1962. – 218 с.
4. Лазарян, В. А. Динамика вагонов [Текст] / В. А. Лазарян. – М.: Транспорт, 1964. – 256 с.
5. Лазарян, В. А. Устойчивость движения рельсовых экипажей [Текст] / В. А. Лазарян, Л. А. Длугач, М. Л. Коротенко. – К.: Наук. думка, 1972. – 199 с.
6. Лазарян, В. А. Исследования устойчивости движения рельсовых экипажей [Текст] /

- В. А. Лазарян // Прикл. механика. – 1977. – № 10. – С. 80-86.
7. Лазарян, В. А. Применение принципа сведения к исследованию колебаний неавтономных нелинейных систем [Текст] / В. А. Лазарян, Л. А. Длугач, М. Л. Коротенко // Нагруженность, колебания и прочность сложных механических систем : сб. ст. / АН УССР, Днепропетр. отделение ин-та механики. – К.: Наук. думка, 1977. – С. 3-7.
8. Лазарян, В. А. Колебания железнодорожного состава [Текст] / В. А. Лазарян // Вибрации в технике. – М., 1980. – Т. 3: Машиностроение. – С. 398-433.
9. Лазарян, В. А. Определение параметров четырехосного полувагона, при которых его движение устойчиво [Текст] / В. А. Лазарян, М. Л. Коротенко, А. А. Львов // Вопросы динамики и прочности подвижного состава: Тр. ДИИТа. – М., 1966. – Вып. 62. – С. 3-25.
10. Лазарян, В. А. Влияние упрощений расчетной схемы на результаты исследования устойчивости движения четырехосного полувагона [Текст] / В. А. Лазарян, М. Л. Коротенко, В. Д. Данович // Вопросы динамики подвижного состава: Тр. ДИИТа. – М., 1967. – Вып. 68. – С. 42-47.
11. Определение собственных значений матриц высоких порядков при помощи QR-алгоритма [Текст] / В. А. Лазарян и др. // Некоторые задачи механики скоростного рельсового транспорта: Материалы науч.-техн. совещ. (Днепропетровск, 1972 г.). – К., 1973. – С. 43-55.
12. Лазарян, В. А. Применение численных методов оптимизации к исследованию устойчивости невозмущенного движения [Текст] / В. А. Лазарян, М. Л. Коротенко // Переходные режимы движения и колебания подвижного состава: Тр. ДИИТа. – Д., 1970. – Вып. 114. – С. 69-73.
13. Лазарян, В. А. Применение численных методов оптимизации к определению рациональных параметров рельсовых экипажей [Текст] / В. А. Лазарян, М. Л. Коротенко, О. М. Ратникова // Вычислительная математика в современном научно-техническом прогрессе: Тр. науч. конф. – Канев, 1974. – С. 3-6.
14. Лазарян, В. А. Применение метода случайного поиска к определению рациональных значений параметров рессорного подвешивания [Текст] / В. А. Лазарян, М. Л. Коротенко, О. М. Ратникова // Динамика и прочность высокоскоростного наземного транспорта / АН УССР. – К. 1976. – С. 97-103.
15. Зильберман, И. А. Об одном алгоритме оптимизации параметров динамических систем [Текст] / И. А. Зильберман, М. Л. Коротенко // Динамика и прочность высокоскоростного наземного транспорта / АН УССР. – К., 1976. – С. 106-110.
16. Коротенко, М. Л. Оптимизация параметров рельсовых экипажей по величине критической скорости [Текст] / М. Л. Коротенко, О. М. Ратникова // Исследования в области динамики рельсовых экипажей: Тр. ДИИТа. – Д., 1976. – Вып. 182/22. – С. 18-21.
17. Коротенко, М. Л. К использованию одного из методов глобального поиска при определении рациональных параметров рельсовых экипажей [Текст] / М. Л. Коротенко, О. М. Ратникова // Динамика и прочность высокоскоростного наземного транспорта / АН УССР. – К., 1976. – С. 103-106.
18. Базилевич, Ю. Н. О применении методов теории чувствительности для стабилизации сложных динамических систем. [Текст] / Ю. Н. Базилевич, М. Л. Коротенко, В. А. Татарина // Теория инвариантности и её применение. Ч. 2. – К.: Наук. думка, 1979. – С. 16-21.
19. Коротенко, М. Л. Оптимизация параметров механических систем при овражном характере целевой функции [Текст] / М. Л. Коротенко, Ю. Н. Базилевич, В. А. Татарина // Динамика и прочность сложных механических систем. – К., 1977. – С. 31-33.
20. Като, Т. Теория возмущений линейных операторов [Текст] / Т. Като. – М.: Мир, 1972. – 740 с.
21. Базилевич, Ю. Н. Расщепление уравнений неконсервативной колебательной системы, обладающей симметрией, с помощью теории групп [Текст] / Ю. Н. Базилевич // Некоторые задачи механики скоростного наземного транспорта. – К.: Наук. думка, 1974. – С. 53-56.
22. Базилевич, Ю. Н. Численные методы декомпозиции в линейных задачах механики [Текст] / Ю. Н. Базилевич – К.: Наук. думка, 1987. – 156 с.
23. Базилевич, Ю. Н. Вибір узагальнених координат локомотива з трьома візками з урахуванням симетрії його розрахункової схеми [Текст] / Ю. М. Базилевич, М. Л. Коротенко // Вісник Запорізького держ. ун-ту. Фізико-математичні науки, Біологічні науки. № 1, 2000. – С. 13-16.
24. Базилевич, Ю. Н. Приведение системы линейных дифференциальных уравнений к максимально возможному количеству независимых подсистем [Текст] / Ю. Н. Базилевич // Дифференц. уравнения. – 1980. – 16, № 2. – С. 360-361.
25. Базилевич, Ю. Н. Точная декомпозиция линейных систем [Электрон. ресурс] / Ю. Н. Базилевич // Электронный журнал «Исследовано в России», 018, стр. 182-190, 2006 г. – Способ доступа – <http://zhurnal.apelarn.ru/articles/2006/018.pdf>
26. Дрозд, Ю. А. О ручных и диких матричных задачах [Текст] / Ю. А. Дрозд // Матричные задачи. – К.: Ин-т математики АН УССР, 1977. – С. 104-114.
27. Понижение порядка систем нелинейных дифференциальных уравнений движения путем исключения быстро затухающих решений [Текст] / В. А. Лазарян и др. // Прикл. механика. – 1975. – Вып. 8. – С. 81-88.

28. Длугач, Л. А. О применении методов чебышевской аппроксимации к исследованию устойчивости движения в критических случаях [Текст] / Л. А. Длугач // Прикл. механика. – 1965. – Вып. 8. – С. 139-140.
29. Длугач, Л. А. Понижение порядка гамильтоновых систем [Текст] / Л. А. Длугач, В. А. Татаринова // Нагруженность и динамические качества механических систем. – К.: Наук. думка, 1981. – С. 19-24.
30. Парс, Л. Аналитическая динамика [Текст] / Л. Парс. – М.: Мир, 1970. – 636 с.
31. Зильберман, И. А. О понижении порядка системы дифференциальных уравнений [Текст] / И. А. Зильберман // Нагруженность и динамические качества механических систем. – К.: Наук. думка, 1981. – С. 24-28.
32. Базилевич, Ю. Н. Оценка области притяжения решения уравнений движения с помощью собственных чисел [Текст] / Ю. Н. Базилевич // Колебания и динамические качества механических систем. – К.: Наук. думка, 1983. – С. 14-17.
33. Длугач, Л. А. Применение методов чебышевского приближения к вопросам устойчивости нелинейных колебаний [Текст] / Л. А. Длугач // Сопровождение по проблеме нелинейных колебаний механических систем: Тез. докл. – Рига, 1964. – С. 33-34.
34. Длугач, Л. А. О применении Чебышевских приближений к вопросам нелинейных колебаний [Текст] / Л. А. Длугач // Вопросы динамики подвижного состава и применения математических машин: Тр. ДИИТа. – Д., 1964. – Вып. 50. – С. 47-51.
35. Длугач, Л. А. Использование чебышевской аппроксимации для исследования устойчивости движения железнодорожных экипажей [Текст] / Л. А. Длугач, Е. Н. Добровольская // Решение инженерных задач для железнодорожного транспорта: Тр. ДИИТа. – Д., 1973. – Вып. 3. – С. 61-65.
36. Лазарян, В. А. Современные проблемы транспортных средств [Текст] / В. А. Лазарян // Нагруженность, прочность, устойчивость движения механических систем. – К.: Наук. думка, 1980. – С. 3-43.

Поступила в редколлегию 31.07.2009

С. А. КОСТРИЦЯ, к.т.н., доцент, ДІТ (Україна);
Б. М. ТОВТ, ДІТ (Україна)

ЧИСЕЛЬНА РЕАЛІЗАЦІЯ МЕТОДІВ МАТЕМАТИЧНОГО ПРОГРАМУВАННЯ В ЗАДАЧАХ ОПТИМАЛЬНОГО ПРОЕКТУВАННЯ МЕХАНІЧНИХ КОНСТРУКЦІЙ

У статті розглядається питання чисельної реалізації методів математичного програмування в задачах оптимального проектування механічних конструкцій. На базі методу проєкцій градієнта розроблена й апробована методика чисельної оптимізації механічних конструкцій. Виконано аналіз збіжності процесу оптимізації для різних початкових проєктів. Надано рекомендації щодо добору початкових проєктів при чисельній оптимізації.

В статье рассматривается вопрос численной реализации методов математического программирования в задачах оптимального проектирования механических конструкций. На базе метода проекций градиента разработана и апробирована методика численной оптимизации механических конструкций. Выполнен анализ сходимости процесса оптимизации для различных начальных проектов. Даны рекомендации по выбору начальных проектов при численной оптимизации.

In the article the question of numeral realization of methods of the mathematical programming is examined in the tasks of the optimum planning of mechanical constructions. On the base of method of gradient projections the method of numeral optimization of mechanical constructions is developed and approved. The analysis of convergence of optimization process is executed for different initial projects. The recommendation on the choice of initial projects during numeral optimization is given.

Однією з першочергових задач на даному етапі розвитку техніки є задача оптимального проектування механічних конструкцій. Актуальність порушеної проблеми ґрунтується на необхідності економії матеріалів і сировини на стадіях як виготовлення, так і проектування машин. Існує значна кількість першоджерел з питань математичного програмування, теорії та методів оптимізації. Однак проблема чисельної реалізації методів математичного програмування належить до задач оптимального проектування механічних конструкцій досліджена недостатньо. Тому постає питання розробки дієвої процедури чисельної оптимізації у задачах механіки.

Задачу нелінійного математичного програмування у формальній постановці сформулюємо так: знайти такий вектор змінних проектування (проєкт конструкції) $b \in R^k$, який мінімізує функціонал якості

$$\psi_0(b) \quad (1)$$

при заданих обмеженнях

$$\psi_i(b) = 0, i = 1, \dots, n, \quad (2)$$

$$\psi_i(b) \leq 0, i = n + 1, \dots, m, \quad (3)$$

Для вирішення задачі застосуємо метод проєкцій градієнта (МПП), алгоритм якого базується на тому, що на кожній ітерації функціонал

якості зменшується, а обмеження не порушуються [1, 2].

Основну складність при використанні МПП для оптимізації реальних конструкцій представляє процедура обчислення матриці градієнтів функцій які задають обмеження на змінні проектування і параметри стану конструкції.

Матриця обмежень A має вигляд:

$$A = \left(\frac{\partial \psi(B, Z)}{\partial B} \right)^T = \begin{bmatrix} \frac{\partial \psi_1}{\partial b_1} & \frac{\partial \psi_1}{\partial b_2} & \dots & \frac{\partial \psi_1}{\partial b_j} \\ \frac{\partial \psi_2}{\partial b_1} & \frac{\partial \psi_2}{\partial b_2} & \dots & \frac{\partial \psi_2}{\partial b_j} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ \frac{\partial \psi_m}{\partial b_1} & \frac{\partial \psi_m}{\partial b_2} & \dots & \frac{\partial \psi_m}{\partial b_j} \end{bmatrix}, \quad (4)$$

де Z – вектор розмірності m змінних стану; B – вектор розмірності j змінних проектування.

Елементи матриці $\frac{\partial \psi(B, Z)}{\partial B}$ можна знайти

шляхом диференціювання аналітичних залежностей обмежень від змінних проектування. Але при оптимізації реальних механічних конструкцій такі залежності одержати практично неможливо, тому пропонується складові елементи матриці обмежень одержувати чисельно

[3]. З цією метою використаємо відомий вираз для обчислення частинних похідних функції багатьох змінних:

$$\frac{\partial \psi_i}{\partial b_k} = \frac{\psi_i(b_1, b_2, \dots, b_k + \Delta b_k, \dots, b_j) - \psi_i(b_1, b_2, \dots, b_k, \dots, b_j)}{\Delta b_k} \quad (5)$$

Визначення значень функції ψ_i виконується розрахунком конструкції за методом скінченних елементів (МСЕ) [4]. А саме: спочатку визначаються напруження σ'_i у елементі, для якого задані обмеження потім, після надання приросту k -му параметру, розрахунок повторюється та визначається напруження σ''_i за зміненого значення k -го параметра.

Складові матриці обмежень визначаються як

$$\frac{\partial \psi_i}{\partial b_k} = \frac{\sigma''_i - \sigma'_i}{\Delta b_k} \quad (6)$$

З метою якісної оцінки впливу варіацій змінних проектування на цільову функцію використовуються вираз:

$$\frac{\partial \psi_i}{\partial b_k} = \frac{\sigma''_i - \sigma'_i}{\Delta b_k} \cdot \lambda, \quad (7)$$

де λ – нормуючий множник, який обчислюється за виразом:

$$\lambda = \frac{1}{\sqrt{\sum_{j=1}^m \left(\frac{\sigma''_j - \sigma'_j}{\Delta b_k} \right)^2}} \quad (8)$$

Недоліком такої методики можна назвати необхідність перерахунку конструкції за МСЕ. Проте це нівелюється сучасним рівнем розвитку обчислювальної техніки. Важливою особливістю запропонованої методики є невелика розмірність матриці обмежень. Наприклад, приналежно до задач механіки деформованого тіла, міцність конструкції за деякого виду навантаження обумовлена міцністю кількох елементів. З цього виходить, що число функцій обмежень за міцністю і розмірність матриці обмежень A будуть невеликі.

Для апробації методики чисельної оптимізації оберемо задачу оптимізації тристрижневої статично невизначеної ферми, яка має аналітичне рішення [1]. Навантаження ферми здійснюється силою $P = 28,3$ кН яка прикладена під кутом $\theta = 45^\circ$ (див. рис. 1).

Метою проектування є вибір площ поперечних перерізів окремих стрижнів b_1 , b_2 і b_3 таким чином, щоб ферма мала найменшу вагу

та задовольнялись обмеження на напруження та розміри стрижнів. Функціонал якості для даної задачі – вага конструкції:

$$\psi_0 = \rho \cdot g \cdot (10\sqrt{2} \cdot b_1 + 10 \cdot b_2 + 10\sqrt{2} \cdot b_3),$$

де $\rho \cdot g$ – питома вага матеріалу, з якого виготовлена ферма.

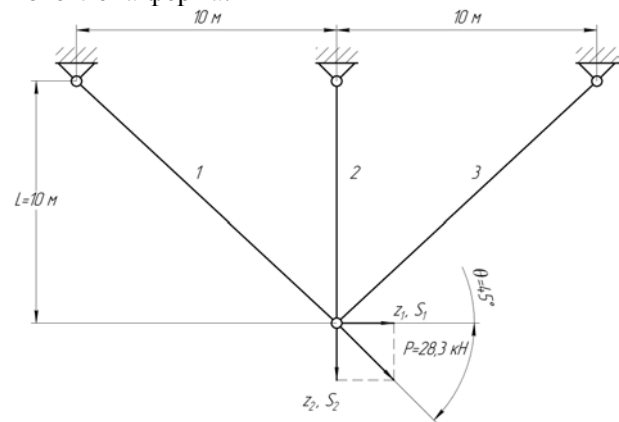


Рис. 1. Тристрижнева ферма

Обмеження на напруження у стрижнях ферми:

$$\begin{aligned} \sigma_1 - [\sigma_1] &\leq 0, \\ \sigma_2 - [\sigma_2] &\leq 0, \\ \sigma_3 - [\sigma_3] &\leq 0. \end{aligned}$$

Обмеження на змінні проектування задамо у вигляді:

$$b_1 > 0, b_2 > 0, b_3 > 0.$$

Задача була вирішена трьома способами:

- ✓ аналітично, за допомогою умов Куна-Таккера;
- ✓ чисельно, МПГ з використанням аналітичних виразів для функцій які задають обмеження на напруження у стрижнях;
- ✓ чисельно, МПГ з використанням запропонованої чисельної процедури визначення градієнтів функцій які задають обмеження на напруження у стрижнях (МПГ сумісно із МСЕ).

Оптимальні проекти та значення функціонала якості, обчислені різними способами наведені у табл. 1.

Як видно з табл. 1, значення цільової функції при чисельній оптимізації є близьким до аналітичного рішення. Менше значення цільової функції для способів чисельної оптимізації пояснюється наявністю заданої, на початку процедури оптимізації, точності визначення функцій активних обмежень і збіжності рішення. За третім способом, як бачимо за вектором оптимального проекту, отримали що середній стрижень матиме дещо більший поперечний переріз, ніж у перших двох ($0,604 \text{ см}^2$ супроти

0,577 см² і 0,518 см²). З боковими нахиленими стрижнями ситуація протилежна (1,082 см² супроти 1,115 см² і 1,134 см²). Результати розв'язку індикаторної задачі підтверджують правиль-

ність запропонованої методики чисельної оптимізації механічних конструкцій за допомогою МПГ сумісно із МСЕ.

Таблиця 1

Оптимальні проекти та значення цільової функції

№	Метод оптимізації	Оптимальний проект b , см ²	Оптимальне значення ψ_0
1	Умови Куна-Таккера	$[1,115 \ 0,577]^T$	3,731
2	МПГ	$[1,134 \ 0,518]^T$	3,725
3	МПГ+МСЕ	$[1,082 \ 0,604]^T$	3,664

Аналіз процесу оптимізації за МПГ сумісно із МСЕ виконано також на прикладі балкового ростверку, розрахункова схема якого зображена на рис. 2.

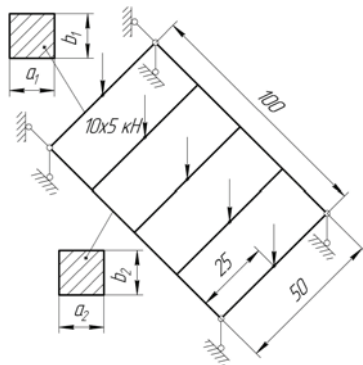


Рис. 2. Балковий ростверк

У якості функціонала якості виступав сумарний об'єм конструкції:

$$\psi_0 = 5 \cdot (50 \cdot a_1 \cdot b_1) + 2 \cdot (100 \cdot a_2 \cdot b_2)$$

де a_1, b_1, a_2, b_2 – змінні проектування (розміри поперечних перерізів балок).

Задача полягала у мінімізації функціонала якості за заданих обмежень на змінні стану і змінні проектування.

Обмеження на змінні стану задавались у вигляді:

$$\sigma_1 - [\sigma] \leq 0,$$

$$\sigma_2 - [\sigma] \leq 0.$$

де $\sigma_i, i=1,2$ – дійсне значення максимального напруження відповідно у поперечних та поздовжніх балках;

$[\sigma]$ – допустиме значення напруження яке приймалось рівним 200 МПа.

Обмеження на змінні проектування приймались у вигляді:

$$a_1 > 0, b_1 > 0, a_2 > 0, b_2 > 0.$$

Для даної механічної системи аналітичні залежності напружень від змінних проектування відсутні. Тому для вирішення цієї задачі застосовано методику чисельної оптимізації за МПГ сумісно із МСЕ.

Для порівняльного аналізу була проведена оптимізація конструкції з двох різних початкових проектів. Один з яких мав балки з прямокутним поперечним перерізом (проект b_1^0), другий – квадратним поперечним перерізом (проект b_2^0):

$$b^0 = [a_1 \ b_1 \ a_2 \ b_2]^T$$

$$b_1^0 = [3 \ 4 \ 3 \ 5,5]^T$$

$$b_2^0 = [3,5 \ 3,5 \ 4,5 \ 4,5]^T$$

Як видно із графіків, зображених на рис. 3 і 4, для прикладу з b_1^0 одержали 51 і 40 % зменшення об'єму матеріалу відповідно у порівнянні із початковим ($\psi_0 = 6300$ см³) і вихідним проектами ($\psi_0 = 5180$ см³) (вихідним називатимемо наступний за початковим проект із активним обмеженнями). Оптимальний проект було досягнуто за 28 ітерацій.

Для прикладу з b_2^0 отримали 56% і 51% вигащ у об'ємі матеріалу відповідно у порівнянні з початковим ($\psi_0 = 7112$ см³) і вихідним проектами ($\psi_0 = 6253$ см³). Конструкцію було оптимізовано за 37 ітерацій. Одержані результати зведено до табл. 2.

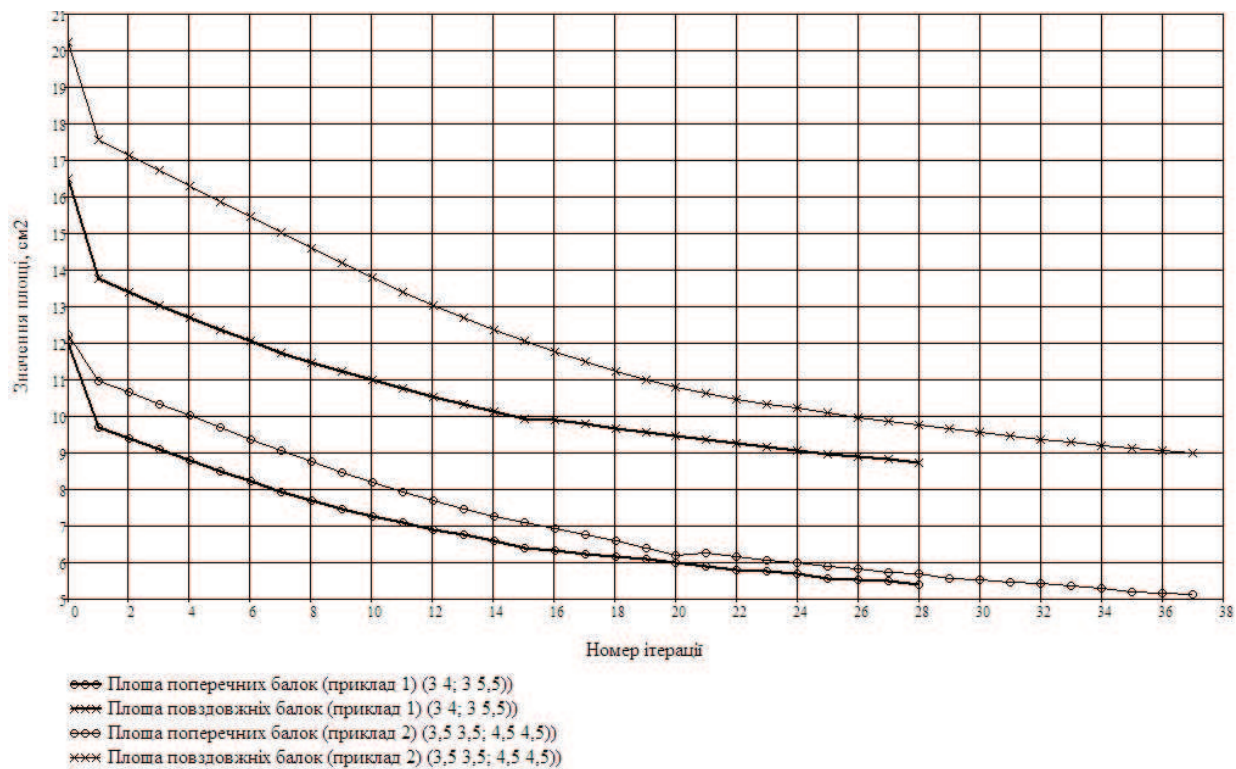


Рис. 3. Графік зміни площ поперечних перерізів балкового ростверку у ході оптимізаційного процесу

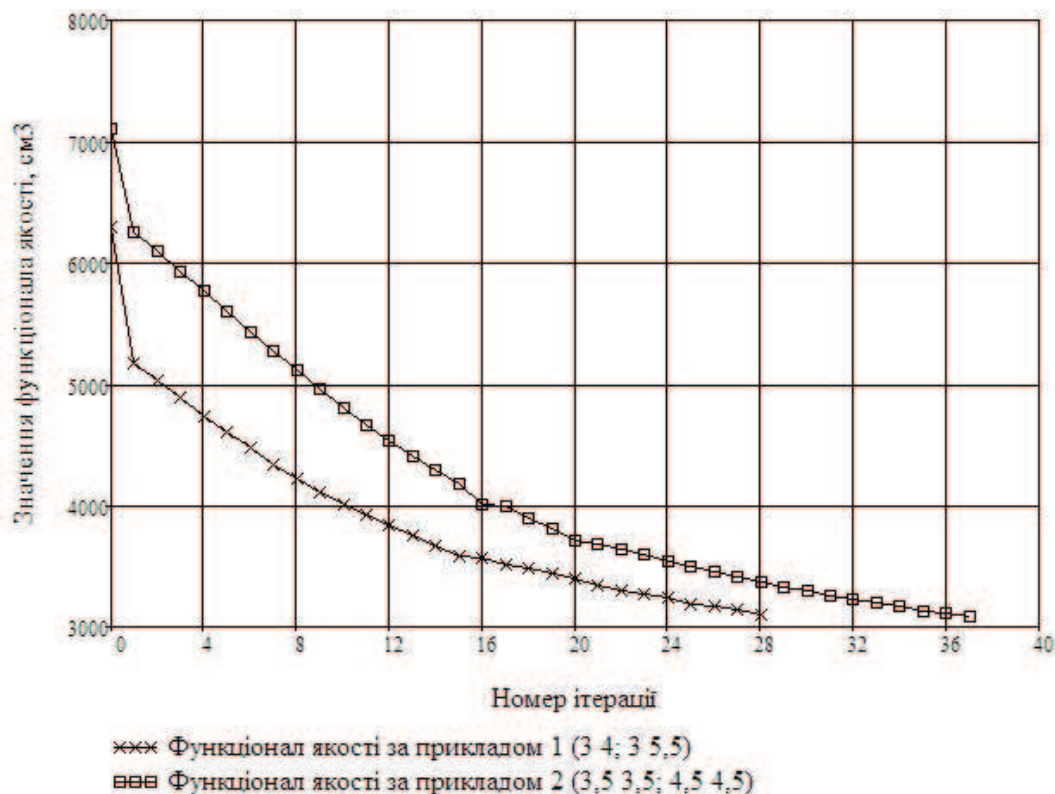


Рис. 4. Графік зміни функціонала якості задачі у ході оптимізаційного процесу

Одержані результати вказують на те, що оптимізаційний процес збігається до оптимального проекту з різних початкових параметрах. Відмітимо, що темп оптимізації падає з наближенням до оптимального проекту (рис. 4). По-

яснюється це особливостями алгоритму оптимізаційної процедури [1]. Слід зауважити, що кількість ітерацій для проекту b_1^0 , з початковою формою перерізу балок у вигляді прямокутника менша, ніж для проекту b_2^0 – з початковою фо-

рмою перерізу балок у вигляді квадрату, причому вираш у кількості обчислень є значним (11 ітерацій). Усе це вказує на те, що на почат-

ку процедури чисельної оптимізації слід особливо уважно підходити до питання добору змінних проектування у початковому проекті.

Таблиця 2

Результати чисельної оптимізації балкового ростверку

№		1		2	
Початковий проект, см		$b_1^0 = [3 \quad 4 \quad 3 \quad 5,5]^T$		$b_2^0 = [3,5 \quad 3,5 \quad 4,5 \quad 4,5]^T$	
Значення цільової функції, см ³	Значення напружень у елементі, МПа	$\psi_0 = 6300$	$\sigma_1 = 156$ $\sigma_2 = 165$	$\psi_0 = 5180$	$\sigma_1 = 175$ $\sigma_2 = 165$
Вихідний проект, см		$b_1^1 = [2,50 \quad 3,88 \quad 2,52 \quad 5,46]^T$		$b_2^1 = [3,21 \quad 3,42 \quad 4,11 \quad 4,27]^T$	
Значення цільової функції, см ³	Значення напружень у елементі, МПа	$\psi_0 = 5180$	$\sigma_1 = 199$ $\sigma_2 = 200$	$\psi_0 = 6253$	$\sigma_1 = 200$ $\sigma_2 = 200$
Оптимальний проект, см		$b_1^{opt} = [0,77 \quad 7,00 \quad 1,02 \quad 8,57]^T$		$b_1^{opt} = [0,70 \quad 7,36 \quad 1,08 \quad 8,33]^T$	
Значення цільової функції, см ³	Значення напружень у елементі, МПа	$\psi_0 = 3103$	$\sigma_1 = 198$ $\sigma_2 = 200$	$\psi_0 = 3087$	$\sigma_1 = 198$ $\sigma_2 = 200$
Відсоткове зменшення функціонала якості		51	40	56	51
Початковий про-ект	Вихідний проект				
Кількість ітерацій		28		37	

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Хог, Е. Прикладное оптимальное проектирование [Текст] / Е. Хог, Я. Арора. – М.: Мир, 1983. – 480 с.
2. Реклейтис, Г. Оптимизация в технике [Текст] / Г. Реклейтис, А. Рейвиндран, К. Регсдел. – М.: Мир, 1986. – 320 с.
3. Костриця, С. А. Применение МКЭ к задачам оптимального проектирования несущих конст-

- рукций подвижного состава железнодорожного транспорта [Текст] / С. А. Костриця // Вісник Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – 2003. – № 1. – С. 127-129.
4. Бате, К. Численные методы анализа и метод конечных элементов [Текст] / К. Бате, Е. Вилсон. – М.: Стройиздат, 1982. – 448 с.

Надійшла до редколегії 24.07.2009

В. В. КРАВЕЦ, д.т.н., профессор, УГХТУ (Украина);

В. В. КРАВЕЦ, к.т.н. доцент, ДИИТ (Украина);

Т. В. КРАВЕЦ, асс., ДИИТ (Украина)

КВАТЕРНИОННЫЕ МАТРИЦЫ В НЕЛИНЕЙНОЙ ДИНАМИКЕ СКОРОСТНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СИСТЕМ

Наведено систему чотирьох кватерніонних матриць для подання основних залежностей теорії кінцевого повороту, кінематики й нелінійної динаміки асиметричного твердого тіла в тривимірному просторі. Застосувавши рівняння у формі Ейлера-Лагранжа й систему чотирьох кватерніонних матриць, побудована блочно-матрична модель нелінійної динаміки вільного асиметричного твердого тіла в тривимірному просторі. Одержані результати апробовані. Запропоновані алгоритми безпосередньо адаптовані до обчислювального експерименту.

Приведена система четырех кватернионных матриц для представления основных зависимостей теории конечного поворота, кинематики и нелинейной динамики асимметричного твердого тела в трехмерном пространстве. Применяв уравнения в форме Эйлера-Лагранжа и систему четырех кватернионных матриц, построена блочно-матричная модель нелинейной динамики свободного асимметричного твердого тела в трехмерном пространстве. Полученные результаты апробированы. Предложенные алгоритмы непосредственно адаптированы к вычислительному эксперименту.

The system of four quaternion matrices for presentation of main relationships of the theory of final rotation, kinematics and nonlinear dynamics of an asymmetric solid body in a three-dimensional space is presented. By means of application of equations in the form of Euler-Lagrange and the system of four quaternion matrices, the block-matrix model of nonlinear dynamics of a free asymmetric solid body in a three-dimensional space is built. The results obtained are approved. The offered algorithms are adapted directly to computing experiment.

Введение. В Днепропетровске усилиями выдающихся ученых и конструкторов М. К. Янгеля, В. А. Лазаряна, В. С. Будника, Н. Ф. Герасюты был создан мощный научно-технический потенциал способный решать сложные задачи транспортных систем различного назначения не имеющих аналогов в мировой практике: ракет-носителей (РН), боевых железнодорожных ракетных комплексов (БЖРК), высокоскоростного наземного транспорта (ВСНТ) [6, 17, 31]. Силами научных школ по динамике и управлению движением, руководимых В.А. Лазаряном, Н.Ф. Герасютой, и включающих известных ныне ученых Е. П. Блохина, Л. М. Коротенка, В. Ф. Ушкалова, Ю.В. Демина, Г. И. Богомаза, С. В. Мямлина, Н. М. Хачапуридзе, а также А. А. Красовского, И. М. Игдалова, Ю. Д. Шептуна, А.П. Алпатова и др. которыми разрабатывались оригинальные методы исследований транспортных систем на основе натурных и вычислительных экспериментов [2, 11, 12, 19, 25]. При этом большое внимание уделялось организации и проведению математического моделирования динамики, устойчивости, управляемости движением. Технология проведения вычислительных экспериментов поднималась на новый уровень по мере

совершенствования вычислительной техники [5, 23], и достигло высокой степени развития благодаря научным школам, объединившим усилия инженеров, механиков, математиков при разработке и построении математических моделей, адекватных техническим задачам динамики сложных механических систем, включая экипажи скоростного наземного транспорта.

1. Вычислительный эксперимент. Вычислительный эксперимент играет ведущую роль при решении задач динамического проектирования технических систем [6, 12, 13, 17, 19, 21, 27, 31]. Методология вычислительного эксперимента заложена в трудах Глушкова В. М. [5], Моисеева Н. Н. [23] и др. Важными являются разработки отдельных этапов технологического цикла вычислительного эксперимента:

- построение математических моделей адекватных физическим процессам в технических системах, возможность их унификации и модификации;

- составление компактных вычислительных алгоритмов и соответствующих эффективных вычислительных программ, возможность их простой и быстрой верификации.

2. Математическая модель. При разработке математических моделей используются различные методы механики и математический аппарат [3, 7, 8, 10, 11, 21, 27, 30, 33]. Научная школа, возглавляемая академиком В. А. Лазаряном для построения математических моделей динамики железнодорожных экипажей, широко использует уравнения Лагранжа второго рода в обобщенных координатах. Дальнейшее развитие этого научного направления связано с поиском целесообразной формы представления математических моделей адаптированных к современной вычислительной технике. Для этой цели используются дифференциальные уравнения движения в форме Эйлера-Лагранжа, которые в значительной мере облегчают процесс построения математических моделей и позволяют получить симметричную и более простую структуру этих уравнений при сравнении с традиционными уравнениями И. Ньютона (координатный метод), Ж. Лагранжа (метод обобщенных координат) [10, 28]. Центральным элементом такой концепции является симметрия [36], понимаемая по Г. Вейлю как упорядоченность, совершенство [4]. А. И. Лурье обращает внимание на дифференциальные уравнения движения в форме Эйлера-Лагранжа и высоко оценивает их возможности для исследований динамики голономных и неголономных систем твердых тел [20].

Схематично нелинейные уравнения движения свободного твердого тела в пространстве в форме Эйлера-Лагранжа записываются в виде:

$$\varepsilon_i(T) = \sum_k \left\| \frac{M_{yi}^k}{\bar{Q}_{yi}^k} \right\|, \quad (1)$$

где $\varepsilon_i(T)$ – эйлеров оператор, M_{yi}^k , $\bar{Q}_{yi}^k$ – приведенные к массе m_i обобщенные моменты и силы, приложенные к i -му твердому телу. В этих уравнениях в качестве переменных интегрирования принимаются квазискорости. Матричные составляющие обобщенных сил в уравнениях движения Эйлера-Лагранжа определяются известным методом [20] как множители при вариациях квазикоординат в выражении элементарной работы. Приведенные уравнения Эйлера-Лагранжа положены в основу математических моделей, используемых в вычислительных экспериментах в процессе динамического проектирования сложных транспортных систем.

3. Постановка задач динамического проектирования транспортных систем. Рассматриваются две обобщенные постановки задачи

динамического проектирования транспортных систем:

- традиционная, основная задача механики движения, широко используемая применительно к летательным аппаратам [6, 12, 19],

- обратная задача механики движения, целесообразность решения которой применительно к скоростным экипажам железнодорожного транспорта обосновывается в работах [13, 26].

Традиционная постановка задач динамического проектирования летательных аппаратов сводится к следующему: заданы характеристики летательного аппарата, система сил и моментов воздействующие на объект, включая управляющие; находятся кинематические параметры движения, в частности, траектория полета. Отметим здесь, что управляющие силы и моменты формируются с помощью, так называемой, инерциальной измерительной системы [8].

Обратные задачи динамического проектирования естественно и логично формулируются для скоростных экипажей железнодорожного транспорта, и их обобщенная постановка сводится к следующему: задана траектория движения – реальный железнодорожный путь, имеющий кривизну в плане и профиле, локальные неровности и т.п., внешние воздействия, инерционные и геометрические параметры экипажа; находится динамическая нагруженность пути, элементов конструкции, соответствующая заданному режиму движения скоростного экипажа по реальному железнодорожному пути. Здесь полагается, что кинематические параметры движения и, в частности, траектория движения отслеживается с помощью инерциальной измерительной системы той или иной известной схемы.

4. Математический аппарат. Для решения поставленных обобщенных задач динамики, различные научные школы развивают оригинальные математические методы описания кинематики и динамики твердых тел, где наряду с традиционным векторным исчислением [16, 29] широко используется матричное [33], тензорное исчисление [10, 11], алгебра кватернионов и гиперкомплексных чисел [3, 7, 8, 27], кватернионные матрицы [1, 15, 22, 27, 30, 34, 36]. Практическая реализация на ЭВМ построенных математических моделей приводит к необходимости введения конкретных систем отсчета, индексных обозначений, искомым переменных и применения соответствующего математического аппарата матричного или тензор-

ного исчисления. С применением матричных методов связываются такие преимущества, как возможность непосредственной и достаточно простой реализации составленных алгоритмов на ЭВМ, компактность записи и обозримость вычислительного алгоритма, снижение трудоемкости составления и тестирования программ, уменьшение вероятности ошибок [11, 13, 24, 26, 32, 33]. По оценке А. М. Летова [18] целесообразность приведения уравнений к матричной форме определяется «не только соображениями математического изящества, достигаемого здесь введением симметричной и компактной записи, но и существом дела».

Как видится авторам дальнейшее совершенствование методов описания кинематики и нелинейной динамики в трехмерном пространстве ассиметричных твердых тел возможно на основе применения совокупности четырех кватернионных матриц, достаточных для рассматриваемого круга задач механики и направленных на адаптацию математических моделей технических объектов к вычислительному эксперименту.

5. Кватернионные матрицы. При изложении принципов симметрии в физике [36], в теории конечного поворота твердого тела [29], при решении задач навигации и управления ориентацией [3, 7, 8, 15, 27, 31] оказалось удобным применять алгебру кватернионов и гиперкомплексных чисел. Кватерниону сопоставляется квадратная (4×4)-матрица, называемая кватернионной [1, 22, 35]. Ниже приводятся обозначения совокупности четырех унифицированных кватернионных матриц, обладающих упорядоченной структурой [14]:

$$A = \begin{pmatrix} a_0 & a_1 & a_2 & a_3 \\ -a_1 & a_0 & -a_3 & a_2 \\ -a_2 & a_3 & a_0 & -a_1 \\ -a_3 & -a_2 & a_1 & a_0 \end{pmatrix},$$

$${}^tA = \begin{pmatrix} a_0 & -a_1 & -a_2 & -a_3 \\ a_1 & a_0 & -a_3 & a_2 \\ a_2 & a_3 & a_0 & -a_1 \\ a_3 & -a_2 & a_1 & a_0 \end{pmatrix},$$

$${}^tA^t = \begin{pmatrix} a_0 & -a_1 & -a_2 & -a_3 \\ a_1 & a_0 & a_3 & -a_2 \\ a_2 & -a_3 & a_0 & a_1 \\ a_3 & a_2 & -a_1 & a_0 \end{pmatrix},$$

$$A^t = \begin{pmatrix} a_0 & a_1 & a_2 & a_3 \\ -a_1 & a_0 & a_3 & -a_2 \\ -a_2 & -a_3 & a_0 & a_1 \\ -a_3 & a_2 & -a_1 & a_0 \end{pmatrix}, \quad (2)$$

две из которых A , tA эквивалентны кватерниону и две ${}^tA^t$, A^t – сопряженному кватерниону. Задача заключается в представлении этими кватернионными матрицами основных зависимостей теории конечного поворота, кинематики и нелинейной динамики в трехмерном пространстве для ассиметричного твердого тела в виде, удобном для символьных и аналитических преобразований при составлении математических моделей.

6. Сложение конечных поворотов. Последовательность конечных поворотов твердого тела в пространстве удобно описать совокупностью параметров Родрига–Гамильтона [20]:

$$a_{0k} = \cos \frac{\varphi_k}{2},$$

$$a_{1k} = n_{1k} \sin \frac{\varphi_k}{2},$$

$$a_{2k} = n_{2k} \sin \frac{\varphi_k}{2},$$

$$a_{3k} = n_{3k} \sin \frac{\varphi_k}{2}, \quad (k = 1, 2, 3, \dots, n) \quad (3)$$

где k -й конечный поворот осуществляется на угол φ_k вокруг направленной оси вращения, характеризуемой единичным вектором $\bar{n}_k(n_{1k}, n_{2k}, n_{3k})$.

Заданным параметрам Родрига–Гамильтона сопоставим совокупность четырех кватернионных матриц $A_k, {}^tA_k, {}^tA_k^t, A_k^t$. Тогда кватернионные матрицы результирующего поворота R и tR определяются произведением кватернионных матриц той же структуры A_k и tA_k в принятой последовательности поворотов:

$$R = \prod_{k=1}^n A_k, \quad {}^tR = \prod_{k=1}^n {}^tA_k. \quad (4)$$

Кватернионные матрицы результирующего поворота, эквивалентные сопряженному кватерниону ${}^tR^t$ и R^t , определяются произведением матриц той же структуры в обратном порядке:

$${}^tR^t = \prod_{k=n}^1 {}^tA_k^t, \quad R^t = \prod_{k=n}^1 A_k^t. \quad (5)$$

то есть рассматриваемые пары кватернионных матриц результирующего поворота связаны операцией транспонирования: $[R]^t = {}^tR^t$, $[{}^tR^t]^t = R^t$.

Матрицу конечного поворота определяет коммутативное произведение составленных кватернионных матриц, эквивалентных кватерниону: $R \cdot {}^tR$ или ${}^tR \cdot R$, а обратную матрицу конечного поворота определяет коммутативное произведение кватернионных матриц результирующего поворота, эквивалентных сопряженному кватерниону: ${}^tR^t \cdot R^t$ или $R^t \cdot {}^tR^t$.

7. Кинематика твердого тела в пространстве. Формулы преобразования координат произвольной точки в подвижной системе осей y_i и неподвижной x_i ($i=1,2,3$), начало которых совмещено, и обратно имеют вид:

$$x_0 = A \cdot {}^tA \cdot y_0, \quad y_0 = A^t \cdot {}^tA^t \cdot x_0, \quad (6)$$

где x_0, y_0 – матрицы-столбцы (4×1) координат точки в неподвижных и подвижных осях; $A, {}^tA, {}^tA^t, A^t$ – кватернионные матрицы, сформированные по параметрам Родрига-Гамильтона a_j ($j=0,1,2,3$), характеризующие поворот подвижных осей относительно неподвижных.

Установлена зависимость кватернионных матриц $\Omega_y, {}^t\Omega_y, {}^t\Omega_y^t, \Omega_y^t$, составленных по компонентам угловой скорости в подвижных осях ω_{iy} ($i=1,2,3$), и кватернионных матриц $\Omega_x, {}^t\Omega_x, {}^t\Omega_x^t, \Omega_x^t$, составленных по компонентам угловой скорости в неподвижных осях ω_{ix} ($i=1,2,3$) через исходные кватернионные матрицы $A, {}^tA, {}^tA^t, A^t$, $\dot{A}, {}^t\dot{A}, {}^t\dot{A}^t, \dot{A}^t$, составленные по параметрам Родрига-Гамильтона a_j ($j=0,1,2,3$) и их производным по времени $\dot{a}_j$ ($j=0,1,2,3$) соответственно:

$$\begin{aligned} \Omega_y &= 2 {}^tA^t \cdot \dot{A}, \\ {}^t\Omega_y &= 2 A^t \cdot {}^t\dot{A}, \\ {}^t\Omega_y^t &= 2 {}^t\dot{A}^t \cdot A, \\ \Omega_y^t &= 2 \dot{A}^t \cdot {}^tA; \\ \Omega_x &= 2 \dot{A} \cdot {}^tA^t, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} {}^t\Omega_x &= 2 {}^t\dot{A} \cdot A^t, \\ {}^t\Omega_x^t &= 2 A \cdot {}^t\dot{A}^t, \\ \Omega_x^t &= 2 {}^tA \cdot \dot{A}^t. \end{aligned} \quad (7)$$

8. Нелинейная динамика. Для описания нелинейной динамики свободного асимметричного твердого тела в пространственном движении используется дифференциальные уравнения в форме Эйлера-Лагранжа [20], приведенные к матричной записи:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \omega_s} + \omega^t \cdot \Gamma_s \frac{\partial T}{\partial \omega} = Q_s, \quad (8)$$

где Γ_s – квадратная матрица трехиндексных символов γ_{ts}^r ; $\frac{\partial T}{\partial \omega}$ – матрица-столбец частных производных от кинетической энергии твердого тела по квазискоростям ω_s ; Q_s – обобщенная сила, отнесенная к квазикоординате π_s .

Учитывая структуру полученных матриц трехиндексных символов и выполнив необходимые преобразования, представим уравнения движения Эйлера-Лагранжа совокупностью блочных матриц, составными элементами которых являются кватернионные матрицы:

$$\begin{aligned} & \left\| \frac{\frac{I_y}{m}}{\frac{1}{2}(Y_c^t + {}^tY_c^t)} \right\| \left\| \frac{\frac{1}{2}({}^tY_c + Y_c)}{E_0} \right\| \left\| \frac{\dot{\omega}_y}{\dot{V}_{0y}} \right\| + \\ & + \left\| \frac{\frac{1}{2}({}^t\Omega_y + \Omega_y)}{0} \right\| \left\| \frac{\frac{1}{2}({}^tV_y + V_y)}{\frac{1}{2}({}^t\Omega_y + \Omega_y)} \right\| \times \\ & \times \left\| \frac{\frac{I_y}{m}}{\frac{1}{2}(Y_c^t + {}^tY_c^t)} \right\| \left\| \frac{\frac{1}{2}({}^tY_c + Y_c)}{E_0} \right\| \left\| \frac{\omega_y}{V_{0y}} \right\| = \frac{1}{m} \left\| \frac{M}{Q} \right\|. \end{aligned} \quad (9)$$

где m – масса твердого тела; I_y – матрица инерции твердого тела, вычисленная в связанной системе координат; M, Q – обобщенные силы; $Y_c, {}^tY_c, Y_c^t, {}^tY_c^t$ – кватернионные матрицы, составленные по координатам центра масс тела; $\Omega_y, {}^t\Omega_y$ – кватернионные матрицы, составленные по квазискоростям ω_y ; $V_y, {}^tV_y$ – кватернионные матрицы, составленные по квазискоро-

стям V_{0y} ; E_0, O – единичная и нулевая (4×4) -матрицы.

9. Инварианты. Параметры Родрига–Гамильтона, их производные по времени, компоненты угловой скорости в подвижных и неподвижных осях связаны инвариантными соотношениями

$$\begin{aligned} a_0 \dot{a}_0 + a_1 \dot{a}_1 + a_2 \dot{a}_2 + a_3 \dot{a}_3 &= 0, \\ 4(\dot{a}_0^2 + \dot{a}_1^2 + \dot{a}_2^2 + \dot{a}_3^2) &= \omega_{1y}^2 + \omega_{2y}^2 + \omega_{3y}^2 = \omega_{1x}^2 + \omega_{2x}^2 + \omega_{3x}^2, \end{aligned} \quad (10)$$

а также удовлетворяют условиям нормировки $a_0^2 + a_1^2 + a_2^2 + a_3^2 = 1$.

10. Апробация. Рассмотрим частные случаи. Пусть полюс связанной системы осей совмещен с центром масс твердого тела, т.е. $Y_c = 0$. Тогда полученные уравнения движения существенно упрощаются и могут быть представлены в виде системы двух матричных уравнений:

$$\begin{aligned} \begin{pmatrix} I_{11}^{yc} & 0 & 0 \\ 0 & I_{22}^{yc} & 0 \\ 0 & 0 & I_{33}^{yc} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \dot{\omega}_1^y \\ \dot{\omega}_2^y \\ \dot{\omega}_3^y \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ \omega_2^y \\ -\omega_2^y \end{pmatrix} &= \begin{pmatrix} -\omega_3^y & \omega_2^y \\ 0 & -\omega_1^y \\ \omega_1^y & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} I_{11}^{yc} & 0 & 0 \\ 0 & I_{22}^{yc} & 0 \\ 0 & 0 & I_{33}^{yc} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \omega_1^y \\ \omega_2^y \\ \omega_3^y \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}. \end{aligned} \quad (13)$$

В развернутой записи, приведенные здесь уравнения совпадают с известными [28]. Эти частные случаи подтверждают достоверность полученной блочно-матричной модели нелинейной динамики асимметричного твердого тела в трехмерном пространстве, составленной на основе совокупности четырех кватернионных матриц.

Заключение. Приведенная система четырех кватернионных матриц оказалась достаточной для описания кинематики и нелинейной динамики асимметричного твердого тела в трехмерном пространстве, а составленные алгоритмы – удобными при проведении аналитических преобразований. Упорядоченность искоемых зависимостей достигнута применением кватернионных матриц, где в качестве их элементов используются параметры Родрига–Гамильтона, квазискорости, координаты характерных точек. Изложенные алгоритмы сложения конечных поворотов, описания кинематики и динамики асимметричных твердых тел в трехмерном пространстве обеспечивают автоматизм получения искоемых зависимостей. Цели верификации алгоритмов служат симметрия математического описания искоемых зависимостей с помощью кватернионных матриц и на-

$$\begin{aligned} I_y^c \cdot \dot{\omega}_y + \frac{1}{2}({}^t\Omega_y + \Omega_y) I_y^c \cdot \omega_y + \frac{1}{2}({}^tV_y + V_y) v_{cy} m &= M, \\ m \dot{v}_{cy} + \frac{1}{2}({}^t\Omega_y + \Omega_y) m v_{cy} &= Q. \end{aligned} \quad (11)$$

Полагая $V_{0y} = 0$, получим уравнения вращательного движения твердого тела вокруг неподвижной точки, принятой в качестве полюса связанных осей, т.е. динамические уравнения Эйлера принимают вид:

$$I_y \cdot \dot{\omega}_y + 0,5({}^t\Omega_y + \Omega_y) I_y \cdot \omega_y = M. \quad (12)$$

В случае, рассмотренном Эйлером, когда точка закрепления совпадает с центром масс, связанные оси являются главными центральными осями инерции и главный момент внешних сил равен нулю, уравнения пространственного движения твердого тела по инерции в матричной записи принимают лаконичный вид:

личие инвариантных выражений, присущих используемым переменным.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Беллман, Р. Введение в теорию матриц [Текст] / Р. Беллман. – М.: Наука, 1976. – 352 с.
2. Блохин, Е. П. Динамика поезда [Текст] / Е. П. Блохин, Л. А. Манашкин. – М.: Транспорт, 1982. – 222 с.
3. Бранец, В. Н. Механика космического полета: Применение кватернионов в задачах ориентации твердого тела [Текст] / В. Н. Бранец, И. П. Шмыглевский. – М.: Наука, 1973. – 320 с.
4. Вейль, Г. Симметрия [Текст] / Г. Вейль. – М.: Наука, 1986. – 192 с.
5. Глушков, В. М. Фундаментальные исследования и технология программирования [Текст] / В. М. Глушков // Программирование. – 1980. – № 2. – С.3-13.
6. Ракета как объект управления [Текст] : учебник / И. М. Игдалов и др.; под ред. акад. С. Н. Конохова. – Д.: АРТ-Пресс, 2004. – 544 с.
7. Икес, Б. П. Новый метод выполнения численных расчетов, связанных с работой системы управления ориентацией, основанный на использовании кватернионов [Текст] / Б. П. Икес // Ракетная техника и космонавтика. – 1970. – 8, № 1. – С. 13-19.

8. Ишлинский, А. Ю. Ориентация, гироскопы и инерциальная навигация [Текст] / А. Ю. Ишлинский. – М.: Наука, 1976. – 672 с.
9. Казанова, Г. Векторная алгебра [Текст] / Г. Казанова. – М.: Мир, 1979. – 120 с.
10. Кильчевский, Н. А. Курс теоретической механики [Текст] / Н. А. Кильчевский. – М.: Наука, 1977. – т. 1. – 480с.; т. 2. – 544 с.
11. Коренев, Г. В. Тензорное исчисление [Текст] / Г. В. Коренев. – М.: Изд-во МФТИ, 1995. – 240 с.
12. Костров, А. В. Движение асимметричных баллистических аппаратов [Текст] / А. В. Костров. – М.: Машиностроение, 1984. – 271 с.
13. Kravets, V. V. Evaluating the Dynamic Load on a High-Speed Railroad Car [Текст] / V. V. Kravets // Int. Appl. Mech. – 2005. – 41, № 3. – Р. 324-329.
14. Кравец, Т. В. Построение группы мономиальных матриц, изоморфных группе кватернионов [Текст] / Т. В. Кравец // IV Межд. конф. «Математика. Моделирование. Экология». Тезисы докл. – 1996. – С. 76.
15. Кравец, Т. В. Представления кватернионными матрицами послідовності скінчених поворотів твердого тіла у просторі [Текст] / Т. В. Кравець // «Автоматика – 2000». Праці конференції. – Львів, 2000. – 2. – С. 140-145.
16. Кузичева, З. А. Векторы, алгебры, пространства [Текст] / З. А. Кузичева. – М.: Знание, сер. «Математика и кибернетика». – 1970. – 11. – 64 с.
17. Лазарян, В. А. Динамика транспортных средств [Текст] / В. А. Лазарян. – К.: Наук. думка, 1985. – 528 с.
18. Летов, А. М. Устойчивость нелинейных регулируемых систем [Текст] / А. М. Летов. – М.: Физматгиз, 1962. – 484 с.
19. Лебедев, А. А. Баллистика ракет [Текст] / А. А. Лебедев, Н. Ф. Герасюта. – М.: Машиностроение, 1970. – 224 с.
20. Лурье, А. И. Аналитическая механика [Текст] / А. И. Лурье. – М.: Физматгиз, 1961. – 824 с.
21. Литвин-Седой, М. З. Механика систем связанных тел [Текст] / М. З. Литвин-Седой // Итоги науки и техники. Общая механика. – М.: Наука, 1982. – № 5. – С. 2-52.
22. Мальцев, А. И. Основы линейной алгебры [Текст] / А. И. Мальцев. – М.: Наука, 1970. – 400 с.
23. Моисеев, Н. Н. Математика ставит эксперимент [Текст] / Н. Н. Моисеев. – М.: Наука, 1979. – 224 с.
24. Мямлин, С. В. Симметрия математической модели и достоверность вычислительного эксперимента [Текст] / С. В. Мямлин, В. В. Кравец // 36. наук. пр. Вінницького держ. аграрн. ун-ту. – 2003. – Вип. 15. – С. 339-340.
25. Мямлин, С. В. Моделирование динамики рельсовых экипажей [Текст] / С. В. Мямлин. – Д.: Новая идеология, 2002. – 240 с.
26. Мямлин, С. В. Каскадный алгоритм определения динамической нагруженности элементов конструкции скоростного вагона [Текст] / С. В. Мямлин, В. В. Кравец // Залізн. трансп. України. – 2004. – № 4. – С. 47-50.
27. Онищенко, С. М. Применение гиперкомплексных чисел в теории инерциальной навигации. Автономные системы [Текст] / С. М. Онищенко. – К.: Наук. думка, 1983. – 208 с.
28. Павловский, М. А. Теоретическая механика [Текст] / М. А. Павловский, Т. В. Путята. – К.: Вища шк. Головное изд-во, 1985. – 328 с.
29. Парс, Л. А. Аналитическая динамика [Текст] / Л. А. Парс. – пер. с англ. – М.: Наука, 1971. – 636 с.
30. Плотников, П. К. Применение кватернионных матриц в теории конечного поворота твердого тела [Текст] / П. К. Плотников, Ю. Н. Челноков // Сб. научн.-метод. статей по теор. механике. – М.: Высш. шк., 1981. – Вып. 11. – С. 122-128.
31. Раушенбах, Б. В. Управление ориентацией космических аппаратов [Текст] / Б. В. Раушенбах, Е. Н. Токарь. – М.: Наука, 1974. – 598 с.
32. Сигорский, В. П. Математический аппарат инженера [Текст] / В. П. Сигорский. – Киев: Техніка, 1977. – 768 с.
33. Стражева, И. В. Векторно-матричные методы в механике полета [Текст] / И. В. Стражева, В. С. Мелкумов. – М.: Машиностроение, 1973. – 260 с.
34. Челноков, Ю. Н. Об одном винтовом методе описания движения твердого тела [Текст] / Ю. Н. Челноков // Сб. научн.-метод. статей по теор. механике. – М.: Высш. шк., 1981. – Вып. 11. – С. 129-138.
35. Шевалле, К. Теория групп Ли [Текст] / К. Шевалле. – М.: Изд-во Ин. Лит, 1948. – Т. 1. – 315 с.
36. Элиот, Дж. Симметрия в физике [Текст] / Дж. Элиот, П. Добер. – М.: Мир, 1983. – т. 1. – 368 с.; т. 2. – 416 с.

Поступила в редколлегию 30.07.2009

ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНАЯ СИСТЕМА ДИАГНОСТИКИ БУКСОВЫХ УЗЛОВ

Статья посвящена нечеткой экспертной системе для диагностики буксовых узлов. Застосування методології нечітких систем при побудові нечіткої експертної системи для діагностування несправностей буксових вузлів дозволило підвищити адекватність моделі діагностики букс за рахунок використання досвідних та інтуїтивних знань експертів. Нечітка експертна система здатна моделювати хід міркувань експерта і пояснювати свої дії, а також знімати психологічний бар'єр непорозуміння при взаємодії кінцевого користувача із системою.

Статья посвящена нечеткой экспертной системе для диагностики буксовых узлов. Применение методологии нечетких систем к построению нечеткой экспертной системы для диагностирования неисправностей буксовых узлов позволило повысить адекватность модели диагностики букс за счет использования опытных и интуитивных знаний экспертов. Нечеткая экспертная система способна моделировать ход рассуждений эксперта и объяснять свои действия, а также снимать психологический барьер непонимания при взаимодействии конечного пользователя с системой.

The article is devoted to indistinct expert system for diagnostics of axle-box assemblies. The application of fuzzy systems methodology to the construction of fuzzy expert system for diagnostics of faults of axle boxes has allowed increasing adequacy of the diagnostics model of axle-boxes owing to the use of experience and intuitive knowledge of experts. The fuzzy expert system is able to simulate a course of reasoning of the expert and to explain its actions; also it removes a psychological barrier of misunderstanding in a process of interaction between the user and the system.

Безопасность движения поездов стала особенно актуальной с ростом железнодорожных перевозок. С увеличением интенсивности и скорости движения, длины и веса поездов ужесточены требования к техническому состоянию вагонов и локомотивов. Одним из ответственных узлов подвижного состава являются буксы. В данное время в мировой практике для определения неисправных буксовых узлов (БУ) подвижного состава используются тепловые и акустические детекторы.

Как известно, существуют множество моделей диагностики, однако использование их в реальных условиях зачастую бывает трудно. При этом приходится сталкиваться с неопределенностью целей, возникающих при стремлении выполнять одновременно недостижимые задания, приводящие к необходимости увеличения числа контролируемых параметров и требованием оперативности диагностики. Кроме того, в результате воздействия возмущающих факторов, а также неполноты и неточности исходной информации оказываются нечетко определенными основные информационные параметры (уровень шума, температура подшипников, температура корпуса) БУ подвижного состава. В связи с этим, специалисты технического контроля и ремонтных служб на практике склонны использовать свои собствен-

ные знания – правила решения, основанные на их опыте и интуиции [1]. Такие эвристические правила, хотя и не гарантируют математической оптимальности, но оказываются адекватными реальным условиям производства и реализуемыми на практике.

В этом направлении предложен системный подход к решению задач диагностики неисправностей БУ, базирующийся на концепции нечетких множеств Л. Заде, позволяющий учитывать такие трудно формализуемые факторы, как опыт и интуиция высококвалифицированного специалиста – эксперта.

1. Архитектура нечеткой диагностической экспертной системы БУ

Нечеткая экспертная система (НЭС) для диагностики БУ реализуется на основе системы fuzzy ЭСПЛАН, созданной специалистами кафедры «Эксплуатация железнодорожного транспорта» Азербайджанского Технического Университета, использующей аппарат теории нечетких множеств, позволяющей получить оперативные заключения о техническом диагностировании неисправностей БУ путем отказа от традиционных требований к точности описания его функционирования [2].

Архитектура нечеткой диагностической экспертной системы БУ состоит из блоков (рис. 1): П – пользователь; БВ и ОНД – блок ввода и обработки начальных данных; БД – база данных; БЗ – база знаний; БВ и ИЗ – блок ввода и интерпретации знаний; РБ – расчетный блок; ОТС и БЛВ – оценка технического состояния и блок нечеткого логического вывода; БО и ВР – блок объяснения и выдача рекомендации.

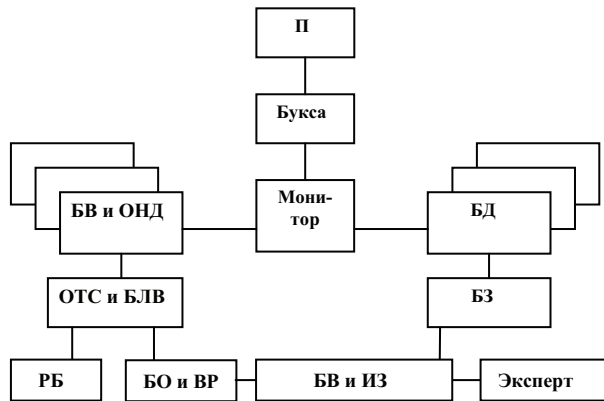


Рис. 1. Архитектура нечеткой диагностической экспертной системы БУ

2. Форма представления знаний в системе

Для ввода знаний в базу знаний (БЗ) диагностической НЭС используется язык представления знаний, учитывающий специфические особенности БУ [3]. При разработке БЗ учтено:

- БУ описывается совокупностью неисправностей и признаков неисправностей (ПН);
- ПН БУ поименованные элементы, существующие для БУ (уровень шума, температура подшипников, температура корпуса, неравномерное распределение температуры по корпусу и т. п.);
- ПН могут принимать значения, отражающие фиксированные состояния БУ, например: объект УРОВЕНЬ_ШУМА – значение 50 дБ, объект ТЕМПЕРАТУРА_ПОДШИПНИКА – значение 60 °С. Значения могут также задаваться в виде лингвистических термов: МАЛО, НОРМА, ПРЕДЕЛЬНАЯ, БОЛЬШЕ_ПРЕДЕЛЬНОГО, ДОПУСТИМАЯ и т. п.
- Значения лингвистических переменных могут быть вычислительными, например:

$$\text{ОСДБ} = ((\text{ТЗС} - \text{ДЗС}) / \text{ДЗС}) 100,$$

где ОСДБ – отклонение действующих сил на буксу; ТЗС – текущее значение сил, действующее

щих на буксу; ДЗС – допустимое значение сил, действующих на буксу;

- Значения лингвистических переменных могут быть и продукционными:

ЕСЛИ УРОВЕНЬ_ШУМА=МАЛО
И ТЕМПЕРАТУРА_ПОДШИПНИКОВ=МАЛО
И ТЕМПЕРАТУРА_КОРПУСА=МАЛО
ТО РАБОТА БУКСЫ НОРМАЛЬНО

Формальная модель знаний в системе представляется следующим образом. Пусть $X = \{x_1, x_2, \dots, x_n\}$ – множество признаков неисправностей БУ. Описание ПН как объектов производится при помощи конструкций **ОБ** (ω, n, d, l), где ω – короткое имя ПН; n – полное наименование ПН; d – нормальный диапазон изменения значений ПН; l – единица измерения ПН, с соответствующими функциями принадлежности – $\mu(X)$.

Функция принадлежности имеет вид трапеции и определяется параметрами $(\alpha_l, \alpha_l, \alpha_r, \alpha_r)$, где α_l – левое отклонение; α_l – левый пик; α_r – правый пик; α_r – правое отклонение. Если необходимо определить собственные лингвистические значения, то это можно сделать при помощи ЛИНГВ: ЛИНГВ («короткое имя объекта», «помощи лингвистическое значение», $(\alpha_l, \alpha_l, \alpha_r, \alpha_r)$) [4].

База данных содержит объекты (лингвистические переменные) X_i со своими значениями (A_{ij}, cf_{ij}) , где A_{ij} – значения лингвистических переменных, $cf_{ij} \in [0, 100]$ – коэффициент достоверности значения A_{ij} :

ОБ (УШ, "УРОВЕНЬ_ШУМА", 10, 84, "ДБ");
 ОБ (ТП, "ТЕМПЕРАТУРА_ПОДШИПНИКОВ", 42, 56, "ГРАД.С");
 ОБ (ТК, "ТЕМПЕРАТУРА_КОРПУСА", 40, 51, "ГРАД.С");
 ОБ (УШ_ЛО, "УШ_ЛО", 0, 1, "");
 ОБ (УШ_ЛП, "УШ_ЛП", 0, 1, "");
 ОБ (УШ_ПП, "УШ_ПП", 0, 1, "");
 ОБ (УШ_ПО, "УШ_ПО", 0, 1, "");
 ОБ (ТП_ЛО, "ТП_ЛО", 0, 1, "");
 ОБ (ТП_ЛП, "ТП_ЛП", 0, 1, "");
 ОБ (ТП_ПП, "ТП_ПП", 0, 1, "");
 ОБ (ТП_ПО, "ТП_ПО", 0, 1, "");
 ОБ (ТК_ЛО, "ТК_ЛО", 0, 1, "");
 ОБ (ТК_ЛП, "ТК_ЛП", 0, 1, "");
 ОБ (ТК_ПП, "ТК_ПП", 0, 1, "");
 ОБ (ТК_ПО, "ТК_ПО", 0, 1, "");

 ОБ (ННБ, "НАГРУЗКА_НА_БУКСУ", 100, 140, "%");
 ОБ (ТОС, "ТЕМПЕРАТУРА_ОКРУЖАЮЩЕЙ_СРЕДЫ", -30, 40, "ГРАД.С");
 ОБ (НСМ, "НАЛИЧИЕ_СМАЗОЧНОГО_МАСЛА", 40, 150, "%");

.....
 ОБ (РТКР, " РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ
 КОРПУСА РАВНОМЕРНОЕ? (ДА/НЕТ) ");

$\mu(X)$ аналитически записывается следующим образом:

$$\mu(x) = \begin{cases} 1 - \frac{al - x}{\alpha_l}, & \text{если } a_l - \alpha_l \leq x \leq a_l; \\ 1, & \text{если } a_l \leq x \leq a_r; \\ 1 - \frac{x - ar}{\alpha_r}, & \text{если } a_r \leq x \leq a_r + \alpha_r; \\ 0, & \text{в остальных случаях.} \end{cases} \quad (1)$$

Графически $\mu(x)$ представляется в виде трапеции (рис. 2.):

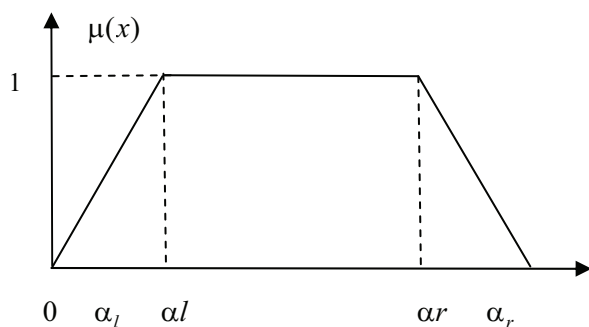


Рис. 2. LR формат функции принадлежности

3. Нечеткий логический вывод

В процессе нечеткого логического вывода взаимодействуют два компонента: База знаний и База данных. База знаний содержит правила-продукции, имеющие левые и правые части, например:

ЕСЛИ $X_1 = A_{11}$ и $X_2 = A_{12}$ и...и $X_n = A_{1n}$ ТО $Y_1 = B_{11}$
 или $Y_2 = B_{12}$ или...или $Y_n = B_{1n}$

ЕСЛИ $X_1 = A_{n1}$ и $X_2 = A_{n2}$ и...и $X_n = A_{nn}$ ТО $Y_1 = B_{n1}$
 или $Y_2 = B_{n2}$ или...или $Y_n = B_{nn}$

Анализ применимости правил заключается в оценке степени истинности посылки на основании текущих значений ($A_{ij}; c f_{ij}$) выходных объектов X_i , взятых из базы данных и значений, записанных в правиле (насколько первые равны или неравны вторым). Если правила применимы, то выполняются действия из правой части, приводящие в большинстве случаев к занесению в базу данных новых пар «объект-значение» и процесс повторяется до тех пор,

пока не отработают все применимые правила [5, 6].

Для вычисления степени истинности правил – продукции во время логического вывода используется операция нечеткого сходства $a1 \Theta a2$, где $a1$ и $a2$ – лингвистические значения; Θ – операция «близко к», т.е. для выбранного формата функции принадлежности имеем:

$$\text{Poss}(a_1/a_2) = \max \min(\mu_{a1}(x), \mu_{a2}(x)) \in [0;1];$$

$$a_1 \Theta a_2 = \begin{cases} 1 - \frac{al_1 - ar_2}{\alpha_1 + \alpha_2}, & \text{если } 0 < al_1 - ar_2 < \alpha_1 + \alpha_2; \\ 1, & \text{если } \max(al_1, al_2) \leq \min(ar_1, ar_2); \\ 1 - \frac{al_2 - ar_1}{\alpha_2 + \beta_1}, & \text{если } 0 < al_2 - ar_1 < \alpha_2 + \alpha_1; \\ 0 & \text{в остальных случаях.} \end{cases} \quad (2)$$

4. Решение задачи диагностики неисправности БУ с использованием fuzzy ЭСПЛАН

В качестве алгоритма решения задачи выступает совокупность эвристик, которыми пользуются высококвалифицированные специалисты. Эвристики, формулируемые экспертами, записываются на языке представления знаний ЭСПЛАН и заносятся в базу знаний системы. Приведем для ясности фрагмент диагностики неисправностей БПС:

```

УРОВЕНЬ_ШУМА (ДБ) = 11
ТЕМПЕРАТУРА_ПОДШИПНИКОВ (ГРАД .C) = 74
ТЕМПЕРАТУРА_КОРПУСА (ГРАД .C) = 62
.....
УРОВЕНЬ_ШУМА (ДБ) = "МАЛО"
ТЕМПЕРАТУРА_ПОДШИПНИКОВ (ГРАД .C) =
"ПРЕДЕЛЬНАЯ"
ТЕМПЕРАТУРА_КОРПУСА (ГРАД .C) =
"ПРЕДЕЛЬНАЯ"
.....
ЛИБО НАГРУЗКА НА БУКСУ БОЛЬШЕ НОРМЫ -
ДОСТОВЕРНОСТЬ 30 %
ИЛИ СМАЗОЧНОЕ МАСЛО МЕНЬШЕ НОРМЫ -
ДОСТОВЕРНОСТЬ 25 %
ИЛИ СМАЗОЧНОЕ МАСЛО БОЛЬШЕ НОРМЫ -
ДОСТОВЕРНОСТЬ 20 %
ИЛИ В БУКСУ ПОПАЛ ПОСТОРОННИЙ ПРЕДМЕТ -
ДОСТОВЕРНОСТЬ 15 %
ИЛИ ТЕМПЕРАТУРА ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ
БОЛЬШЕ 40°C – ДОСТОВЕРНОСТЬ 10 %
.....
ЕСЛИ ТОС = "БОЛЬШЕ_НОРМЫ"
ОТОБР ( " *****РЕКОМЕНДАЦИЯ***** ")
ОТОБР ( " ПРОПУСТИТЬ ВАГОН ДО СТАНЦИИ
НАЗНАЧЕНИЯ ПОД КОНТРОЛЕМ")
ТАК_КАК " ПОД ВОЗДЕЙСТВИЕМ ТЕМПЕРАТУРЫ
ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ БУКСА НАГРЕВАЕТСЯ ДО
ПРЕДЕЛЬНОГО УРОВНЯ" ;
ЕСЛИ ТОС = "НОРМА" ТО ЗАПРОС (НСМ)
  
```

ЕСЛИ НСМ = БОЛЬШЕ НОРМЫ И (" ВЕРХНЯЯ ЧАСТЬ КОРПУСА БУКСЫ НАГРЕВАЕТСЯ РАВНОМЕРНО") И (" ПЕРВАЯ ПОЕЗДКА ВАГОНА ПОСЛЕ РЕВИЗИИ БУКСЫ") ТО
 ОТОБР (" *****РЕКОМЕНДАЦИЯ***** ")
 ОТОБР (" ПРОПУСТИТЬ ВАГОН ДО СТАНЦИИ НАЗНАЧЕНИЯ ПОД КОНТРОЛЕМ СПЕЦИАЛИСТОВ ВАГОННОЙ СЛУЖБЫ ")
 ТАК_КАК " БОЛЬШОЕ КОЛИЧЕСТВО СМАЗКИ ЗАТРУДНЯЕТ ВРАЩЕНИЕ РОЛИКОВ И ВЫЗЫВАЕТ НАГРЕВ ПО МЕРЕ ВЫДАВЛИВАНИЯ ИЗБЫТОЧНОЙ СМАЗКИ ГРЕНИЕ МОЖЕТ ПРЕКРАТИТЬСЯ" ;

ЕСЛИ НСМ = МЕНЬШЕ НОРМЫ И (" СМАЗКА НЕ ЗАГРЯЗНЕНА МЕТАЛЛИЧЕСКИМИ ВКЛЮЧЕНИЯМИ ") ИЛИ (" ОБНАРУЖЕНО РАЗЖИЖЕННАЯ ЗАТВЕРДЕВШАЯ СМАЗКА ")
 ОТОБР (" *****РЕКОМЕНДАЦИЯ***** ")
 ОТОБР (" ОЧИСТИТЬ ОТ СТАРОЙ СМАЗКИ И ЗАПРАВИТЬ СВЕЖЕЙ 3/1 СВОБОДНОГО ПРОСТРАНСТВА ПЕРЕДНЕЙ ЧАСТИ БУКСЫ И СОХРАНИТЬ ПОД КОНТРОЛЕМ В ПУТИ СЛЕДОВАНИЯ ")
 ТАК_КАК " НЕДОСТАТОЧНОЕ СМАЗЫВАНИЕ ПОДШИПНИКОВ ВЫЗЫВАЕТ НАГРЕВ И МОЖЕТ ОКОНЧИТЬСЯ РАЗРУШЕНИЕМ БУКСЫ" ;
 ЕСЛИ НСМ = "НОРМА" ТО ЗАПРОС (ННБ);

ЕСЛИ ННБ = БОЛЬШЕ НОРМЫ И (" СБОРКА ТЕЛЕЖКИ ПРАВИЛЬНО ") И (" НЕТ ПЕРЕКОСА РАМЫ ВАГОНА ")
 ОТОБР (" *****РЕКОМЕНДАЦИЯ***** ")
 ОТОБР (" УМЕНЬШИТЬ НАГРУЗКУ ДО НОРМАЛЬНОГО УРОВНЯ ")
 ТАК_КАК " ПОД БОЛЬШОЙ НАГРУЗКОЙ ПОДШИПНИКИ НАГРЕВАЮТСЯ И ДЛИТЕЛЬНАЯ ЭКСПЛУАТАЦИЯ МОЖЕТ ДОВЕСТИ ДО РАЗРУШЕНИЯ БУКСЫ" ;
 ЕСЛИ ННБ = "НОРМА" ТО ЗАПРОС (БППП);

ЕСЛИ БППП = ДА
 ОТОБР (" *****РЕКОМЕНДАЦИЯ***** ")

ОТОБР (" ОТПРАВИТЬ ВАГОН В ДЕПО ДЛЯ РЕВИЗИИ БУКСЫ")
 ТАК_КАК " ПОСТОРОННИЙ ПРЕДМЕТ МОЖЕТ ДОВЕСТИ ДО РАЗРУШЕНИЯ БУКСЫ" ;

Диагностическая нечеткая экспертная система букс подвижного состава, созданная на основе fuzzy ЭСПЛАН, позволяет оценивать динамику изменения технического состояния БУ, характеризующегося внутренней и внешней неопределенностью функционирования. Причем можно проводить диагностику неисправностей практически в реальном масштабе времени.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Амелина, А. А. Устройство и ремонт вагонных букс с роликовыми підшипниками [Текст] / А. А. Амелина. – М.: Транспорт, 1971. – 286 с.
2. Заде, Л. Понятие лингвистической переменной и его применение к принятию приближенных значений [Текст] : пер. с англ. / Л. Заде. – М.: Мир, 1976. – 165 с.
3. Джексон, П. Введение в экспертные системы [Текст] / П. Джексон. – М.: Вильямс, 2001. – 624 с.
4. Aliyev, R. A. Soft Computing and its Application [Текст] / R. A. Aliyev, R. R. Aliyev. – World Scientific, New Jersey, London, Singapore, Hong Kong, 2001. – 444 p.
5. Круглов, В. В. Искусственные нейронные сети. Теория и практика [Текст] / В. В. Круглов, В. В. Борисов. – М.: Горячая линия – Телеком, 2001.
6. Прикладные нечеткие системы [Текст] / К. Асаи и др.; под ред. Т. Тэрано, К. Асаи, М. Сугено. – М.: Мир, 1993. – 368 с.

Поступила в редколлегию 25.03.2009.

С. В. МЯМЛИН, Е. П. БЛОХИН, Е. Ф. ФЕДОРОВ, Н. Я. ГАРКАВИ (ДИИТ),
О. Н. ЛИТВИНЕНКО (ИСЦ ГП Придн.ж.д.), И. В. КЛИМЕНКО, В. В. КАРПЕНКО
(ДИИТ)

САПР ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ ВАГОНОВ. АЛГОРИТМ ПОДСИСТЕМЫ «ПОДБОР АВТОСЦЕПНОГО ОБОРУДОВАНИЯ»

Описано алгоритми побудови підсистеми підбору автозцепного обладнання в межах САПР залізничних вагонів.

Описаны алгоритмы построения подсистемы подбора автосцепного оборудования в рамках САПР железнодорожных вагонов.

In the framework of the system of computer-aided design of railway wagons the algorithms of building the subsystem of selection of autocoupling equipment are described.

Постановка проблемы в общем виде

Данная статья посвящена алгоритмизации требований Норм [1], предъявляемых к проходимости железнодорожных вагонов в стесненных условиях эксплуатации. Приведенные ниже алгоритмы используются в системе автоматизированного проектирования (САПР) железнодорожных вагонов [2, 3]. Необходимо отметить, что в функции САПР не входит принятие конструкторских решений вместо человека. САПР должна выполнять рутинную работу, помогая пользователю выбрать из ряда готовых конструкторских решений одно или несколько рациональных [4-6]. Поэтому количество вводимых в интерактивном (диалоговом) режиме исходных данных и количество выходных данных САПР нельзя определить раз и навсегда; необходимые для проектирования конкретного экипажа исходные данные и интересующие конструктора выходные данные системы могут быть определены только в процессе диалога с пользователем (конструктором).

Выделение не решенной ранее части общей проблемы

В данной статье показано, что основная проблема при построении систем автоматизированного проектирования не в программировании приведенных в Нормах [1] формул, а в построении диалога (интерфейса) с конструктором. В процессе этого диалога система вырабатывает стратегию использования нормативной информации (формул, числовых и нечисловых данных и т.п.).

Постановка задачи

В описываемой ниже подсистеме проверяются [1] нерасцепляемость сцепа из проектируемого и эталонного вагонов при прохождении тестовых кривых, горба горки и аппарелей паромов (если вагон предназначен для пропуска через горки и аппарели паромов), автоматическая сцепляемость проектируемого вагона с эталонным вагоном в тестовых кривых, а также определяется наибольший возможный угол поворота тележки относительно кузова. В пределах подсистемы можно (если не возражает конструктор) подобрать группу грузового вагона по условиям нерасцепляемости (грузовые вагоны по условиям нерасцепляемости могут быть I-й или II-й группы [1]), тип автосцепки и тип ударной розетки [1, 7]. Подсистема пригодна для проектирования пассажирских, изотермических, почтовых, багажных и грузовых вагонов (платформ, полувагонов, цистерн, хопперов, думпкаров, транспортеров, а также крытых, специальных и бункерных вагонов) [8-11].

В статье приняты следующие обозначения: идентификатор типа автосцепки - T_A , идентификатор типа ударной розетки - T_p , идентификатор группы вагона по условиям нерасцепляемости - U , идентификаторы условий прохода горок и аппарелей паромов - соответственно D_Γ и D_A , идентификаторы особых условий - D_U , D_Π , D_Σ и D_Z .

При проектировании грузовых вагонов обычно гарантируется проход без саморасцепа горок и аппарелей паромов (что соответствует выражению $D_\Gamma = D_A = 1$). Если заказчик не возражает, для горки и аппарелей паромов при-

нимается перелом $\Pi_{\Gamma} = \Pi_A = 55\%$ между плоскостями надвижной и спускной частей, сопряженными вертикальной кривой с радиусом $R_{\Gamma} = R_A = 250$ м. Заказчик в технических требованиях на создание вагона может оговорить другие условия пропуска вагона через горки и аппарели. Например, можно запретить пропуск вагона через горки ($D_{\Gamma}=0$) и через аппарельные съезды ($D_A=0$) или потребовать ($D_{\Gamma}=2$) гарантии отсутствия саморасцепа на горках с более сложным профилем (с другими значениями Π_{Γ} и R_{Γ}). Можно оговорить ($D_A=3$) отсутствие саморасцепа на аппарельных съездах с длиной моста, большей длины вагона по осям сцепления.

Грузовые вагоны по условиям нерасцепляемости могут быть [1] либо вагонами группы I ($U=1$), либо вагонами группы II ($U=2$). Для пассажирских и для каждой группы грузовых вагонов нормированы следующие проверяемые стесненные условия: круговая кривая радиуса R_1 для прохода одиночного вагона, сопряжение прямой и круговой кривой радиуса R_2 без переходного радиуса для прохода сцепа из проектируемого и эталонного вагонов, S-образная кривая радиуса R_3 без прямой вставки для прохода сцепа из проектируемого и эталонного и сцепа из двух проектируемых вагонов, сопряжение прямой и круговой кривой радиуса R_4 для проверки автоматической сцепляемости. Заказчик имеет право настаивать на определенной группе по условиям нерасцепляемости проектируемого грузового вагона ($D_U=1$), а также (при $D_U=2$) для любого (грузового, пассажирского) вагона - на отличающихся от требований Норм [1] радиусах $R_1...R_3$ тестовых кривых. Условие $D_U=0$ соответствует возможности подбирать группу при проектировании грузового вагона. Пассажирским вагонам поставим в соответствие условие $((D_U=1) \wedge (U=3))$, если конструктор не настаивает на радиусах тестовых кривых, отличающихся от требований Норм [1]. При условии $((D_{\Gamma}=1) \wedge (U=1))$ для грузовых вагонов группы I с центрирующим устройством автосцепки определяется X поперечное отклонение головки автосцепки (центра зацепления) на участке сопряжения прямой и круговой кривой радиусом $R_5=90$ м. При расчете центрирующего устройства это отклонение должно быть обеспечено усилием сцепщика 250 Н. Условие

$D_{\Gamma}=0$ соответствует отсутствию центрирующего устройства автосцепки. При условии $D_{\Gamma}=1$ допускается не обеспечивать автоматическую сцепляемость вагонов на сопряжении прямой и круговой кривой радиусом R_4 (при этом автосцепки должны быть оборудованы устройством для их принудительного отклонения к центру кривой). Условие $D_{\Gamma}=0$ соответствует требованию заказчика об обязательном выполнении условий автоматической сцепляемости вагонов на сопряжении прямой и круговой кривой радиусом R_4 . Согласно Норм [1] радиусы тестовых кривых соответствуют таблице 1.

Таблица 1

Радиусы тестовых кривых

Радиус, м	Грузовой вагон		Пассажирский вагон
	группа I	группа II	
R1	60	80	80
R2	80	110	120
R3	120	160	170
R4	135	250	250
R5	90	—	—

Изложение основного материала

При подборе автосцепного оборудования предполагается, что длина консоли от центра пятника до оси сцепления n , база вагона 2ℓ , и тележка уже подобраны. Тележку характеризуют n_T - осьность тележки, Π - признак типа подшипника ($\Pi="с"$ - подшипник скольжения, $\Pi="к"$ - подшипник качения: использование подшипника скольжения Нормами [1] не рекомендуется), L - признак типа подвешивания ($L=1$ - тележка с жесткой рамой и люлечным подвешиванием, $L=0$ - тележка с нежесткой рамой без люлечного подвешивания), база тележки $2\ell_{\text{тел}}$. Кроме того, 3-осную тележку характеризует расстояние между осями тележки $2\ell_{T,0} = \ell_{\text{тел}}$, а 4-осную, 8-осную и 16-осную тележки характеризуют $2\ell_{T,0}$ - база двухосной тележки, $2\ell_{T,M,i}$ - база i -й межтележечной связи (уместно напомнить, что у 4-осной тележки всего одна межтележечная связь, а у 16-осной тележки три межтележечные связи - связь с базой $2\ell_{T,M,1}$ связывает двухосные тележки, связь с базой $2\ell_{T,M,2}$ связывает четырехосные тележки, связь с базой $2\ell_{T,M,3}$ связывает

вает восьмиосные тележки). Приведенная полубаза тележки ℓ_T определяется выражением

$$\ell_T = \begin{cases} \ell_{\text{тел}} \Leftarrow n_T = 2, \\ \sqrt{2} \cdot \ell_{T,0} \Leftarrow n_T = 3, \\ \sqrt{\ell_{T,0}^2 + \sum_{i=1}^{\log_2(n_T)-1} \ell_{T,M,i}^2} \Leftarrow n_T \in \{4; 8; 16\}, \end{cases} \quad (1)$$

(в выражении (1) для 3-осных тележек допускается «в запас» принимать $\ell_T = 2\ell_{T,0}$).

Отметим, что у двухосных тележек моделей 18-100 и 18-109 (ЦНИИ-ХЗ) $2\ell_{\text{тел}} = 1,85$ м [8]; у двухосной тележки типа КВЗ-ЦНИИ $2\ell_{\text{тел}} \geq 2,40$ м [1]; у трехосной тележки модели 18-102 $2\ell_{\text{тел}} = 3,50$ м, $2\ell_{T,0} = \ell_{\text{тел}} = 1,75$ м [8]; у 4-осной тележки модели 18-101 $2\ell_{T,0} = 1,85$ м, $2\ell_{T,M,1} = 3,20$ м [8].

Автосцепки могут быть трех типов [7]: СА-3, СА-3М и нестандартная автосцепка с зубом, как у СА-3М, и шириной захвата, как у СА-3 (в дальнейшем будем называть такую автосцепку СА-3У). Длина корпуса типовой автосцепки (СА-3, СА-3М) от центра шарнира хвостовика до оси зацепления $a = 0,87$ м. Проектировщик имеет право при подборе отказаться от какого-либо типа автосцепки. Таким образом, множество возможных типов автосцепок $T_A^{(0)} = \{ \text{"СА-3"}, \text{"СА-3М"}, \text{"СА-3У"} \}$, множество согласованных с проектировщиком типов автосцепок $T_A^{(C)} \subseteq T_A^{(0)}$, а подбираемый тип автосцепки $T_A \in T_A^{(C)}$. Розетки могут быть трех типов [7]: грузового ("Г"), пассажирского ("П") и типа 8-осного полувагона ("8"). При этом розетка типа 8-осного полувагона без автосцепки СА-3М не используется (и автосцепка СА-3М без розетки типа 8-осного полувагона не используется). Проектировщик имеет право при подборе отказаться от какого-либо типа розетки. Таким образом, множество возможных типов розеток $T_P^{(0)} = \{ \text{"Г"}, \text{"П"}, \text{"8"} \}$, множество согласованных с проектировщиком типов розеток $T_P^{(C)} \subseteq T_P^{(0)}$, а подбираемый тип розетки $T_P \in T_P^{(C)}$. Возможные комбинации автосцепного оборудования и приоритеты выбора этих комбинаций соответствуют зависимости

$$P(T_A, T_P) = \begin{cases} 20 \Leftarrow (T_A = \text{"СА-3"}) \wedge (T_P = \text{"Г"}), \\ 25 \Leftarrow (T_A = \text{"СА-3У"}) \wedge (T_P = \text{"Г"}), \\ 40 \Leftarrow (T_A = \text{"СА-3"}) \wedge (T_P = \text{"П"}), \\ 50 \Leftarrow (T_A = \text{"СА-3У"}) \wedge (T_P = \text{"П"}), \\ 100 \Leftarrow (T_A = \text{"СА-3М"}) \wedge (T_P = \text{"8"}). \end{cases}$$

Каждому типу розетки при соответствующем типе автосцепки соответствует конкретный размер выноса автосцепки V_A [7]:

$$V_A = \begin{cases} 0,610 \text{ м} \Leftarrow \lambda_1, \\ 0,565 \text{ м} \Leftarrow (T_A = \text{"СА-3М"}) \wedge (T_P = \text{"8"}), \end{cases}$$

где $\lambda_1 = ((T_A = \text{"СА-3"}) \vee (T_A = \text{"СА-3У"})) \wedge ((T_P = \text{"Г"}) \vee (T_P = \text{"П"}))$

Иногда конструкторы используют часть выноса автосцепки для увеличения длины кузова (например, конструкция крытого грузового вагона позволяет увеличить длину пола в консольной части вагона за счет «нависания пола над автосцепкой» [8] на $\Delta_B \leq 0,180$ м [7]).

Решение задачи

В общем случае задача подбора автосцепного оборудования соответствует выражению

$$\begin{aligned} & \{ U \Leftarrow (D_U \neq 2); T_A; T_P; \Psi; \\ & D_Z \Leftarrow (D_{\text{ж}} = 1); \\ & X \Leftarrow (D_{\text{ц}} = 1) \wedge (U = 1) \}; \quad (2) \\ & : [P(T_A, T_P) \rightarrow \min \Leftarrow \lambda_2], \\ & \text{где } \lambda_2 = (D \wedge (T_A \in T_A^{(C)}) \wedge (T_P \in T_P^{(C)}) \wedge \\ & \wedge (\forall U \in \gamma \Leftarrow (D_U = 0))) \\ & \gamma = \{ \min_D(1, 2); 2 \Leftarrow \lambda_3 \} \\ & \lambda_3 = \{ \min_D(1, 2) = 1 \} \wedge \\ & \wedge \{ \min_{U=2}(P(T_A, T_P)) < \min_{U=1}(P(T_A, T_P)) \}, \end{aligned}$$

а

$$\begin{aligned} & D = (\mathfrak{I}_T(T_A) \vee ((D_T = 0) \wedge (D_A = 0))) \wedge \\ & \wedge (\mathfrak{I}_{\text{Cu}}(U, T_A) \vee (D_{\text{ж}} = 1)) \wedge \\ & \wedge \mathfrak{I}_{\text{Kp}}(U, T_A, T_P) \wedge \mathfrak{I}_{\text{S1}}(U, T_A, T_P) \wedge \\ & \wedge \mathfrak{I}_{\text{S2}}(U, T_A, T_P) \end{aligned} \quad (3)$$

Здесь $\mathfrak{I}_T(T_A)$ - условие нерасцепляемости сцепа на горбе горки или аппарельном въезде на паромы, $\mathfrak{I}_{\text{Cu}}(U, T_A)$ - условие автоматической сцепляемости проектируемого вагона в кривых, $\mathfrak{I}_{\text{Kp}}(U, T_A, T_P)$ - условие нерасцепляемости сцепа из проектируемого и эталонного вагона на сопряжении прямой и круговой кривой, $\mathfrak{I}_{\text{S1}}(U, T_A, T_P)$ - условие нерасцепляемости сцепа из проектируемого и эталонного ва-

гона в S-образной кривой, $\mathfrak{Z}_{S2}(U, T_A, T_P)$ - условие нерасцепляемости сцепа из двух проектируемых вагонов в S-образной кривой. При $D_U=1$ или при $D_U=2$ группа не подбирается. При $D=false$ спроектировать вагон не возможно. Кроме подбора автосцепного оборудования, задача включает в себя определение интересующих конструктора величин отклонения головки автосцепки X и угла поворота тележки относительно кузова Ψ в тестовых кривых. Величина X определится из выражения

$$X = X_X(R_5) \Leftarrow (D_{Ц} = 1) \wedge (U = 1), \quad (4)$$

где

$$X_X(R_X) = \frac{n \cdot (2\ell + n) - \ell_T^2}{2R_X} + \lambda - B_0, \quad (5)$$

$$\lambda = \begin{cases} 0,026 \text{ м} \Leftarrow (n_T = 2) \vee (n_T = 4) \wedge (L = 0), \\ 0,013 \text{ м} \Leftarrow (n_T = 3) \wedge (L = 0), \\ 0,010 \text{ м} \Leftarrow (n_T = 2) \wedge (L = 1), \end{cases}$$

а Ψ в радианах определится из выражения

$$\Psi = \frac{\ell}{R_1} + \frac{e}{\ell_T} \left(1 + \frac{\ell_T}{2\ell} \right), \quad (6)$$

где

$$e = \begin{cases} 0,030 \text{ м} \Leftarrow \text{Ш} = \text{"к"}, \\ 0,040 \text{ м} \Leftarrow \text{Ш} = \text{"с"}. \end{cases}$$

В выражении (5) вне зависимости от того, обточены колеса по профилю ГОСТ 9036-88 [12] или по профилю МИНЭТЭК (ДМетИ) [13], принимается [1]

$$B_0 = B' \cdot (1,655 \cdot \sin(65^\circ - \beta_0) - 0,5), \quad (7)$$

$$\beta_0 = \frac{\ell + n}{R_X} \cdot 57,3^\circ, \quad (8)$$

$$B' = \begin{cases} 0,175 \text{ м} \Leftarrow (T_A = \text{"CA - 3"}) \vee \\ \vee (T_A = \text{"CA - 3Y"}), \\ 0,200 \text{ м} \Leftarrow T_A = \text{"CA - 3M"}. \end{cases}$$

В выражении (3) используется логическая переменная

$$\mathfrak{Z}_{Cu}(U, T_A) = (0 \geq X_X(R_4)). \quad (9)$$

Относительно особых условий необходимо сказать следующее. Если не обеспечивается автоматическая сцепляемость и $D_{Ж}=1$, то автосцепки должны быть оборудованы устройством для их принудительного отклонения к центру кривой, то есть $D_Z=1$. В то же время, $D_Z=0$, если сцепляемость обеспечена, и при $D_{Ж}=0$ вне зависимости от обеспечения сцепляемости:

$$D_Z = \begin{cases} 0 \Leftarrow \mathfrak{Z}_{Cu} \vee (D_{Ж} = 0); \\ 1 \Leftarrow \neg \mathfrak{Z}_{Cu} \wedge (D_{Ж} = 1). \end{cases} \quad (10)$$

Условия $\mathfrak{Z}_{Кр}$, $\mathfrak{Z}_{S1}$, $\mathfrak{Z}_{S2}$ в выражении (3) соответствуют зависимостям

$$\mathfrak{Z}_{Кр}(U, T_A, T_P) = \mathfrak{Z}(\Omega_i = \text{"Э"}, R_i = \infty, \Omega_j = \text{"Р"}, R_j = R_2), \quad (11)$$

$$\mathfrak{Z}_{S1}(U, T_A, T_P) = \mathfrak{Z}(\Omega_i = \text{"Э"}, R_i = R_3, \Omega_j = \text{"Р"}, R_j = R_3), \quad (12)$$

$$\mathfrak{Z}_{S2}(U, T_A, T_P) = \mathfrak{Z}(\Omega_i = \text{"Р"}, R_i = R_3, \Omega_j = \text{"Р"}, R_j = R_3), \quad (13)$$

где

$$\mathfrak{Z}(\Omega_i, R_i, \Omega_j, R_j) = \begin{cases} \alpha < \begin{cases} \alpha_1 \Leftarrow \alpha'_1 \leq \alpha' \leq \alpha'_2, \\ \alpha_\alpha \Leftarrow \alpha'_k < \alpha' \leq \alpha'_{k+1} \end{cases} \end{cases}, \quad (14)$$

$$\text{где } \alpha_\alpha = \bigvee_{k=2}^3 \left(\alpha_k + \frac{\alpha_k - \alpha_{k+1}}{\alpha'_k - \alpha'_{k+1}} (\alpha' - \alpha'_k) \right).$$

Здесь условия $\Omega_i = \text{"Р"}$ и $\Omega_j = \text{"Р"}$ соответствуют характеристикам проектируемого вагона, а условие $\Omega_i = \text{"Э"}$ соответствует характеристикам эталонного вагона, для которого Нормы [1] декларируют $n_T=2$, $2\ell=8,65$ м, $n=2,635$ м, $2\ell_{\text{тел}}=1,850$ м. В выражении (14)

$$\alpha = \beta + \gamma, \quad \alpha' = \beta' + \gamma, \\ \beta = \frac{180^\circ}{\pi} \arctg \frac{\ell + n_a + a}{R_i},$$

$$\beta' = \frac{180^\circ}{\pi} \arctg \frac{\ell' + n'_a + a}{R_j},$$

$$\gamma = \frac{180^\circ}{\pi} \arctg \frac{b + b' + \xi}{2a},$$

$$b = \frac{n_a \cdot (2\ell + n_a) - \ell_T^2 - a^2}{2R_i},$$

$$b' = \frac{n'_a \cdot (2\ell' + n'_a) - (\ell'_T)^2 - a^2}{2R_j}.$$

Длина консоли от центра пятника до шарнира хвостовика автосцепки определяется выражением $n_a = n - a$ ($n'_a = n' - a$). Характеристики Ω_i , R_i , α , β , b , ℓ , n , n_a , ℓ_T относятся к вагону i , характеристики Ω_j , R_j , α' , β' , b' , ℓ' , n' , n'_a , ℓ'_T относятся к вагону j . При определении $\mathfrak{Z}_{Кр}$ значения величины ξ соответствуют зависимостям

$$\xi = \begin{cases} 0,032 \text{ м} \Leftarrow ((n_T = 2) \vee (n_T = 4)) \wedge (L = 0), \\ 0,019 \text{ м} \Leftarrow (n_T = 3) \wedge (L = 0), \\ -0,025 \text{ м} \Leftarrow (n_T = 2) \wedge (L = 1), \end{cases}$$

при определении $\mathfrak{Z}_{S1}$ значения величины ξ соответствуют зависимости

$$\xi = \begin{cases} 0,002 \text{ м} \Leftarrow ((n_T = 2) \vee (n_T = 4)) \wedge (L = 0), \\ -0,011 \text{ м} \Leftarrow (n_T = 3) \wedge (L = 0), \\ -0,057 \text{ м} \Leftarrow (n_T = 2) \wedge (L = 1), \end{cases}$$

при определении $\mathfrak{Z}_{S2}$ значения величины ξ соответствуют зависимости

$$\xi = \begin{cases} 0,043 \text{ м} \Leftarrow ((n_T = 2) \vee (n_T = 4)) \wedge (L = 0), \\ 0,049 \text{ м} \Leftarrow (n_T = 3) \wedge (L = 0), \\ -0,030 \text{ м} \Leftarrow (n_T = 2) \wedge (L = 1). \end{cases} \quad 3$$

начения координат ограничительных контуров

$\bigvee_{k=1}^5 (\alpha_k, \alpha'_k)$ соответствуют табл. 2.

Таблица 2

Координаты ограничительных контуров

Розетка		k=1	k=2	k=3	k=4	k=5
эталона – $\Omega_i = \text{“Г”}$	α , град.	12,2	12,2	10,4	4,0	0
проектируемая – $\Omega_j = \text{“Г”}$	α' , град.	0	4,0	10,4	12,2	12,2
эталона – $\Omega_i = \text{“Г”}$	α , град.	12,2	12,2	10,4	4,0	0
проектируемая – $\Omega_j = \text{“П”}$	α' , град.	0	8,8	14,2	16,0	16,0
эталона – $\Omega_i = \text{“Г”}$	α , град.	11,6	11,6	11,2	4,0	0
проектируемая – $\Omega_j = \text{“8”}$	α' , град.	0	16,0	17,7	19,5	19,5
эталона – $\Omega_i = \text{“П”}$	α , град.	16,0	16,0	14,3	8,5	0
проектируемая – $\Omega_j = \text{“П”}$	α' , град.	0	8,5	14,3	16,0	16,0
эталона – $\Omega_i = \text{“8”}$	α , град.	19,0	19,0	18,5	17,0	0
проектируемая – $\Omega_j = \text{“8”}$	α' , град.	0	17,0	18,5	19,0	19,0

Условие $\mathfrak{Z}_\Gamma(T_A)$ в выражении (3) соответствует [1] зависимости

$$\mathfrak{Z}_\Gamma(T_A) = \begin{cases} (\Delta y_{\max} \leq \Delta) \Leftarrow \lambda_4, \\ (\Delta y_{\max} \leq \Delta \leq \Delta y_{\max,0}) \Leftarrow \lambda_5, \end{cases} \quad (15)$$

где $\Delta = \Delta h_{\text{доп}} - h_n$, $\lambda_4 = ((D_\Gamma = 1) \vee (D_A = 1))$, $\lambda_5 = (D_A = 3)$.

где максимальная величина относительного вертикального смещения автосцепок при проходе сцепом перелома профиля горки или аппарельного съезда $\Delta y_{\max}$ в миллиметрах определяется из выражения

$$\Delta y_{\max} = A + n \cdot (B + C \cdot n + D \cdot 2\ell) + \frac{n}{2\ell} \cdot (E + F \cdot n + G \cdot n^2), \quad (16)$$

а значения n и 2ℓ берутся в метрах. Допускаемая по условиям сцепления разность уровней автосцепок (при сцеплении с аналогичной автосцепкой) $\Delta h_{\text{доп}}$ определяется выражением

$$\Delta h_{\text{доп}} = \begin{cases} 180 \Leftarrow (T_A = \text{“CA-3”}), \\ 250 \Leftarrow \lambda_6, \end{cases}$$

при $\lambda_6 = (T_A = \text{“CA-3M”}) \vee (T_A = \text{“CA-3Y”})$, а допускаемая по ПТЭ начальная разность уровней осей автосцепок $\Delta h_n = 100$ мм. Значения коэффициентов A, B, C, D, E, F, G определяются согласно табл. 3 и 4.

Таблица 3

Значения коэффициентов B, C, D, E, F, G

	B	C	D	E	F	G
$2\ell + n < 11,8 \text{ м}$	0	2,0	2,0	0	0	0
$11,8 \leq 2\ell + n \leq 14,6 \text{ м}$	13,5	0,8	1,4	-80,4	13,5	-0,6
$2\ell + n > 14,6 \text{ м}$	58,2	-2,0	0	-429	58,2	-2,0

Значения коэффициента А

	$2n_T = 4$		$2n_T = 6$	$2n_T = 8$
	$2\ell_{\text{тел}} = 1,85 \text{ м}$	$2\ell_{\text{тел}} = 2,40 \text{ м}$		
$2\ell + n < 11,8 \text{ м}$	-1,7	-1,7	-4,0	—
$11,8 \leq 2\ell + n \leq 14,6 \text{ м}$	-1,8	-3,2	-4,4	-7,5
$2\ell + n > 14,6 \text{ м}$	-3,1	-4,6	-6,0	-9,8

В выражении (15) $\Delta y_{\max,0}$ в миллиметрах определяется выражением [1]

$$\Delta y_{\max,0} = w \cdot n - \left(1 + \frac{n}{2\ell}\right) \cdot \frac{w \cdot \ell_T}{2}, \quad (17)$$

где w - перелом профиля в промилле (‰), а значения n , 2ℓ и ℓ_T берутся в метрах.

Построение САПР. Последовательность проектирования автосцепного оборудования

Подбор автосцепного оборудования является классической задачей морфологического анализа (Ф. Цвикки, 1942 г.) [14]. Собственно проектирование является решением некоторого множества подзадач. Исходными для проектирования (для определения тех подзадач, которые будут решаться при проектировании автосцепного устройства конкретного экипажа) являются комбинации значений некоторых переменных ($T_{\text{ваг}}$, D_U , U и др.), согласованные с конструктором в процессе диалога. Последовательность согласовываемых вопросов приведена ниже.

1) На вопрос: «Тип вагона?» предполагается ответ: «грузовой» или «пассажирский» (по условиям нерасцепляемости и автоматической сцепляемости изотермический, почтовый и багажный вагоны обычно относят к пассажирским). Сказанное соответствует выражению $T_{\text{ваг}} \in \{ \text{«грузовой»}; \text{«пассажирский»} \}$, где $T_{\text{ваг}}$ - идентификатор типа вагона.

2) Если конструктор настаивает на особых условиях нерасцепляемости проектируемого вагона, то принимается $D_U = 2$. Если на особых условиях нерасцепляемости конструктор не настаивает, то при проектировании пассажирского вагона принимается $D_U = 1$, а при проектировании грузового вагона D_U - входной параметр, соответствующий ответу на вопрос: можно ли в автоматическом режиме подбирать группу проектируемого вагона по условиям

сцепляемости/нерасцепляемости ($D_U = 0$, если можно, $D_U = 1$, если группа задается конструктором). Сказанное соответствует выражению

$$D_U \in \begin{cases} \{0; 1; 2\} \Leftarrow T_{\text{ваг}} = \text{«грузовой»}, \\ \{1; 2\} \Leftarrow T_{\text{ваг}} = \text{«пассажирский»}. \end{cases}$$

3) Если $D_U = 1$, для грузового вагона необходимо задать группу ($U = 1$ или $U = 2$). При проектировании пассажирского вагона и $D_U = 1$ принимается $U = 3$. При $D_U = 2$ принимается $U = 666$. При $D_U = 0$ группа определится в результате работы подсистемы (можно принять исходным значение $U = 1$). Сказанное соответствует выражению

$$U \in \begin{cases} 1 \Leftarrow D_U = 0, \\ \{1; 2\} \Leftarrow (D_U = 1) \wedge (T_{\text{ваг}} = \text{«грузовой»}), \\ 3 \Leftarrow (D_U = 1) \wedge (T_{\text{ваг}} = \text{«пассажирский»}), \\ 666 \Leftarrow D_U = 2. \end{cases}$$

4) Если задано $D_U = 2$, необходимо ввести значения величин $R_1 \dots R_3$ (по согласованию с конструктором какие-то из этих радиусов могут быть приняты согласно табл. 1).

5) Вопрос о наличии центрирующего устройства при $U = 2$ и $U = 3$ не задается (при этом принимается $D_{\text{ц}} = 0$). При $U = 1$ и при $U = 666$ принимается $D_{\text{ц}} = 1$, если предполагается проектирование центрирующего устройства. Сказанное соответствует выражению

$$D_{\text{ц}} \in \begin{cases} 0 \Leftarrow (U = 2) \vee (U = 3), \\ \{0; 1\} \Leftarrow (U = 1) \vee (U = 666). \end{cases}$$

6) На вопрос об автоматической сцепляемости проектируемого вагона может быть два ответа: $D_{\text{ж}} = 0$, если автоматическая сцепляемость должна проектироваться, и $D_{\text{ж}} = 1$, если допускается автоматическую сцепляемость не проектировать. Сказанное соответствует выражению $D_{\text{ж}} \in \{0; 1\}$.

7) Конструктор должен определиться с требованиями к пропуску проектируемого вагона через горки. Требованию “через горки не пропускать” соответствует $D_{\Gamma}=0$; если пропуск проектируемого вагона через горб горки с параметрами $\Pi_{\Gamma}=55\%$, $R_{\Gamma}=250$ м допускается, принимается $D_{\Gamma}=1$; если вагон проектируется для пропуска через горки с $\Pi_{\Gamma}>55\%$ и/или $R_{\Gamma}<250$ м, принимается $D_{\Gamma}=2$ (но описываемая подсистема для проектирования таких вагонов не приспособлена!). Сказанное соответствует выражению $D_{\Gamma} \in \{0; 1; 2\}$. Добавим к сказанному, что пассажирские вагоны обычно проектируются с требованием «через горки не пропускать».

8) Опыт показывает, что конструктор воспринимает требования к пропуску проектируемого вагона через горки и требования к пропуску проектируемого вагона через аппарели паромов как совершенно различные. Запрет пропуска проектируемого вагона через аппарели паромов соответствует $D_A=0$; если пропуск проектируемого вагона через аппарели с параметрами $\Pi_A=55\%$, $R_A=250$ м допускается, принимается $D_A=1$; если вагон проектируется для пропуска через аппарельные съезды с длиной моста, большей длины вагона по осям сцепления, принимается $D_A=3$; допустимость пропуска проектируемого вагона через аппарельные съезды с $\Pi_A>55\%$ и/или $R_A<250$ м соответствует $D_A=2$ (но описываемая подсистема для проектирования таких вагонов не приспособлена!). Сказанное соответствует выражению $D_A \in \{0; 1; 2; 3\}$.

9) Осноть тележки (n_T), база ($2\ell_{\text{тел}}$) двух- или трехосной тележки (и базы межтележечных связей $\forall 2\ell_{T,M,i}$ для сочлененных двухосных тележек), тип подвешивания ($L \in \{0; 1\}$), тип подшипника ($Ш \in \{“с”; “к”\}$), база проектируемого вагона (2ℓ), длина консоли проектируемого вагона (n_B) по лобовому брусу для платформ (по торцовой стенке для крытых вагонов), «нависание пола вагона над автосцепкой» (Δ_B) являются исходными данными для работы описываемой подсистемы. При этом длина консоли от центра пятника до оси сцепления n и n_B связаны отношением $n = n_B + V_A - \Delta_B$, а длина консоли от центра

пятника до шарнира хвостовика автосцепки определяется выражением $n_a = n - a$.

10) Перед началом проектирования необходимо согласовать с конструктором допустимые для проектируемого вагона множество типов автосцепок $T_A^{(C)}$ и множество типов розеток $T_P^{(C)}$.

При условии $D = true$ выходными данными подсистемы будут:

- группа U проектируемого грузового вагона по условиям нерасцепляемости (если группа подбиралась при работе подсистемы),

- тип автосцепки T_A и тип розетки T_P (если они подбирались при работе подсистемы),

- наибольший возможный угол поворота тележки относительно кузова Ψ ,

- условие D_Z : если допускается ($D_{\text{ж}} = 1$) не обеспечивать автоматическую сцепляемость вагонов на сопряжении прямой и круговой кривой радиусом R_4 , а условие автоматической сцепляемости не выполнено ($\mathfrak{Z}_{\text{сц}} = false$), то согласно требований Норм [1] автосцепка должна быть оборудована устройством для принудительного отклонения автосцепки к центру кривой,

- поперечное отклонение X головки автосцепки (центра зацепления) на участке сопряжения прямой и круговой кривой радиусом $R_5=90$ м, которое обеспечивается усилием сцепщика 250 Н (для грузовых вагонов группы I с центрирующим устройством автосцепки).

Если условие $D = true$ окажется не выполненным, спроектировать требуемый вагон не возможно.

Выводы

1. Проектирование автосцепного оборудования железнодорожных вагонов – задача многокритериальной оптимизации, решаемая перебором на очень небольшом количестве комбинаций варьируемых параметров. Решение задачи не обязательно существует и не обязательно задача имеет только одно решение.

2. При проектировании каждого нового вагона количество исходных данных и зависящее от исходных данных количество ограничений задачи оптимизации определяются в процессе диалога с конструктором. Таким образом, диалог (интерфейс) является неотъемлемой частью САПР железнодорожных вагонов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных) [Текст]. - М.: ГосНИИВ-ВНИИЖТ, 1996. - 319 с.
2. Разработка алгоритмов и программного обеспечения подсистемы проектировочных расчетов в САПР конструирования вагонов [Текст]: отчет о НИР, № госрегистрации 01870097057. - Д.: ДИИТ, 1988. - 11 с.
3. САПР "грузовой вагон" на первых этапах проектирования. Организация управляющей подсистемы [Текст] / А. В. Рыжов и др. // Проблемы механики железнодорожного транспорта. Повышение надежности и совершенствование конструкций подвижного состава. Тезисы докл. Всесоюзн. конф. - Д., 1984. - С.44-45.
4. Построение современных систем автоматизированного проектирования [Текст] / К. Д. Жук и др. - К.: Наук. думка, 1983. - 246 с.
5. Дитрих, Я. Проектирование и конструирование. Системный подход [Текст] / Я. Дитрих. - М.: Мир, 1981. - 456 с.
6. Биргер, А. Г. Учет человеческих факторов при проектировании интерактивных систем [Текст] / А. Г. Биргер // Экспресс-информация. Вычислительная техника. - 1984. - № 15. - С. 10-13.
7. Коломийченко, В. В. Автосцепное устройство подвижного состава [Текст] / В. В. Коломийченко, Н. Г. Беспалов, Н. А. Семин. - М.: Транспорт, 1980. - 185 с.
8. Грузовые вагоны колеи 1520 мм железных дорог СССР [Текст]. - М.: Транспорт, 1989. - 176 с.
9. Вагоны. Конструкция, теория, расчет [Текст] / под ред. Л. А. Шадура. - М.: Транспорт, 1980. - 440 с.
10. Вагоны [Текст] / под ред. А. Д. Кузьмича. - М.: Машиностроение, 1978. - 376 с.
11. Скиба, И. Ф. Вагоны [Текст] / И. Ф. Скиба. - М.: Транспорт, 1979. - 304 с.
12. ГОСТ 9036-88. Колеса цельнокатаные. Конструкция и размеры [Текст].
13. Інструкція з формування, ремонту та утримання колісних пар тягового рухомого складу залізниць України колії 1520 мм [Текст]. ВНД 32.0.07.001-2001. - 151 с.
14. Алгоритмы научных решений на железнодорожном транспорте [Текст]: монография / И. Г. Морчиладзе и др. - М.: ИБС-Холдинг, 2007. - 298 с.

Поступила в редколлегию 07.09.2009

С. В. МЯМЛИН, д.т.н., профессор, ДИИТ (Украина);
В. В. ЖИЖКО, ДИИТ (Украина)

ПОИСК ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ РЕССОРНОГО ПОДВЕШИВАНИЯ ТЕЛЕЖЕК ПАССАЖИРСКИХ ВАГОНОВ

У статті представлено попередню оцінку динамічних якостей пасажирських вагонів та зроблено вибір параметрів ступенів підвішування візка 68-7007 з метою їх удосконалення та збільшення експлуатаційних швидкостей руху.

В статье представлена предварительная оценка динамических качеств пассажирских вагонов и сделан выбор параметров ступеней подвешивания тележки 68-7007 с целью их усовершенствования и увеличения эксплуатационных скоростей движения.

In the paper a preliminary estimation of the dynamic qualities of passenger coaches is presented and the choice of parameters of suspension stages for bogie 68-7007 is performed with the purpose of their improvement and increase of operation traffic speeds.

При разработке конструкций новых типов пассажирских вагонов необходимо выполнить предварительную оценку их динамических качеств. Определяющим фактором снижения динамической нагруженности, повышения устойчивости и плавности хода пассажирских вагонов и, как следствие, повышения скорости движения является выбор параметров ступеней подвешивания тележек [1-9].

Целью настоящей работы является предварительное определение параметров пневморессор центрального подвешивания тележки 68-7007 с целью совершенствования демпфирующих качеств рессорного подвешивания и достижения эксплуатационных скоростей движения до 300 км/ч.

Ранее рассматривались различные математические модели как отдельных гасителей колебаний и амортизаторов, так и в составе более полных математических моделей рельсовых экипажей [1,3,6-11]. Были сделаны также попытки усовершенствования математического описания пространственных колебаний пассажирских вагонов [12]. Но оптимальные параметры именно пневмоподвешивания не определялись. С учетом основных тенденций развития пассажирского вагоностроения, определение параметров пневморессор для тележек пассажирских вагонов является актуальной задачей для железнодорожного транспорта.

Вначале необходимо выбрать возмущения (неровности), действующие со стороны пути, которые будут использованы при определении оптимальных параметров пневморессор тележки. Для выбора неровностей выполним моделирование движения по прямому участку пути,

эксплуатируемого в настоящее время на железных дорогах Украины пассажирского вагона на тележках КВЗ-ЦНИИ. Амплитуду неровностей зададим такой, чтобы динамические показатели оставались в допустимых пределах вплоть до установленной максимальной скорости движения пассажирских поездов равной 120 км/ч [13]. Таким образом, пассажирский вагон на тележках КВЗ-ЦНИИ окажется в условиях близких к эксплуатационным. При этом очевидно, что интенсивность возмущений будет несколько завышенной, что пойдет в запас безопасности движения.

Допустимые величины динамических показателей пассажирских вагонов приведены в табл. 1.

Таблица 1

Допустимые величины динамических показателей пассажирских вагонов

Показатель	Величина
Коэффициент вертикальной динамики рамы кузова (Кдвц)	0,20
Коэффициент вертикальной динамики рамы тележки (Кдвб)	0,35
Коэффициент горизонтальной динамики рамы тележки (Кдг)	0,24
Показатель плавности хода в вертикальной (Wв) и горизонтальной (Wг) плоскостях	3,25
Коэффициент запаса устойчивости от схода вагона с рельсов при доверительной вероятности 0,001 (Ку)	1,80

Результаты выбора неровностей приведены на рис. 1 – 4.

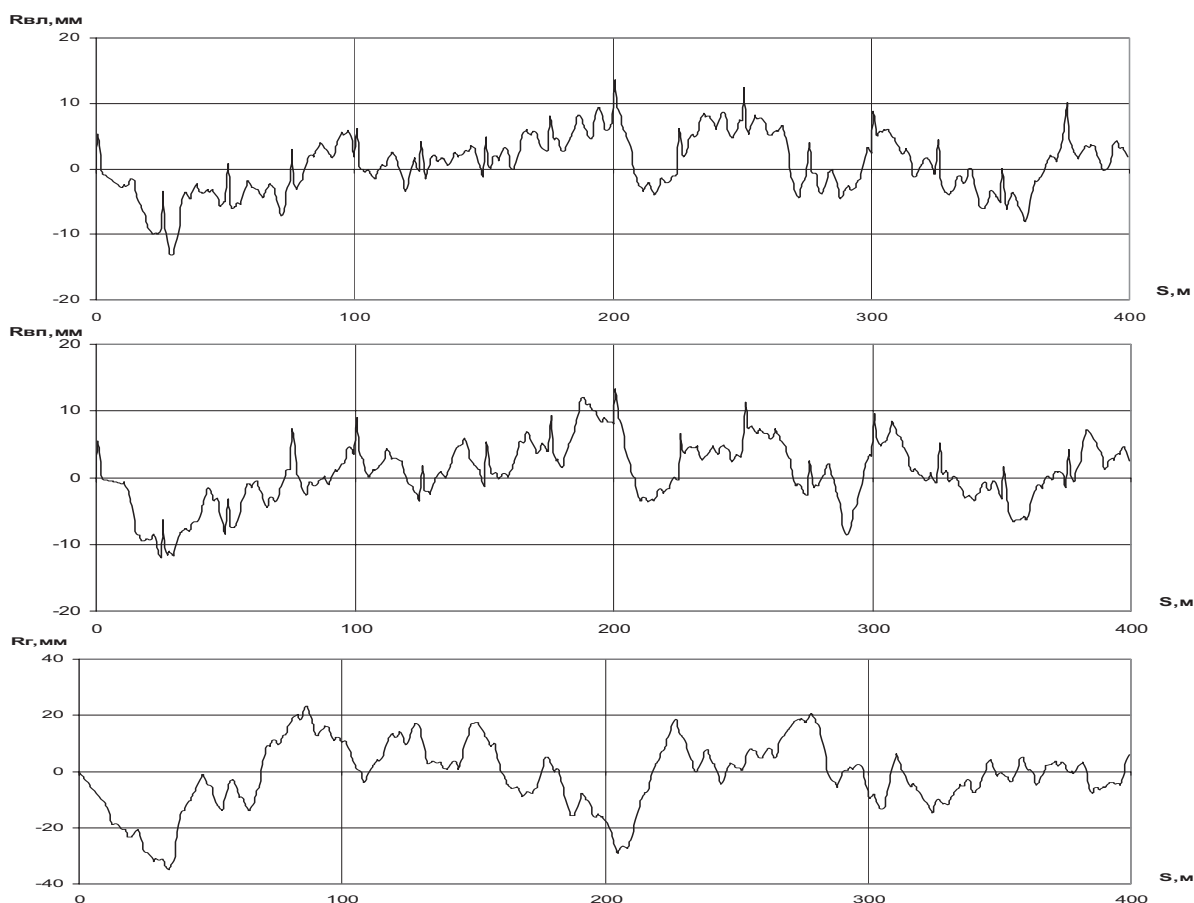


Рис. 1. Неровности пути в вертикальной и горизонтальной плоскости

На рис. 1 приведены неровности пути в вертикальном и горизонтальном направлении. На рис. 2 и 3, сплошными жирными линиями показаны результаты для вагонов на тележках КВЗ-ЦНИИ, сплошными тонкими – для вагона 61-779 на тележках 68-7007, а пунктирными – для вагона 61-788 на тележках 68-7007, жирными горизонтальными линиями – допустимые величины динамических показателей.

Как видно из рисунков, все динамические показатели для вагонов на тележках КВЗ-ЦНИИ укладываются в допустимые пределы при скоростях до 120 км/ч включительно. При дальнейшем увеличении скорости движения величины Кдвб и Кдг превосходят свои предельно допустимые значения. Для вагонов модели 61-779 и 61-788 на тележках 68-7007 величины динамических показателей практически одинаковы во всем диапазоне рассмотренных скоростей.

Для вагонов модели 61-779 и 61-788 нет никаких проблем с вертикальной динамикой – величины Кдвб, Кдвц и Wв существенно меньше допустимых значений при скоростях до 300 км/ч.

Что касается горизонтальной динамики, то величина Кдг выходит за допустимый предел при 220 км/ч. Так как этот показатель относится к первой (буксовой) ступени подвешивания, то прежде чем перейти к определению параметров пневморессоры второй (центральной) ступени подвешивания следует решить проблему снижения величины Кдг до допустимого значения.

Для поиска приемлемых, с точки зрения величин динамических показателей, параметров буксовой ступени подвешивания вагона модели 61-779 на тележках 68-7007 был использован метод Монте-Карло. После перебора примерно 2000 вариантов были получены 10 вариантов параметров буксового подвешивания.

Полученные значения сведены в табл. 2.

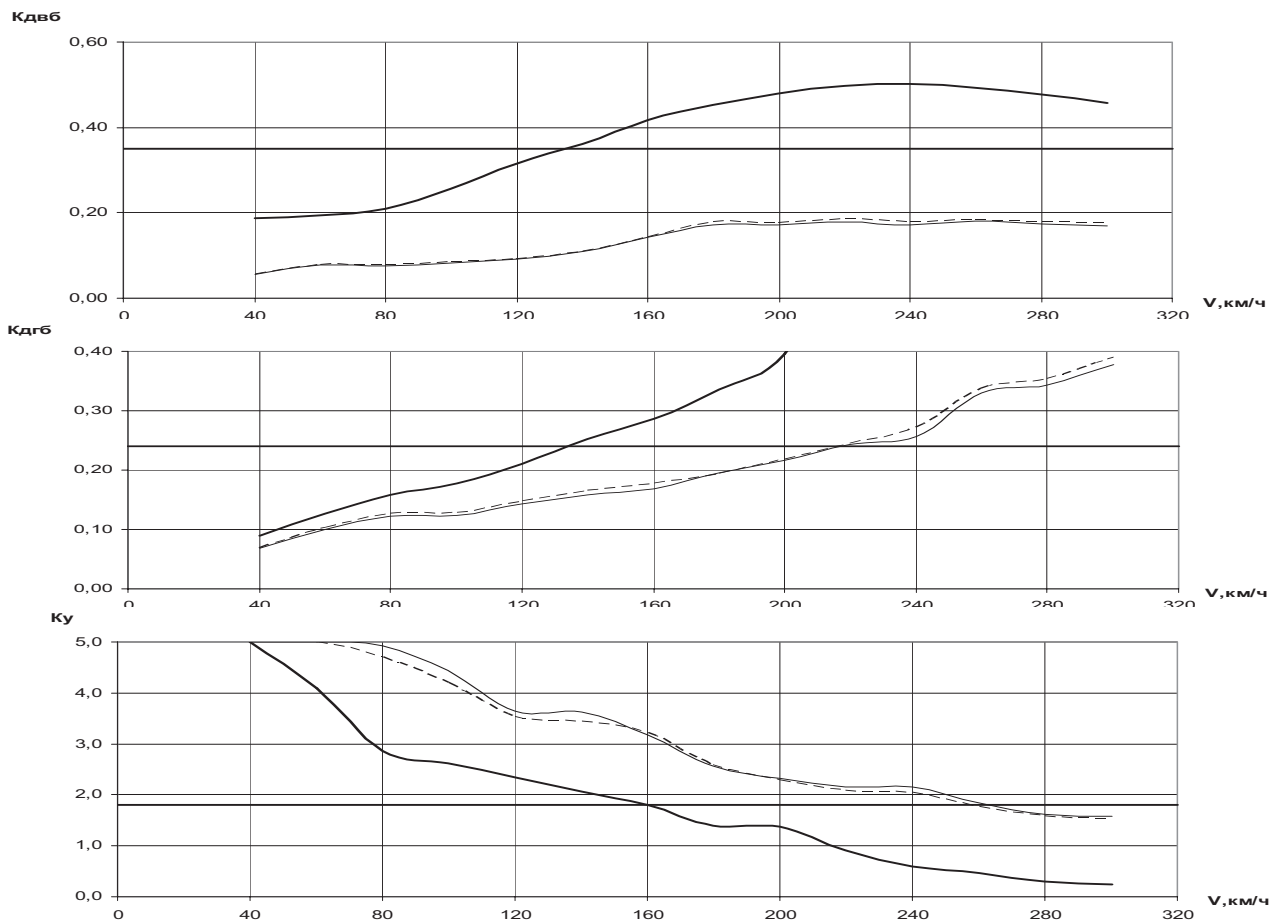


Рис. 2. Динамические показатели $K_{двб}$, $K_{дгб}$ и K_u пассажирских вагонов

Таблица 2

Варианты параметров буксового подвешивания для скорости 300 км/ч

Варианты параметров	$K_{бх}$ [кН/м]	$B_{бх}$ [кНс/м]	$K_{бу}$ [кН/м]	$B_{бу}$ [кНс/м]	$K_{бз}$ [кН/м]	$B_{бз}$ [кНс/м]
I	1290	27,4	255	12,6	1222	10,1
II	436	99,2	247	7,9	1137	10,9
III	1610	20,8	251	25,5	1791	8,4
IV	1627	26,6	402	19,5	359	20
V	1482	71,9	240	3,2	1051	11,8
VI	756	92,6	243	20,9	1706	9,2
VII	1793	30,9	419	8,7	1731	7
VIII	1802	65,3	236	16,2	1620	10,1
IX	939	3,7	412	4	1645	7,9
X	948	38	228	11,5	1535	11

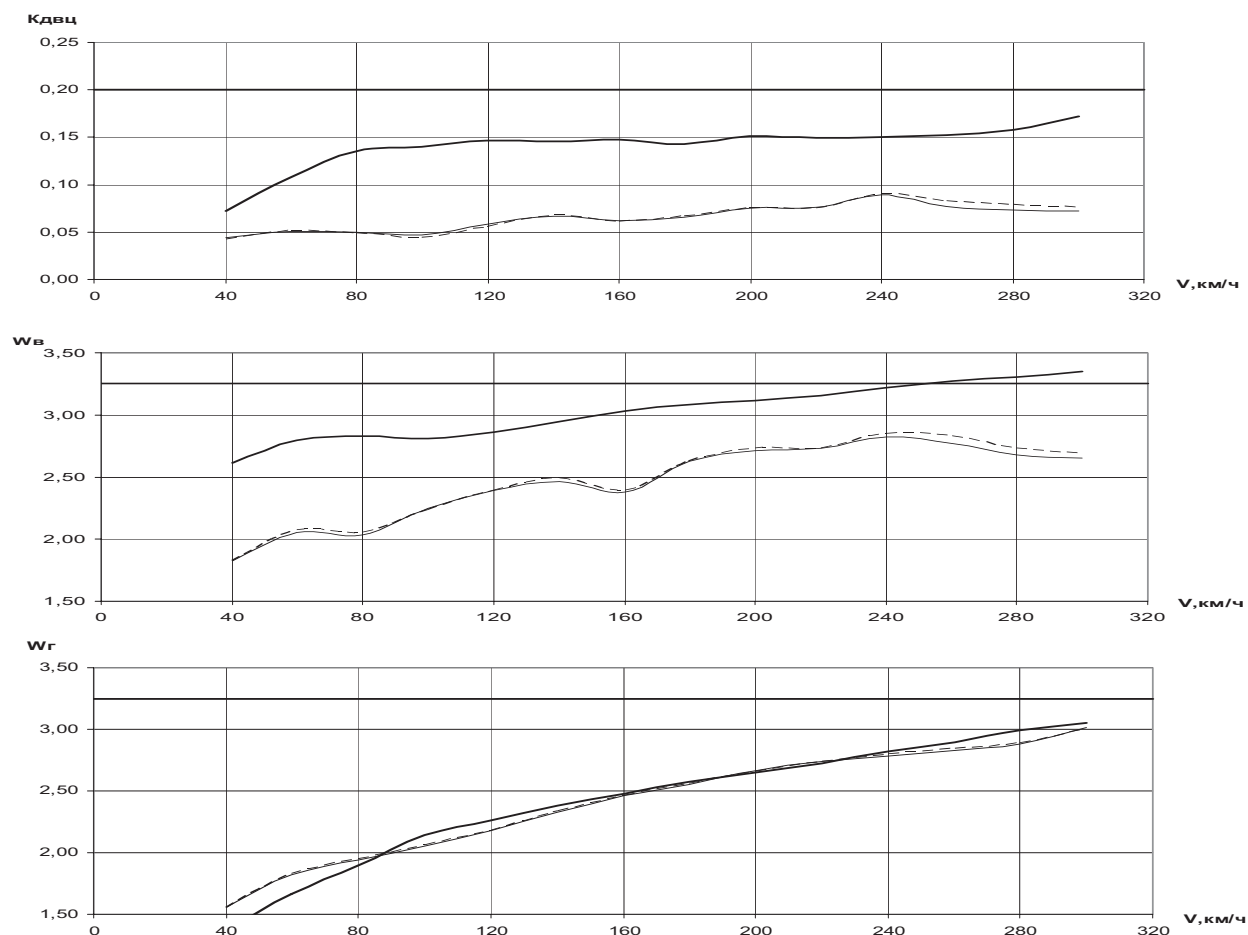


Рис. 3. Динамические показатели Кдвц, Wв и Wг пассажирских вагонов

Т.к. расчеты, при поиске параметров буксового подвешивания, выполнялись только при скорости 300 км/ч, то необходимо выполнить проверочные расчеты во всем диапазоне скоростей. В результате таких расчетов будут от-

брошены те варианты, при которых динамические показатели выходят за допустимые пределы при скоростях ниже 300 км/ч.

Результаты проверочных расчетов приведены в табл. 3 – 13.

Таблица 3

Динамические показатели для варианта I

Вариант I	V, км/ч	Кдвб	Кдг	Ку	Кдвц	Wв	Wг
	40	0,056	0,065	5	0,034	1,831	1,497
	60	0,124	0,063	5	0,054	2,226	1,691
	80	0,126	0,069	5	0,044	2,172	1,759
	100	0,15	0,067	5	0,044	2,262	1,884
	120	0,156	0,086	5	0,046	2,412	2,068
	140	0,191	0,112	4,836	0,055	2,537	2,198
	160	0,234	0,119	4,641	0,069	2,573	2,313
	180	0,262	0,122	4,429	0,065	2,566	2,487
	200	0,308	0,119	4,484	0,078	2,785	2,565
	220	0,317	0,124	4,446	0,073	2,861	2,625
	240	0,321	0,139	3,826	0,082	2,883	2,713
	260	0,306	0,156	2,814	0,098	2,974	2,772
	280	0,279	0,17	2,583	0,098	2,977	2,848
	300	0,266	0,172	2,777	0,082	2,912	2,896

Таблица 4

Динамические показатели для варианта II

Вариант II	V, км/ч	Кдвб	Кдг	Ку	Кдвц	Wв	Wг
	40	0,054	0,068	5	0,033	1,824	1,518
	60	0,118	0,058	5	0,052	2,198	1,701
	80	0,121	0,072	5	0,041	2,156	1,761
	100	0,141	0,069	5	0,042	2,247	1,903
	120	0,146	0,087	5	0,044	2,383	2,068
	140	0,188	0,11	5	0,055	2,507	2,18
	160	0,228	0,116	4,939	0,066	2,546	2,275
	180	0,261	0,115	5	0,065	2,565	2,436
	200	0,301	0,113	4,88	0,073	2,766	2,543
	220	0,315	0,118	4,85	0,071	2,837	2,614
	240	0,315	0,119	4,583	0,085	2,869	2,706
	260	0,295	0,129	4,013	0,098	2,948	2,78
	280	0,287	0,15	3,819	0,094	2,944	2,82
	300	0,269	0,146	3,374	0,078	2,883	2,892

Таблица 5

Динамические показатели для варианта III

Вариант III	V, км/ч	Кдвб	Кдг	Ку	Кдвц	Wв	Wг
	40	0,074	0,055	5	0,029	1,849	1,451
	60	0,143	0,064	5	0,051	2,267	1,646
	80	0,205	0,065	5	0,044	2,252	1,744
	100	0,203	0,067	5	0,054	2,319	1,901
	120	0,226	0,081	5	0,051	2,454	2,064
	140	0,243	0,104	4,797	0,066	2,549	2,216
	160	0,293	0,117	4,186	0,079	2,601	2,387
	180	0,317	0,129	3,85	0,076	2,583	2,538
	200	0,351	0,144	3,568	0,09	2,767	2,622
	220	0,379	0,159	3,343	0,076	2,899	2,668
	240	0,393	0,174	2,942	0,089	2,908	2,748
	260	0,389	0,203	2,577	0,103	2,986	2,829
	280	0,367	0,24	2,183	0,099	3,034	2,893
	300	0,345	0,237	2,121	0,091	2,988	2,937

Таблица 6

Динамические показатели для варианта IV

Вариант IV	V, км/ч	Кдвб	Кдг	Ку	Кдвц	Wв	Wг
	40	0,031	0,062	5	0,024	1,711	1,415
	60	0,056	0,085	5	0,028	1,853	1,607
	80	0,08	0,071	5	0,027	1,917	1,692
	100	0,107	0,084	5	0,032	2,046	1,801
	120	0,144	0,089	5	0,047	2,189	1,929
	140	0,189	0,111	4,722	0,047	2,199	2,051
	160	0,263	0,135	3,872	0,055	2,274	2,2
	180	0,294	0,149	3,354	0,051	2,412	2,333
	200	0,336	0,155	3,287	0,062	2,482	2,424
	220	0,358	0,166	3,072	0,067	2,54	2,486
	240	0,369	0,181	2,835	0,058	2,57	2,557
	260	0,352	0,201	2,596	0,051	2,516	2,628
	280	0,352	0,216	2,448	0,052	2,5	2,713
	300	0,345	0,23	2,257	0,053	2,484	2,764

Таблица 7

Динамические показатели для варианта V

Вариант V	V, км/ч	Кдвб	Кдг	Ку	Кдвц	Wв	Wг
	40	0,05	0,076	5	0,031	1,818	1,531
	60	0,108	0,065	5	0,049	2,189	1,712
	80	0,111	0,078	5	0,042	2,141	1,773
	100	0,134	0,077	5	0,04	2,238	1,925
	120	0,143	0,097	5	0,046	2,39	2,102
	140	0,183	0,124	4,863	0,055	2,519	2,205
	160	0,226	0,126	4,617	0,068	2,541	2,301
	180	0,261	0,12	4,542	0,067	2,558	2,441
	200	0,298	0,114	4,662	0,074	2,775	2,562
	220	0,317	0,117	4,493	0,071	2,833	2,625
	240	0,313	0,12	4,47	0,085	2,861	2,702
	260	0,293	0,134	4,157	0,094	2,945	2,737
	280	0,28	0,135	4,084	0,088	2,931	2,799
	300	0,279	0,196	3,598	0,073	2,864	2,846

Таблица 8

Динамические показатели для варианта VI

Вариант VI	V, км/ч	Кдвб	Кдг	Ку	Кдвц	Wв	Wг
	40	0,073	0,056	5	0,03	1,843	1,467
	60	0,138	0,056	5	0,052	2,255	1,653
	80	0,186	0,066	5	0,043	2,233	1,75
	100	0,193	0,064	5	0,049	2,305	1,888
	120	0,213	0,081	5	0,051	2,434	2,045
	140	0,238	0,102	4,897	0,065	2,532	2,192
	160	0,284	0,115	4,394	0,076	2,586	2,347
	180	0,308	0,129	4,16	0,076	2,582	2,514
	200	0,344	0,143	3,894	0,086	2,762	2,588
	220	0,369	0,15	3,655	0,074	2,887	2,649
	240	0,378	0,161	3,057	0,089	2,9	2,731
	260	0,371	0,173	2,751	0,101	2,978	2,802
	280	0,346	0,188	2,67	0,101	3,018	2,874
	300	0,33	0,203	2,504	0,09	2,976	2,925

Таблица 9

Динамические показатели для варианта VII

Вариант VII	V, км/ч	Кдвб	Кдг	Ку	Кдвц	Wв	Wг
	40	0,072	0,064	5	0,029	1,855	1,492
	60	0,152	0,096	5	0,051	2,276	1,734
	80	0,208	0,077	5	0,045	2,26	1,838
	100	0,202	0,095	5	0,051	2,323	1,965
	120	0,22	0,095	5	0,051	2,454	2,12
	140	0,234	0,118	4,344	0,066	2,547	2,295
	160	0,28	0,149	3,505	0,079	2,602	2,463
	180	0,299	0,163	3,32	0,076	2,582	2,576
	200	0,335	0,17	3,348	0,089	2,769	2,672
	220	0,373	0,164	3,493	0,074	2,895	2,678
	240	0,389	0,169	3,396	0,088	2,903	2,757
	260	0,384	0,179	3,1	0,101	2,989	2,795
	280	0,361	0,187	2,722	0,102	3,033	2,884
	300	0,342	0,196	2,807	0,092	2,988	2,922

Таблица 10

Динамические показатели для варианта VIII

Вариант VIII	V, км/ч	Кдвб	Кдг	Ку	Кдвц	Wв	Wг
	40	0,068	0,059	5	0,029	1,84	1,481
	60	0,136	0,058	5	0,053	2,254	1,655
	80	0,174	0,066	5	0,043	2,216	1,739
	100	0,184	0,062	5	0,05	2,296	1,886
	120	0,203	0,082	5	0,049	2,436	2,059
	140	0,228	0,099	5	0,064	2,541	2,208
	160	0,274	0,109	4,618	0,076	2,593	2,338
	180	0,304	0,114	4,54	0,073	2,573	2,513
	200	0,345	0,122	4,434	0,086	2,767	2,591
	220	0,371	0,13	3,976	0,073	2,889	2,641
	240	0,371	0,142	3,469	0,087	2,895	2,725
	260	0,366	0,164	2,835	0,099	2,979	2,798
	280	0,339	0,18	2,727	0,1	3,019	2,865
	300	0,317	0,17	2,965	0,089	2,97	2,916

Таблица 11

Динамические показатели для варианта IX

Вариант IX	V, км/ч	Кдвб	Кдг	Ку	Кдвц	Wв	Wг
	40	0,068	0,067	5	0,031	1,849	1,495
	60	0,146	0,1	5	0,051	2,269	1,763
	80	0,186	0,081	5	0,042	2,243	1,874
	100	0,192	0,098	5	0,048	2,311	1,99
	120	0,205	0,103	5	0,052	2,449	2,148
	140	0,225	0,122	4,265	0,063	2,549	2,314
	160	0,271	0,157	3,406	0,078	2,6	2,468
	180	0,293	0,18	3,191	0,075	2,587	2,612
	200	0,328	0,191	3,08	0,088	2,78	2,689
	220	0,358	0,195	2,815	0,075	2,895	2,717
	240	0,37	0,197	2,759	0,087	2,907	2,737
	260	0,37	0,193	2,749	0,1	2,99	2,812
	280	0,346	0,202	2,603	0,103	3,026	2,838
	300	0,319	0,221	2,42	0,09	2,974	2,868

Таблица 12

Динамические показатели для варианта X

Вариант X	V, км/ч	Кдвб	Кдг	Ку	Кдвц	Wв	Wг
	40	0,067	0,065	5	0,031	1,835	1,501
	60	0,13	0,057	5	0,052	2,242	1,672
	80	0,157	0,065	5	0,04	2,203	1,745
	100	0,176	0,063	5	0,046	2,286	1,9
	120	0,192	0,086	5	0,05	2,429	2,051
	140	0,22	0,104	5	0,062	2,537	2,215
	160	0,267	0,108	4,986	0,076	2,587	2,335
	180	0,301	0,11	5	0,073	2,577	2,49
	200	0,345	0,113	5	0,085	2,774	2,585
	220	0,368	0,119	4,389	0,074	2,883	2,627
	240	0,369	0,134	3,927	0,086	2,895	2,713
	260	0,363	0,148	2,686	0,099	2,979	2,76
	280	0,336	0,157	2,752	0,101	3,008	2,826
	300	0,315	0,169	3,225	0,088	2,956	2,88

Как видно из приведенных таблиц, большая часть полученных вариантов параметров не удовлетворяют ограничениям по Кдвб. Величины Кдвб, выходящие за допустимое значение, в таблицах отмечены жирным шрифтом. Пригодным для дальнейшего рассмотрения оказались 3 варианта параметров (I, II и V). Для этих вариантов на рис. 4 и 5 показаны графики динамических показателей.

Оставшиеся 3 варианта параметров буксовой ступени подвешивания параметров (I, II и V), как видно из рис. 4 и 5, мало отличаются друг от друга. Небольшое отличие величин K_u и $K_{дг}$

вряд ли может стать критерием для окончательного предпочтения одного из них, т.к. величины этих показателей для всех вариантов далеки от допустимых значений.

В дополнение к рассмотренным динамическим показателям на рис. 6 приведены графики показателей износа колес на поверхности катания (Φ_k) и на гребне (Φ_g). На этом же рисунке для сравнения жирной линией показаны показатели износа для варианта - вагон модели 61-779 на тележках 68-7007 с паспортными характеристиками амортизаторов.

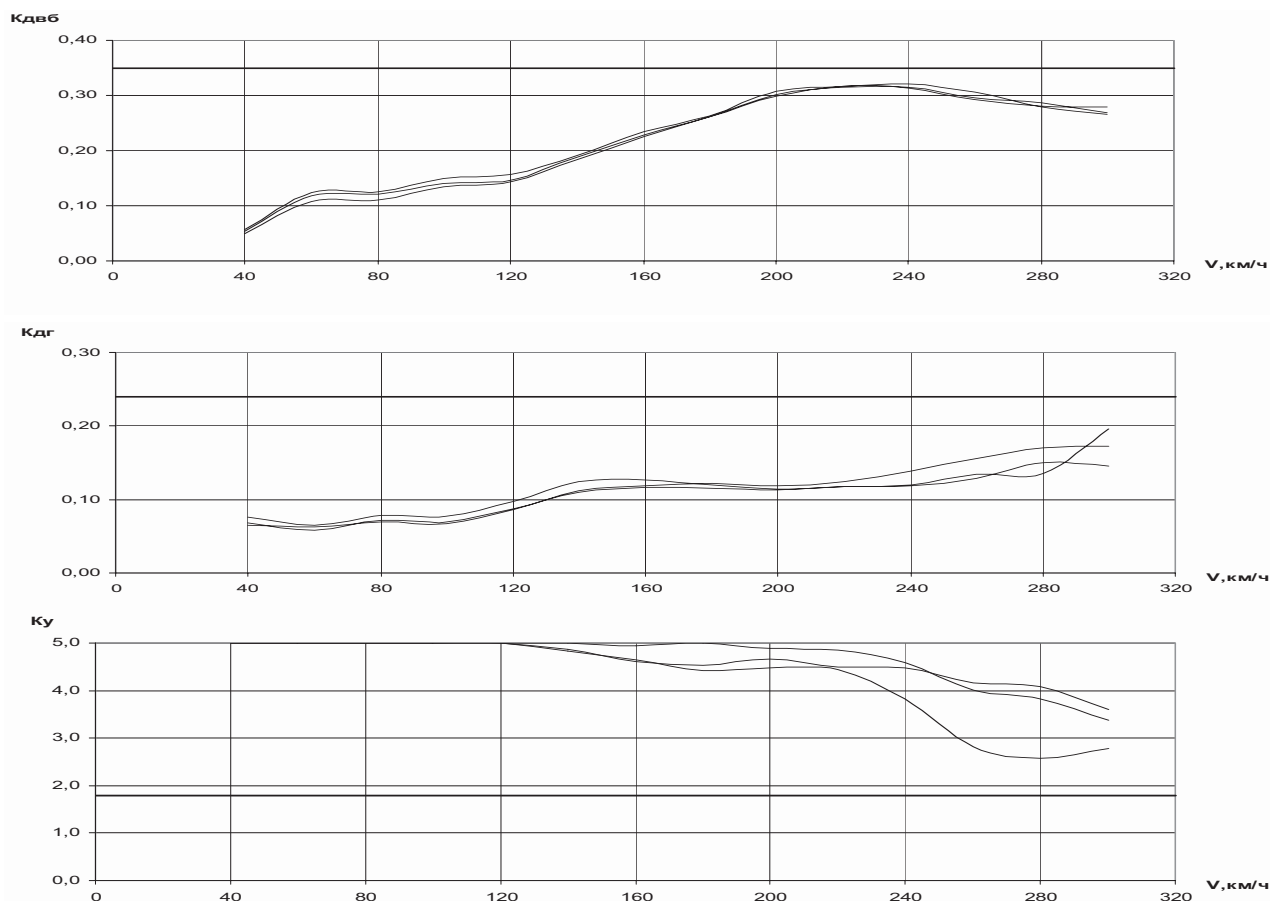


Рис. 4. Динамические показатели Кдвб, Кдг и Ку пассажирских вагонов модели 68-779

Из приведенных рисунков видно, что:

1. Показатели износа для полученных 3-х вариантов параметров буксового подвешивания при скоростях выше 140 км/ч существенно меньше, чем для тележки с паспортными параметрами буксового подвешивания.
2. Полученные 3 варианта параметров при скоростях выше 200 – 240 км/ч заметно отличаются между собой. С точки зрения показателей износа колес предпочесть следует вариант I. Кроме этого не следует забывать, что износ колесных

пар происходит, в первую очередь, из-за интенсивного виляния, что в свою очередь приводит к избыточным затратам на тягу поезда.

Таким образом, для скоростей движения пассажирских вагонов до 300 км/ч наиболее предпочтительными, прежде всего с точки зрения износа колес и затрат на тягу поезда, являются параметры буксового подвешивания, соответствующие варианту I. Поэтому именно эти параметры и следует рекомендовать для реализации.

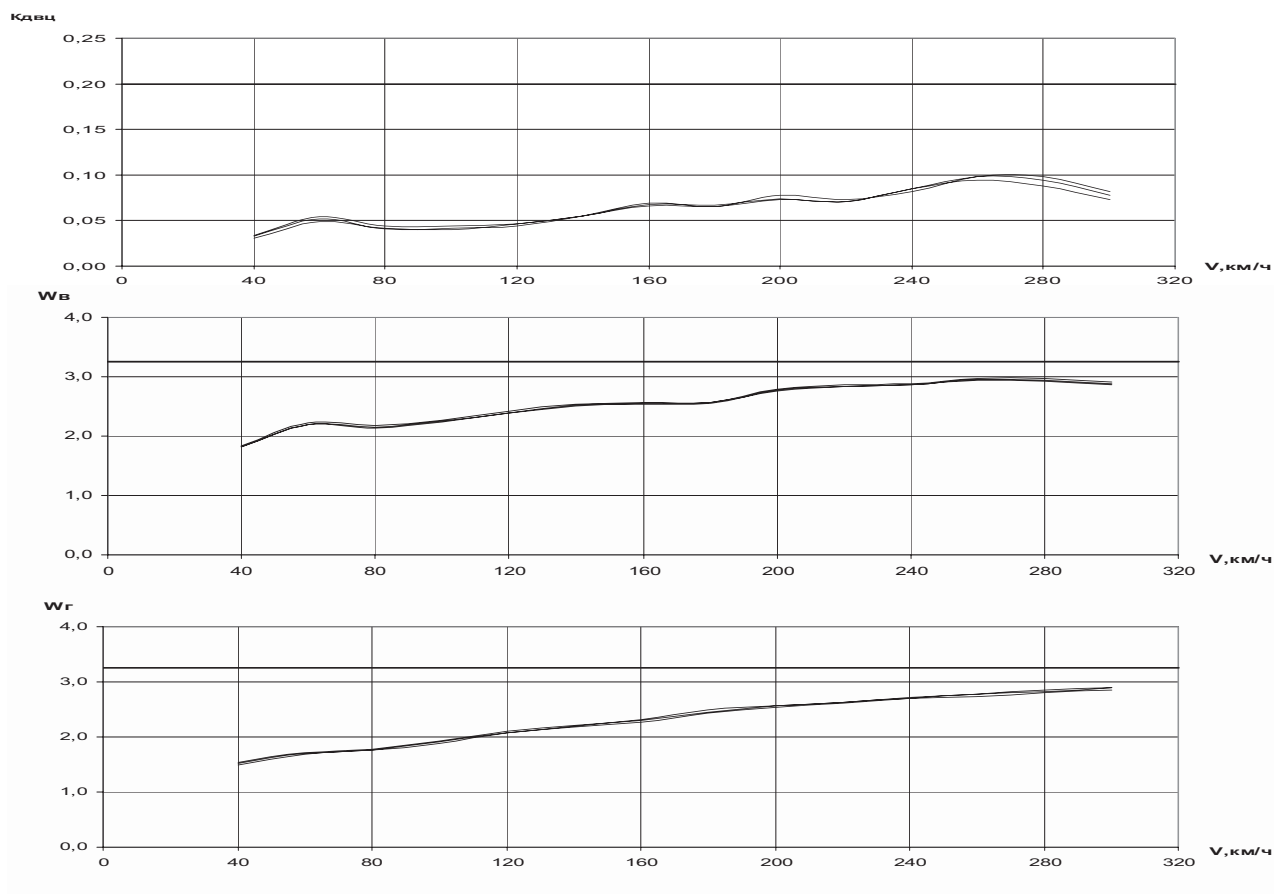


Рис. 5. Динамические показатели K_{dw} , W_b и W_g пассажирских вагонов модели 68-779

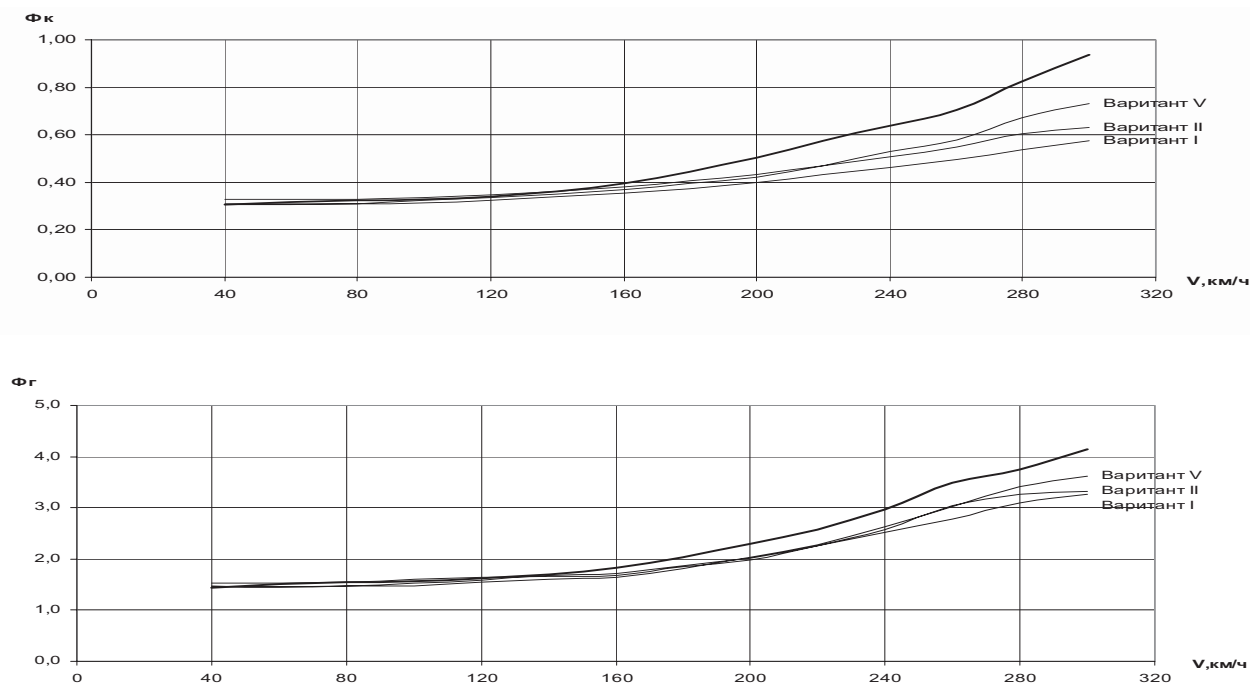


Рис. 6. Показатели износа колес на поверхности катания Φ_k и на гребне Φ_g

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Мямлин, С. В. Улучшение динамических качеств рельсовых экипажей путем усовершенствования характеристик рессорного подвешивания [Текст] : дис. ... докт. техн. наук: 05.22.07. – Д., 2003. – 455 с.
2. Теоретичні дослідження динаміки пасажирського вагону для швидкостей руху до 250 км/год [Текст] : звіт про НДР (заключ.) / Науково-виробниче підприємство «Укртранскад». – 4-107/ЮР; № ДР 0106U007472; Інв. № 0307U007208. – Д., 2006. – 386 с.
3. Мямлин, С. В. Моделирование динамики рельсовых экипажей [Текст] / С. В. Мямлин. – Д.: Новая идеология, 2002. – 240 с.
4. Мямлин, С. В. Влияние жесткости рессорного подвешивания на динамические показатели качества пассажирского вагона [Текст] / С. В. Мямлин // Транспорт. – Д.: ДІПТ, 2002. – № 10. – С. 46-50.
5. Вибір раціональних параметрів ресорного підвішування візка моделі 68-7007 [Текст] : звіт про НДР (заключ.) / Науково-виробниче підприємство «Укртранскад». – 4-106/ЮР; № ДР 0106U007471; Інв. № 0307U007207. – Д., 2006. – 112 с.
6. Николаев, В. А. Разработка методов аналитического конструирования квазиинвариантных систем рессорного подвешивания железнодорожных экипажей [Текст] : автореф. дис. ... докт. техн. наук / Омск. гос. ун-т путей сообщ. – Омск, 2003. – 42 с.
7. Камаев, В. А. Оптимизация параметров ходовых частей железнодорожного подвижного состава [Текст] / В. А. Камаев. – М.: Машиностроение, 1980. – 215 с.
8. Соколов, М. М. Гасители колебаний железнодорожного подвижного состава [Текст] / М. М. Соколов, В. И. Варава, Г. М. Левит. – М.: Транспорт, 1985. – 216 с.
9. Манашкин, Л. А. Гасители колебаний и амортизаторы ударов рельсовых экипажей (математические модели) [Текст] / Л. А. Манашкин, С. В. Мямлин, В. И. Приходько. – М.: АРТ-ПРЕСС, 2007. – 196 с.
10. Вершинский, С. В. Динамика вагона [Текст] / С. В. Вершинский, В. Н. Данилов, В. Д. Хусидов. – М.: Транспорт, 1991. – 359 с.
11. Лазарян, В. А. Динамика вагонов [Текст] / В. А. Лазарян. – М.: Транспорт, 1964. – 256 с.
12. Мямлин, С. В. Совершенствование математической модели пространственных колебаний пассажирского вагона [Текст] / С. В. Мямлин, В. И. Приходько, В. В. Жижко // Пр. 67 Міжн. наук.-практ. конф. «Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту». – Д.: ДІПТ, 2007. – С. 40-41.
13. Нормы допустимых швидкостей руху рухомого складу по залізничних коліях Державної адміністрації залізничного транспорту України шириною 1520 (1524) мм [Текст] . – К.: УЗ, 2004. – 52 с.

Поступила в редколлегию 04.09.2009

НАДЕЖНОСТЬ ЗЕМЛЯНОГО ПОЛОТНА НА УЧАСТКАХ ОБРАЩЕНИЯ ТЯЖЕЛОВЕСНЫХ ПОЕЗДОВ

Описано актуальність застосування руху великовагових поїздів, представлений полігон розширення руху великовагових поїздів до 2030 р., показана проблема надійної роботи земляного полотна на таких ділянках, запропоновані традиційні методи підвищення надійності земляного полотна.

Описана актуальность применения движения тяжеловесных поездов, представлен полигон расширения движения тяжеловесных поездов до 2030 г., показана проблема надежной работы земляного полотна на таких участках, предложены традиционные методы повышения надежности земляного полотна.

In the paper the urgency of using the heavy train traffic in Russia is described, the proving ground of extension for traffic of heavy trains till 2030 is presented. It is also shown the problem of functioning the ground bed on such sections and offered traditional methods for increasing the reliability of the ground bed.

В настоящее время всё больше и больше уделяют внимание движению тяжеловесных поездов. На железнодорожном съезде в 2007 г. [1], была поставлена задача повышения пропускной способности, в частности, за счет расширения полигона движения тяжеловесных поездов на железнодорожном транспорте РФ до 2030 года (рис. 1).

Это особенно актуально в условиях мирового финансового кризиса. При организации такого движения, позволит уменьшить парк на 10

единиц и высвободить 10 локомотивных бригад в сутки [2]. Также вождения тяжеловесных поездов актуально на тех участках, где очень высокая плотность пассажирского и пригородного движения, которая особенно возрастает в период летних пассажирских перевозок и проведения путевых работ. Так на Московской железной дороге организовано движение тяжеловесных поездов в направлении Вековка – Бекасово – Смоленск (рис. 2)



Рис. 1. Расширение полигонов тяжеловесного движения до 2030 г.

На Московской железной дороге эксплуатируются тяжеловесные поезда с вагонами в составе 85 или 100 условных единиц. При таком количестве вагонов на земляное полотно оказывается более продолжительные динамические воздействия в 1,3 и 1,5 раза.

Также на Московской дороге применяется вождение сдвоенных поездов с применением

на график движения поездов 2007/08 г.г.
(задание на смену)

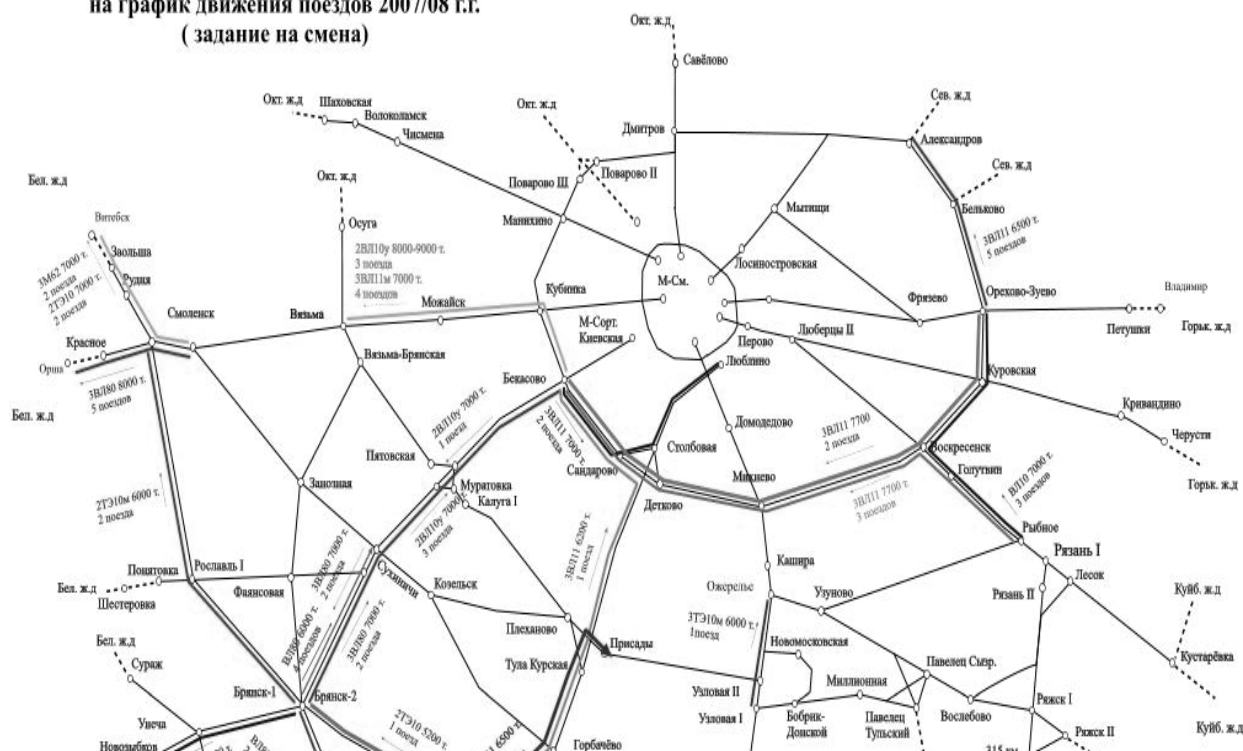


Рис. 2. Схема формирования отправок станциями Московской железной дороги поездов повышенного веса

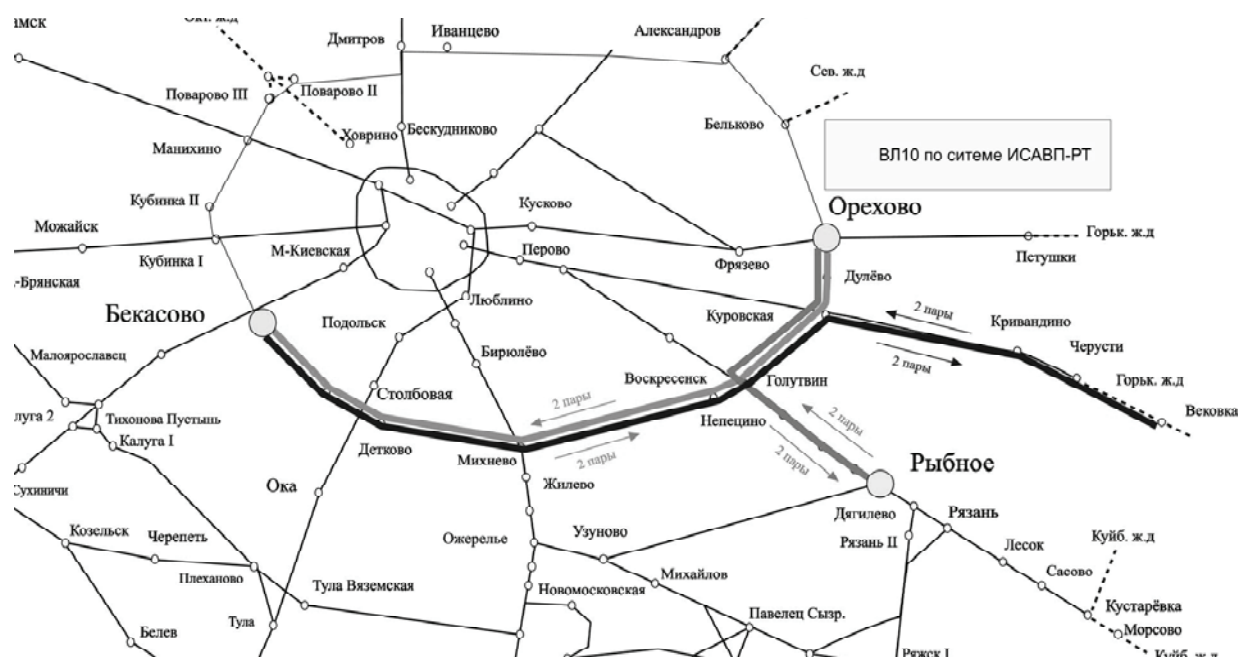


Рис. 3. Участки вождения сдвоенных грузовых поездов на Московской ж.д.

системе ИСАВП-РТ. Система ИСАВП-РТ предусматривает вождение сдвоенных поездов, за счет чего увеличивается вес поезда в два раза. Так на Московской дороге, практикуется вождение поездов массой до 12000 тонн. Схема вождения сдвоенных грузовых поездов по системе ИСАВП-РТ показана на рис. 3.

От повышения длины поезда, грузонапряженности железнодорожного пути находятся в прямой зависимости увеличение числа деформаций, таких как обрушения, сплывы, оползни и другие явления, носящие внезапный характер и представляющие наибольшую угрозу безопасности движения поездов[3]. Практика использования тяжеловесных поездов показывает, что применение тяжеловесных поездов на некоторых участках вызывает рост деформаций земляного полотна. По месту возникновения деформаций их можно разделить на три группы:

- 1) деформации основной площадки земляного полотна;
- 2) деформации тела земляного полотна;
- 3) деформации основания земляного полотна.

Деформации основной площадки земляного полотна образуются, как правило, вследствие низкой несущей способности грунта основной площадки, а также из-за наличия балластных корыт, балластных мешков.

Деформации тела земляного полотна выражаются в виде сплывов откосов, оползания откосов насыпи за счет выхода грунтовых вод на поверхность откоса, появление коротких трещины у бровок откосов и появление продольных трещин на поверхности пути. Наличие балластных шлейфов на откосах, при интен-

сивной эксплуатации земляного полотна, могут привести к их сплыву.

Деформации основания земляного полотна происходят в основном на насыпях со слабым основанием (торф, водонасыщенные грунты).

Для стабилизации и усиления земляного полотна в зависимости от места возникновения деформаций, существует множество технических решений. Например, для усиления основной площадки земляного полотна используются геоматериалы (георешетки, геоячейки), полимерные пленки или плиты пенополистирола.

Усиление тела земляного полотна можно реализовать за счет устройства поддерживающих и удерживающих сооружений, в частности, армогрунтовых стен. Для этих целей также традиционно используется устройство контрбанкетов. В качестве материала для отсыпки контрбанкетов наряду с обыкновенными дренирующими грунтами можно использовать отсеvy щебня сухой магнитной сепарации (СМС) рис. 4 [5].

По сравнению с традиционно используемым дренирующим грунтом, отсеvy щебня СМС практически в два раза дешевле.

Для усиления основания земляного полотна также используется множество технических решений. Наиболее часто применяют устройство буронабивных или деревянных свай (рис. 5) в основании земляного полотна, пригрузочные бермы из дренирующего грунта.

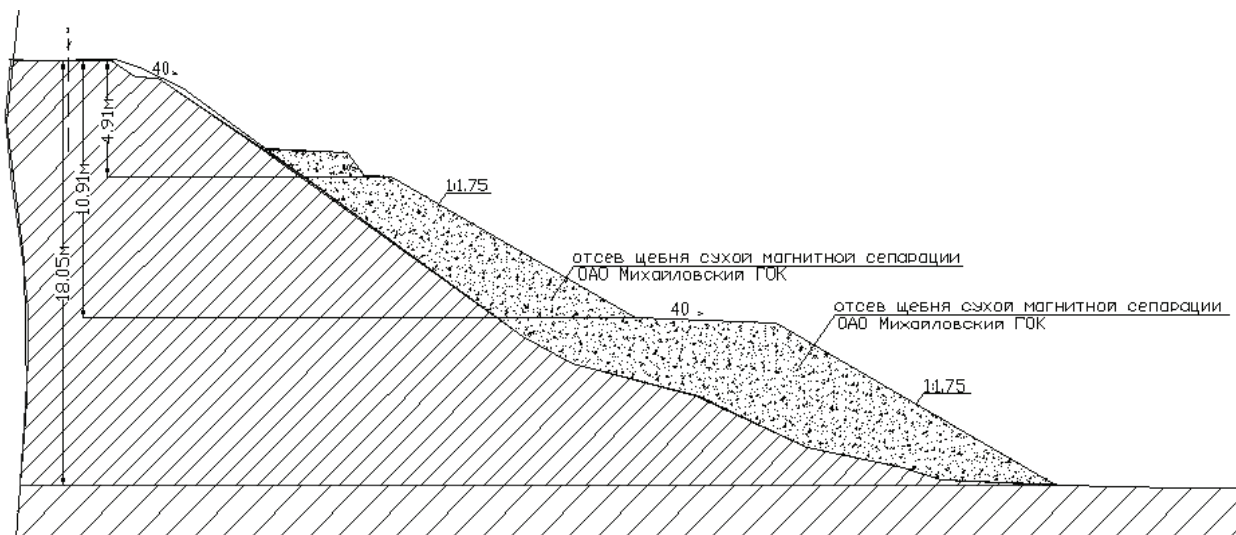


Рис. 4. Отсыпка контрбанкета из отсеvов щебня сухой магнитной сепарации (СМС)

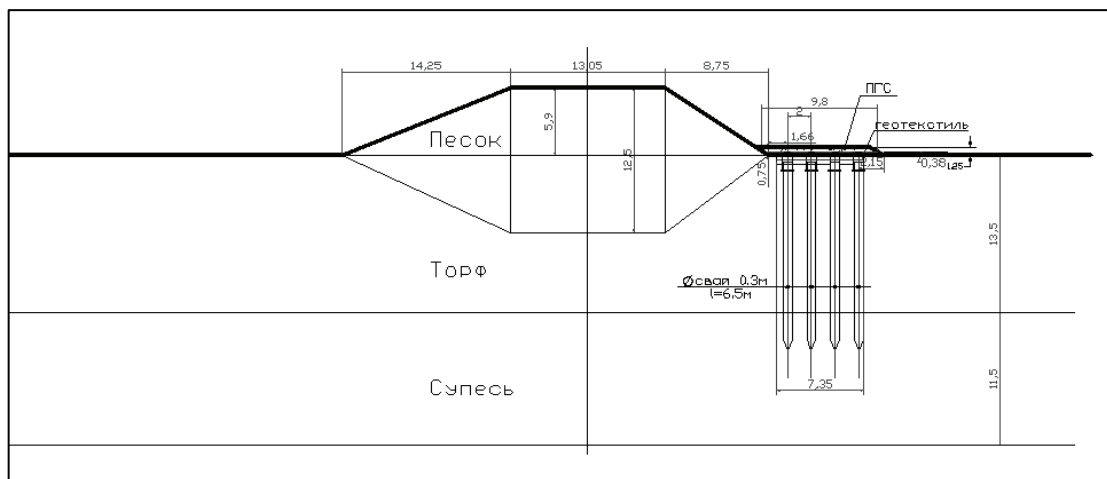


Рис. 5. Устройство деревянных свай для усиления основания земляного полотна

Делая вывод можно сказать, что повышение пропускной способности железных дорог за счет увеличения массы поезда актуально и перспективно. Эксплуатации пути на участках движения тяжеловесных поездов, как показывает практика, приводит к росту деформаций земляного полотна.

Для обеспечения надежной работы земляного полотна на участках обращения тяжеловесных поездов следует проанализировать влияние такого воздействия на него и проанализировать условия применения различных технических решений по их стабилизации с учетом не только их места возникновения, но и ряда других параметров.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Информационно-аналитический сборник. Железнодорожный съезд «Развитие 2030» [Текст]. – М., ГКД, 2007.
2. Корнышев, Д. В. Слагаемые оптимизации эксплуатационной работы дороги [Текст] / Д. В. Корнышев // Железнодорожный транспорт. – 2008. – Вып. 8/08. – С. 28-29.
3. Коншин, Г. Г. Резонансные явления в насыпях под поездами и методика прогнозирования их внезапных деформаций [Текст] / Г. Г. Коншин // Современные проблемы проектирования, строительства и эксплуатации железнодорожных сооружений: V науч.-техн. конф. с междуна. участием. – Тр. МИИТа. – М., 2008. – С. 78–82.

Поступила в редколлегию 10.08.2009

А. Н. ПАСЕЧНИК, д.ф.-м.н., профессор, Академия таможенной службы (Украина);

В. А. ПАСЕЧНИК, к.ф.-м.н., ДНУ (Украина);

Н. Н. НОВОТНА, магистр, ДНУ (Украина)

МЕТОД РАСЧЕТА СОБСТВЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ ПЛАСТИНЫ СО СМЕШАННЫМИ УСЛОВИЯМИ ЗАКРЕПЛЕНИЯ КОНТУРА

Запропонований асимптотичний метод розрахунку й дослідження власних коливань тонких пружних прямокутних пластин зі змішаними умовами закріплення контуру типу «защемлення-шарнір» для симетричного й асиметричного розміщення ділянок закріплення.

Предложен асимптотический метод расчета и исследования собственных колебаний тонких упругих прямоугольных пластин со смешанными условиями закрепления контура типа «защемление-шарнир» для симметричного и асимметричного размещения участков закрепления.

It is offered an asymptotic method of calculation and study of the eigen vibrations of thin elastic rectangular plates with mixed conditions of fastening the contour of type "pinching-joint" for symmetrical and asymmetrical placement of the fastening areas.

Применение пластин в реальных конструкциях связано с использованием различных способов закрепления определенных участков контура пластины [1]. В связи с этим, задача разработки эффективных методов исследования смешанных краевых задач теории пластин, решению которой посвящены работы [2-9], является весьма актуальной. В настоящее время для решения краевых задач теории пластин и оболочек весьма эффективными являются различные методы теории возмущения [3, 8].

Постановка задачи. Рассмотрим исследование собственных колебаний прямоугольной пластины со смешанными условиями закрепления контура методом возмущения вида граничных условий. Схема размещения участков для симметричного (а) и асимметричного (б) закрепления пластины представлена на рис.1. Соответствующее дифференциальное уравнение в безразмерном виде имеет вид [3]

$$\nabla^4 \bar{w} + \frac{m b^4}{D} \bar{w}'' = 0, \quad (1)$$

$$\nabla^4 \bar{w} = \left(\frac{\partial^2}{\partial \xi^2} + \frac{\partial^2}{\partial \eta^2} \right)^2, \quad (1)$$

где D – цилиндрическая жесткость; m – приведенная масса пластины; a, b – размеры пластины; ξ, η – безразмерные координаты; $\xi = x/b$, $\eta = y/b$.

Краевая задача для уравнения (1) определяется смешанными краевыми условиями [8]

$$\bar{w} = 0, \quad w_{\xi\xi} = 0 \quad \text{при} \quad \xi = \pm 0,5 k, \quad (2)$$

$$w = 0, \quad w_{\eta\eta} = H(\xi)(w_{\eta\eta} \pm w_{\eta}) \quad \text{при} \quad \eta = \pm 0,5, \quad (3)$$

где $H(\xi) = H(\xi - k) + H(-\xi - k)$, $H(\xi)$ – функция Хевисайда, $k = a/b$.

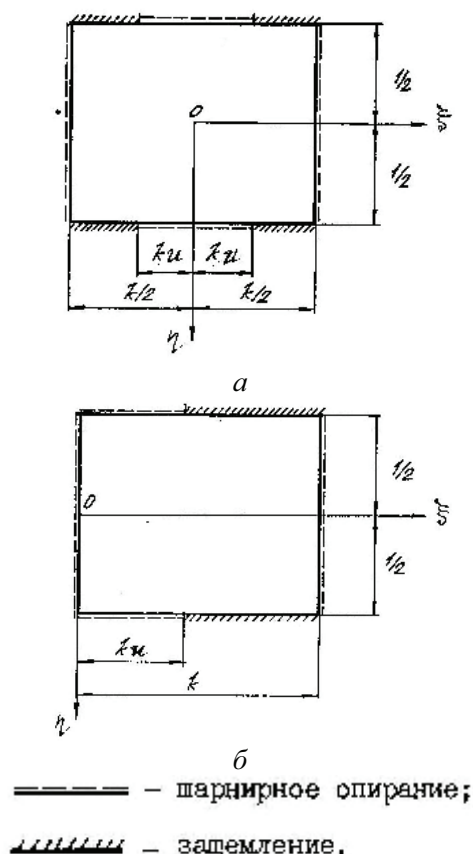


Рис. 1. Схема размещения участков закрепления пластины

Метод построения решения. Для построения решения уравнения (1) используем метод разделения переменных:

$$w = w(\xi, \eta) \cdot T(t). \quad (4)$$

После подстановки выражения (4) в уравнение (1) получим два уравнения:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial t^2} + \theta^2 T = 0, \quad (5)$$

$$\nabla^4 w - \lambda w = 0, \quad (6)$$

где θ^2 – круговая частота собственных поперечных колебаний пластины; $\lambda = \frac{m\theta^2 b^4}{D}$ –

собственное число задачи.

В соответствии с [8] введем в граничные условия (3) параметр ε , чтобы при $\varepsilon=0$ были реализованы граничные условия шарнирного опирания по всему краю $\eta = \pm 0,5$, а при $\varepsilon=1$ – исходные смешанные граничные условия типа «защемление-шарнир»:

$$w=0, w_{\eta\eta} = H(\xi)\varepsilon(w_{\eta\eta} \pm w_\eta) \text{ при } \eta = \pm 0,5, \quad (7)$$

При промежуточных значениях параметра ε реализуются смешанные граничные условия типа «упругое защемление-шарнир» с коэффициентом упругого замещения $\mu = \varepsilon/(1-\varepsilon)$.

Применим метод малого параметра. Для этого представим собственное число задачи λ и собственную форму ω в виде рядов по ε :

$$w = \sum_{i=0}^{\infty} w_i \varepsilon^i; \quad \lambda = \sum_{i=0}^{\infty} \lambda_i \varepsilon^i. \quad (8)$$

Подставляя ряды (8) в уравнение (6) и граничные условия (2), (7), приравнявая выражения при одинаковых степенях параметра ε получим следующую рекуррентную последовательность краевых задач:

$$\varepsilon^0: \quad \nabla^4 w_0 - \lambda_0 w_0 = 0, \quad (9)$$

$$w_0 = 0, w_{0\xi\xi} = 0 \text{ при } \xi = \pm 0,5k,$$

$$w_0 = 0, w_{0\eta\eta} = 0 \text{ при } \eta = \pm 0,5;$$

$$\varepsilon^j: \quad \nabla^4 w_j - \lambda_0 w_j = \sum_{i=1}^j \lambda_i w_{j-i}, \quad (10)$$

$$w_j = 0, w_{j\xi\xi} = 0 \text{ при } \xi = \pm 0,5k,$$

$$w_j = 0, w_{j\eta\eta} = \pm H(\xi) \sum_{i=0}^{j-1} w_{i\eta} \text{ при } \eta = \pm 0,5.$$

Рассмотрим построение решения задачи для случая прямосимметричных относительно осей ξ и η форм собственных колебаний.

В нулевом приближении имеем:

$$w_0 = \xi_0 \eta_0 = \cos\left(\frac{\pi m}{k} \xi\right) \cos(\pi n \eta), \quad (11)$$

$$\lambda_0 = \pi^4 \left(n^2 + \frac{m^2}{k^2} \right)^2, \quad (n, m) = 1, 3, 5, \dots \quad (12)$$

В первом приближении получаем следующую краевую задачу

$$\nabla^4 w_1 - \lambda_0 w_1 = \lambda_1 w_0, \quad (13)$$

$$w_1 = 0, w_{1\xi\xi} = 0 \text{ при } \xi = \pm 0,5k, \quad (14)$$

$$w_{1\eta\eta} = \pi n (-1)^{\frac{n-1}{2}} H(\xi) \cos\left(\frac{\pi m}{k} \xi\right), \quad (15)$$

$$w_1 = 0 \text{ при } \eta = \pm 0,5.$$

Решение ищем в виде разложения

$$w_1 = \sum_{i=1,3,\dots}^{\infty} Y_{li} \cos\left(\frac{\pi i}{k} \xi\right). \quad (16)$$

После подстановки выражения (16) в краевую задачу (13) – (15) получим две краевые задачи:

$i=m$

$$Y_{lm}^{IV} - 2 \frac{\pi^2 m^2}{k^2} Y_{lm}^{II} - \pi^4 n^2 \left(2 \frac{m^2}{k^2} + n^2 \right) Y_{lm} = \lambda_1 \cos(\pi n \eta), \quad (17)$$

$$Y_{lm}^{II} = \pm \pi n (-1)^{\frac{n-1}{2}} \gamma_{mm},$$

$$Y_{lm} = 0 \text{ при } \eta = \pm 0,5. \quad (18)$$

$i \neq m$

$$Y_{li}^{IV} - 2 \frac{\pi^2 i^2}{k^2} Y_{li}^{II} - \pi^4 \left(n^2 + \frac{m^2}{k^2} - \frac{i^4}{k^4} \right) Y_{li} = 0, \quad (19)$$

$$Y_{li} = 0 \quad Y_{li}^{II} = \pm \pi n (-1)^{\frac{n-1}{2}} \gamma_{im} \text{ при } \eta = \pm 0,5.$$

$$Y_{li}^{II} = \pm \pi n (-1)^{\frac{n-1}{2}} \gamma_{im},$$

$$Y_{li} = 0 \text{ при } \eta = \pm 0,5. \quad (20)$$

Здесь

$$\gamma_{mm} = (1-2u) - \frac{1}{\pi m} \sin(2\pi m u),$$

$$\gamma_{im} = \frac{4}{\pi(m^2 - i^2)} [i \sin(\pi u i) \cos(\pi u m) -$$

$$- m \sin(\pi u m) \cos(\pi u i)] \text{ при } i \neq m,$$

$$H(\xi) \cos\left(\frac{\pi m}{k} \xi\right) = \sum_{i=1,3,5,\dots}^{\infty} \gamma_{im} \cos\left(\frac{\pi i}{k} \xi\right).$$

Учитывая условия равномерности асимптотического разложения, определяем из краевой задачи (17) – (18) первую поправку к собственному числу λ_1

$$\lambda_1 = \frac{-Y_{1m}^{II} Y_0^I \Big|_{-0,5}^{0,5}}{\int_{-0,5}^{0,5} Y_0^2 d\eta} = 4\pi^2 n^2 \gamma_{mm}. \quad (21)$$

После определения λ_1 получим следующее выражение для Y_{1m}

$$Y_{1m} = \frac{n}{\pi\alpha} \gamma_{mm} \left[\frac{(-1)^{\frac{n-1}{2}}}{2ch \frac{\pi}{2} \beta_1} ch(\pi\beta_1\eta) - \eta \sin(\pi n \eta) \right], \quad i = m, \quad (22)$$

$$\alpha = n^2 + \frac{m^2}{k^2}; \quad \beta_1 = \sqrt{2 \frac{m^2}{k^2} + n^2}.$$

Решение задачи (19) – (20) поправок к собственному числу не дает, а вносит дополнительные слагаемые в форму колебаний:

$$Y_{li} = \frac{n(-1)^{\frac{n-1}{2}}}{2\pi \left(\frac{i^2}{k^2} + n^2 \right)} \gamma_{im} \left[\frac{ch(\alpha_{li}\eta)}{ch \frac{\alpha_{li}}{2}} - \frac{\left\{ \begin{matrix} ch(\phi_{li}\eta) \\ \cos(\beta_{li}\eta) \end{matrix} \right\}}{\left\{ \begin{matrix} ch \frac{\phi_{li}}{2} \\ \cos \frac{\beta_{li}}{2} \end{matrix} \right\}} \right], \quad (23)$$

$$\left\{ \begin{matrix} i^2 > m^2 + n^2 k^2 \\ i^2 < m^2 + n^2 k^2 \end{matrix} \right\},$$

$$\alpha_{li} = \pi \sqrt{\frac{i^2 + m^2}{k^2} + n^2}; \quad \beta_{li} = \pi \sqrt{\frac{m^2 - i^2}{k^2} + n^2};$$

$$\phi_{li} = \pi \sqrt{\frac{i^2 - m^2}{k^2} - n^2}.$$

Суммируя выражения (22) и (23) с учетом разложения (16), получаем первую поправку к собственной форме w_1 для прясимметричных колебаний

$$w_1 = \frac{n}{\pi\alpha} \left\{ \gamma_{mm} \left[\frac{(-1)^{\frac{n-1}{2}}}{2ch \frac{\pi}{2} \beta_1} ch(\pi\beta_1\eta) - \right. \right.$$

$$\left. - \eta \sin(\pi n \eta) \right] \cos\left(\frac{\pi m}{k} \xi\right) + \left. + (-1)^{\frac{n-1}{2}} \sum_{i=1,3,5,\dots}^{\infty} \gamma_{im} \left[\frac{ch(\alpha_{li}\eta)}{ch \frac{\alpha_{li}}{2}} - \frac{\left\{ \begin{matrix} ch(\phi_{li}\eta) \\ \cos(\beta_{li}\eta) \end{matrix} \right\}}{\left\{ \begin{matrix} ch \frac{\phi_{li}}{2} \\ \cos \frac{\beta_{li}}{2} \end{matrix} \right\}} \right] \times \right. \\ \left. \times \cos\left(\frac{\pi m}{k} \xi\right) \right\}. \quad (24)$$

Аналогично получаем выражение для второй поправки к собственному числу λ_2

$$\lambda_2 = 4\pi^2 n^2 \gamma_{mm} \left\{ 1 - \frac{\gamma_{mm}}{\pi^2 \alpha} \left[\frac{\pi\beta_1}{2} th \frac{\pi\beta_1}{2} + \frac{n^2}{\alpha} - \frac{3}{2} \right] - \right. \\ \left. - \frac{2n^2}{\alpha} \sum_{i=1,3,5}^{\infty} \gamma_{im}^2 \left[\alpha_i th \frac{\alpha_i}{2} + \frac{\left\{ \begin{matrix} -\phi_{li} th \frac{\phi_{li}}{2} \\ \beta_{li} tg \frac{\beta_{li}}{2} \end{matrix} \right\}}{2} \right] \right\}. \quad (25)$$

Рассматривая также центрально симметричные формы колебаний, получаем аналитические выражения, описывающие собственные числа и формы для любых значений волновых чисел в виде отрезков рядов возмущений:

$$\lambda = \pi^4 \alpha^4 + 4\pi^2 \alpha^2 \gamma_{mm} \varepsilon + \left\{ 4\pi^2 n^2 \gamma_{mm} \left(1 - \frac{\gamma_{mm}}{\pi^2 \alpha} \left[\frac{\pi\beta_1}{2} cth^{(-1)^m} \frac{\pi\beta_1}{2} + \frac{n^2}{\alpha} - \frac{3}{2} \right] - \right. \right. \\ \left. - \frac{2n^4}{\alpha} \sum_{\substack{i=1,3,5,\dots \\ i=2,4,6,\dots}}^{\infty} \gamma_{im}^2 \left[\alpha_i cth^{(-1)^i} \frac{\alpha_{li}}{2} + \right. \right. \\ \left. \left. + \frac{\left\{ \begin{matrix} -\phi_{li} cth^{(-1)^i} \frac{\phi_{li}}{2} \\ \beta_{li} ctg^{(-1)^i} \frac{\beta_{li}}{2} \end{matrix} \right\}}{2} \right] \right\} \varepsilon^2 + \dots, \quad (26)$$

$$w = \left\{ \begin{matrix} \cos\left(\frac{\pi m}{k} \xi\right) \\ \sin\left(\frac{\pi m}{k} \xi\right) \end{matrix} \right\} \left\{ \begin{matrix} \cos(\pi n \eta) \\ \sin(\pi n \eta) \end{matrix} \right\} +$$

$$\begin{aligned}
& + \left[\frac{n}{\pi \alpha} \gamma_{mm} \left\{ \frac{(-1)^{\frac{n-1}{2}}}{(-1)^{\frac{n}{2}}} \right\} \frac{\begin{Bmatrix} ch(\beta_i \eta) \\ sh(\beta_i \eta) \end{Bmatrix}}{\begin{Bmatrix} ch \frac{\pi \beta_1}{2} \\ sh \frac{\pi \beta_1}{2} \end{Bmatrix}} - \right. \\
& \quad \left. - \frac{\begin{Bmatrix} \sin(\pi m \eta) \\ \cos(\pi m \eta) \end{Bmatrix}}{\begin{Bmatrix} \cos \frac{\pi n}{k} \xi \\ \sin \frac{\pi n}{k} \xi \end{Bmatrix}} \right] + \\
& + n \left\{ \frac{(-1)^{\frac{n-1}{2}}}{(-1)^{\frac{n}{2}}} \right\} / (2\pi \alpha) \cdot \sum_{\substack{i=1,3,5... \\ i=2,4,6...}}^{\infty} \gamma_{im} \left\{ \frac{ch \alpha_{1i} \eta}{sh \alpha_{1i} \eta} \right\} \frac{\begin{Bmatrix} ch \frac{\alpha_{1i}}{2} \\ sh \frac{\alpha_{1i}}{2} \end{Bmatrix}}{\begin{Bmatrix} ch \frac{\alpha_{1i}}{2} \\ sh \frac{\alpha_{1i}}{2} \end{Bmatrix}} - \\
& - \left[\frac{\begin{Bmatrix} ch(\varphi_{1i} \eta) \\ ch(\varphi_{1i} \eta) \end{Bmatrix}}{\begin{Bmatrix} \cos(\beta_{1i} \eta) \\ \sin(\beta_{1i} \eta) \end{Bmatrix}} \right] \frac{\begin{Bmatrix} \cos(\frac{\pi i \xi}{k}) \\ \sin(\frac{\pi i \xi}{k}) \end{Bmatrix}}{\begin{Bmatrix} \cos(\beta_{1i} / 2) \\ \sin(\beta_{1i} / 2) \end{Bmatrix}} \varepsilon + \dots ; \\
& \left\{ \begin{matrix} i^2 > m^2 + n^2 k^2 \\ i^2 < m^2 + n^2 k^2 \end{matrix} \right\}, \left\{ \begin{matrix} n, m = 1, 3, 5 \dots \\ n, m = 2, 4, 6 \dots \end{matrix} \right\}, \quad (27)
\end{aligned}$$

где

$$\begin{aligned}
\gamma_{mm} &= (1 - 2u) + \frac{(-1)^m}{\pi m} \sin(2\pi m u), \\
\gamma_{im} &= \frac{4}{\pi(m^2 - i^2)} \left[\left\{ \begin{matrix} i \\ m \end{matrix} \right\} \sin(\pi u i) \cos(\pi u m) - \right. \\
& \quad \left. - \left\{ \begin{matrix} m \\ i \end{matrix} \right\} \sin(\pi u m) \cos(\pi u i) \right] \quad \text{при } i \neq m.
\end{aligned}$$

Аналогично решается задача определения собственных частот пластины, имеющей не-симметрично расположенные участки смешанных граничных условий (рис.1, б). Выражения для собственного числа λ и собственной формы w в этом случае имеют вид (26) и (27) соответственно, со следующей заменой

$$(-1)^{\frac{m-1}{2}} \text{ на } (-1), \left\{ \begin{matrix} (i, m) = 1, 3, 5 \dots \\ (i, m) = 2, 4, 6 \dots \end{matrix} \right\} \text{ на } (i, m) = 1, 2, 3, \dots,$$

$$\left\{ \begin{matrix} \cos \frac{\pi m \xi}{k} \\ \sin \frac{\pi m \xi}{k} \end{matrix} \right\} \text{ на } \sin \frac{\pi m \xi}{k}, \left\{ \begin{matrix} \cos \frac{\pi i \xi}{k} \\ \sin \frac{\pi i \xi}{k} \end{matrix} \right\} \text{ на } \sin \frac{\pi i \xi}{k}.$$

Коэффициент γ_{im} в этом случае имеет следующий вид

$$\begin{aligned}
\gamma_{mm} &= u - \frac{1}{2\pi m} \sin(2\pi m u), \\
\gamma_{im} &= \frac{2}{\pi(m^2 - i^2)} [i \sin(\pi u m) \cos(\pi u i) - \\
& \quad - m \sin(\pi u i) \cos(\pi u m)] \quad \text{при } i \neq m.
\end{aligned}$$

Далее отрезок ряда для собственного числа перестраиваем в дробно-рациональную функцию АП и подсчитываем значение первого собственного числа краевой задачи (6), (7), (2) при $\varepsilon = 1$.

Анализ результатов. Результаты численных исследований зависимости частоты собственных колебаний от величины участка защемления представлены на рис. 2, где $Z = \lambda / \pi^4$.

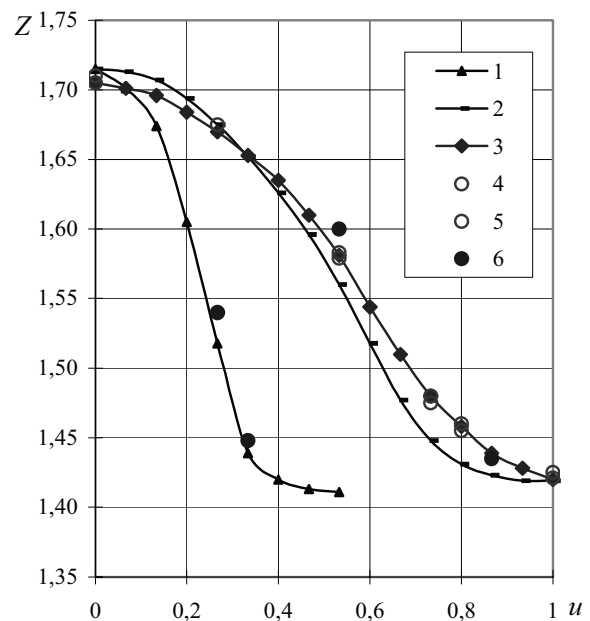


Рис. 2. Зависимость частоты от величины участка защемления

Решения, полученные на основе предложенного подхода, для пластины с симметричным и асимметричным расположением участка замещения представлены кривыми 1, 2; 3 – результаты, полученные при помощи метода интегральных уравнений [9]; 4, 5 – экспериментальные данные [9]; 6 – результаты для некоторых промежуточных значений параметра u , полученные методом парных рядов [7]. Для предельного случая $\varepsilon = 1$ при полном защемлении краев пластины $\eta = \pm 0,5$ первое собственное

число задачи, вычисленное на основании построенного решения равно $\lambda=1,7081\pi^4$, а полученное численно [5, 6] – $\lambda=1,7050\pi^4$ (погрешность составляет 0,18%). Анализ приведенных данных показывает, что в целом, расхождение полученных результатов с известными не превышает 2%.

Для случая симметричного расположения участков замещения зависимость собственного числа от размеров участка шарнирного опирания имеет три характерных участка. На первом участке от $u=0,0$ до $u=0,05$ с ростом параметра u собственное число уменьшается незначительно. На следующем участке от $u=0,05$ до $u=0,4$ собственное число уменьшается почти линейно. На третьем – от $u=0,4$ до $u=0,5$ уменьшение собственного числа также незначительно.

Для пластины с несимметричным расположением участка защемления эти зоны будут располагаться в следующих пределах значений параметра u : первая – $u = 0,0-0,2$; вторая – $u = 0,2-0,8$; третья – $u = 0,8-1,0$.

Выводы. Полученные результаты свидетельствуют о том, что на собственную частоту оказывают малое влияние как небольшие по размеру участки шарнирного опирания (первый участок кривой), так и небольшие участки защемления (третий участок кривой). Существуют также такие соотношения размеров участков смешанных граничных условий, при которых их небольшое изменение существенно влияет на частоту собственных колебаний пластины (второй участок кривой).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Смирнов, В. А. Расчет пластин сложного очертания [Текст] / В. А. Смирнов. – М.: Стройиздат, 1978. – 303 с.
2. Марченко, В. А. Краевые задачи в областях с шелкозернистой границей [Текст] / В. А. Марченко, Е. Я. Хрущов. – К.: Наук. думка, 1974. – 277 с.
3. Образцов, И. Ф. Асимптотические методы в строительной механике тонкостенных конструкций [Текст] / И. Ф. Образцов, Б. В. Нерубайло, И. В. Андрианов. – М.: Машиностроение, 1991. – 416 с.
4. Вольмир, А. С. Нелинейная динамика пластинок и оболочек [Текст] / А. С. Вольмир. – М.: Наука, 1972. – 432 с.
5. Тимошенко, С. П. Колебания в инженерном деле [Текст] / С. П. Тимошенко. – М.: Физмашгиз, 1959. – 439 с.
6. Гонткевич, В. С. Собственные колебания пластинок и оболочек [Текст] / В. С. Гонткевич. – К.: Наук. думка, 1964. – 287 с.
7. Цейтлин, А. И. Колебания прямоугольной пластинки со смешанными краевыми условиями [Текст] / А. И. Цейтлин, Б. Т. Гликман // Исследования по теории сооружений. Т. 19. – М., 1972. – С. 185-194.
8. Андрианов, И. В. Численно-асимптотический метод решения нелинейных смешанных краевых задач механики [Текст] / И. В. Андрианов, В. А. Пасечник // Механіка. – 1999. – Вип. 2, Т. 2. – С. 5-12.
9. Ota, T. Fundamental frequencies of simple supported but partially clamped square plates [Текст] / T. Ota, M. Hamada // Bull. of Japan Soc. of Mech. Eng. – 1963. – V. 6, № 23. – P. 397-403.

Поступила в редколлегию 14.08.2009

В. А. ПОЛЯКОВ, «Трансмаг» (Украина);

Н. М. ХАЧАПУРИДЗЕ, к.т.н., с.н.с., «Трансмаг» (Украина)

ПОСТРОЕНИЕ ДВИЖЕНИЯ МАГНИТОЛЕВИТИРУЮЩЕГО ПОЕЗДА В НЕПРЕДСКАЗУЕМОЙ ОБСТАНОВКЕ

Запропоновано методику конструювання цілеспрямованої динаміки магнітолевітуючого поїзда. Компоненти його руху поділяються на корисні й паразитні. Їхня обстановка передбачається непередбаченою.

Предложена методика конструирования целенаправленной динамики магнитолевитирующего поезда. Компоненты его движения разделяются на полезные и паразитные. Их обстановка предполагается непредсказуемой.

The method of constructing the goal-directed dynamics of magnet-levitation train is offered. The components of its motion are divided on useful and parasitic. Their situation is expected unpredictable.

Предназначением транспортного комплекса с магнитолевитирующими поездами (МЛП) является осуществление перевозочного процесса. Для эффективного и безопасного выполнения этой функции движение каждого из этих поездов должно гарантированно обладать рядом свойств, являющихся его целями. Их достижение, однако, обычно затруднено рядом факторов, основными из которых являются: непредсказуемость возмущений; поликоординатность их воздействий; нестационарность параметров поезда; взаимосвязанность компонентов его движения. Некоторые из таких компонентов полезны. Соблюдение их требуемых законов приводит к исчерпывающему решению двигательной задачи МЛП. Иные же парциальные движения бесполезны (или вредны), поскольку затрудняют (либо делают невозможным) упомянутое решение. Поэтому гарантированная целенаправленность динамики поезда достижима сочетанием активного управления её полезными компонентами с пассивным подавлением паразитных (бесполезных и вредных) компонентов.

Специфика построения полезного движения МЛП состоит в необходимости его гарантированного приведения в последовательность состояний к заданным моментам времени, или в назначенных точках пути. В промежутках же между граничными точками движение должно обладать общединамическими качествами (безопасностью, асимптотической устойчивостью и т.д.), а также свойствами (обычно – экстремальными), особыми для каждого из режимов (минимальным энергопотреблением, или максимальным быстродействием и т.п.). При

этом алгоритмы управления не должны быть избыточно сложны и ресурсоёмки.

Отмеченным требованиям к назначению и способу организации построения полезного движения МЛП в наибольшей степени соответствует терминальный принцип такого построения [1]. Упомянутое движение на терминальном интервале $[s, T]$ может быть описано моделью

$$\begin{aligned} \dot{x}(t) &= f[x(t), u(t), w(t), t] \quad \forall t \in [s, T]; \\ x(s) &\in M, \end{aligned} \quad (1)$$

где $x(t)$, $u(t)$, $w(t)$ $\forall t \in [s, T]$ – векторы состояния поезда, а также управляющих и возмущающих воздействий на него; t , s , T – время, а также его начальное и конечное (на рассматриваемом интервале) значения; $f(\bullet)$ – заданная вектор-функция; M – заданное замкнутое множество, ограничивающее возможные начальные состояния МЛП. Здесь и далее любая функция с точкой на месте аргумента означает всю такую функцию, как единое целое.

Условия безопасности конструируемого движения и ограниченности его управлений представимы в виде

$$x(t) \in S, \quad u(t) \in U \quad \forall t \in [s, T]. \quad (2)$$

О непредсказуемых же возмущениях такого движения обычно известно лишь то, что

$$w(t) \in W \quad \forall t \in [s, T]. \quad (3)$$

В соотношениях (2) и (3) дополнительно обозначено: S , U , W – заданные замкнутые множества в пространствах состояний, управлений и возмущений поезда.

Терминальная цель его движения (на интервале $[s, T]$) формализуема программой

$$x(T) \in G, \quad (4)$$

где G – заданное в пространстве состояний МЛП целевое множество.

В любом режиме качество движения (по комплексу выдвигаемых критериев) количественно характеризуемо значением показателя такого качества. Выражение для его определения зачастую имеет вид функционала типа $J\{x[\bullet, u(\bullet), w(\bullet)]\}$. При этом, как отмечено, $w(t)$ обычно непредсказуемы. Тем ни менее, необходимо гарантировать приемлемое качество каждой реализации процесса в системе при любых возможных реализациях таких возмущений. Тогда адекватная стратегия формирования программной составляющей управлений $u^p(\bullet)$ может быть получена из минимаксного дифференциально-игрового соотношения [2] вида

$$I^p = \inf_{u^p(\bullet)} \sup_{w(\bullet)} J\{x[\bullet, u^p(\bullet), w(\bullet)]\} = \inf_{u^p(\bullet)} \sup_{w(\bullet)} \left\{ \int_s^T \lambda[u^p(\bullet), w(\bullet)] \cdot dt : u^p(\bullet) \in U^p, w(\bullet) \in W, t \in [s, T] \right\}, \quad (5)$$

где I^p – показатель качества программного управления $u^p(\bullet)$; $\lambda(\bullet)$ – заданная функция своих аргументов; U^p – заданное замкнутое множество в пространстве программных управлений. При этом второе из включений (1), а также включение (4) приобретают смысл граничных условий слева и справа соответственно.

Возмущения $w(\bullet)$ пытаются не только дестабилизировать программную фазовую траекторию системы $x^p(\bullet)$ (стабилизируемую под воздействием $u^p(\bullet)$), но и увести её изображающую точку с такой траектории. Этому должна препятствовать корректирующая составляющая управления $u^c(\bullet)$. Стратегия её синтеза может быть получена с использованием, например, способа аркана [3] и дополнена программой получаемой из минимаксного дифференциально-игрового выражения вида

$$I^c = \inf_{u^c(\bullet)} \sup_{w(\bullet)} \left\{ \int_s^T \mu[u^c(\bullet), w(\bullet)] \cdot dt : u^c(\bullet) \in U^c, w(\bullet) \in W, t \in [s, T] \right\}, \quad (6)$$

где I^c – показатель качества управления $u^c(\bullet)$; $\mu(\bullet)$ – заданная функция; U^c – заданное замкнутое множество в пространстве управлений $u^c(\bullet)$.

Подзадачи стабилизации программной траектории и гибкой позиционной коррекции относительно неё текущего положения изображающей точки системы тесно взаимосвязаны. Однако практическое разрешение некоторых их частей может быть разнесено во времени. Это возможно благодаря следующему. Обстановка движения МЛП может быть классифицирована по принципу дихотомии в виде вложенных уровней классов. Натурное опознание любого из них осуществимо по соответствующему набору значений доступных для наблюдения, однозначно его идентифицирующих параметров и требует выполнения относительно небольшого объёма дополнительных операций. В то же время, при создании регулятора каждому классу α ожидаемой обстановки в соответствии могут быть поставлены и зафиксированы в программном запоминающем устройстве (ПЗУ) регулятора требуемая (в этом классе) программная траектория $x_\alpha^p(\bullet)$ и (гарантированно её стабилизирующее) управление $u_\alpha^p(\bullet)$. Тогда при движении поезда, после опознания реализовавшегося класса α обстановки и считывания из ПЗУ соответствующих ему $x_\alpha^p(\bullet)$ и $u_\alpha^p(\bullet)$, становится возможным их использование при определении полного активного управления системы. Компонент же $u^c(\bullet)$ подлежит оперативному синтезу непосредственно в процессе движения, поскольку является позиционным и поэтому принципиально не может быть сконструирован заблаговременно. Для построения полезного движения МЛП к нему должно быть приложено управление

$$u(t) = u^p(t) + \Theta(t) \cdot u^c(t_k) \\ \forall t \in [t_k, t_{(k+1)}), t_k = k \cdot h, t_{(k+1)} = (k+1) \cdot h, \\ k = \overline{0, L}, L = \text{int}(T \cdot h^{-1}), \quad (7)$$

где $\Theta(t)$ – матрица коэффициентов, выбор которых должен ограничивать наиболее критичные параметры движения, а также повышать его устойчивость; h – шаг дискретизации $u^c(\bullet)$. Итак, на каждом терминальном интервале упомянутое движение строится по принципу дискретной позиционной коррекции текущего состояния поезда относительно заблаговременно

синтезированной (для реализовавшейся обстановки) континуально стабилизируемой программной траектории изображающей точки. Основное преимущество изложенного способа построения полезного движения МЛП – в возможности декомпозиции задачи такого построения.

Генерация управления (7) может трактоваться как реализация накладываемой на систему управляющей связи. Для сохранения целенаправленности синтезируемого движения многообразия, определяющее эту связь, должно гарантированно являться аттрактором модели (1), что и призвано обеспечить упомянутое управление. Упрощение его синтеза (без ухудшения качества) может быть достигнуто после замены указанного многообразия последовательностью притягивающих многообразий понижающейся размерности. Варьирование числа и градации размерностей этих заменяющих многообразий позволяет получить движения различного качества [4]. Такая геометризация их конструирования базируется на разделении исходной высокоразмерной задачи на ряд подзадач более низкой размерности. При этом декомпозиция результирующего движения на парциальные основывается не на свойствах рассматриваемой системы, а на последовательном во времени переводе её изображающей точки с предыдущего подмногообразия на последующее. Этот подход позволяет осуществлять не приближённую, а точную декомпозицию движений системы, чем значительно уточняется результат и упрощается процесс синтеза стратегии построения упомянутых движений.

Немалые трудности возникают обычно также и при создании регулятора поезда. Попытки построения движений больших сложных систем, обладающих комплексом заданных свойств, с использованием традиционных одноуровневых регуляторов достаточно часто оканчиваются неудовлетворительностью качества таких движений, либо созданием весьма сложных (а поэтому ненадёжных и дорогостоящих в реализации) алгоритмов управления [5]. Одним из наиболее приемлемых путей разрешения противоречия между качеством конструируемого движения и сложностью управления им является декомпозиция и децентрализация такого управления, достигаемые при использовании иерархических (многоуровневых) регуляторов [5]. Исходя из результатов анализа информационных потоков, подлежащих обработке при построении движения МЛП, в качестве достаточно рациональной может быть предложена трёхуровневая структура такого построения. Каждый из уровней возглавляется одним из макроблоков регулятора, а реализующееся движение строится в процессе

синтетического взаимодействия таких макроблоков. Глобальный алгоритм решения каждой из двигательных задач реализуется под управлением координатора – макроблока головного уровня регулятора. Для этого им определяется двигательный состав задачи, то есть – минимально достаточный набор паттерн движений элементов системы, инициируются запросы на их реализацию, а также осуществляется её контроль и корректировка. Упомянутые паттерны движений (как правило, – в виде их необходимых взаимовязанных комбинаций) реализуется под управлением интроконтроллера – макроблока низового уровня регулятора. Наконец, опознание класса обстановки движения, его адаптация к этой обстановке, а также корректировка подлежащей решению двигательной задачи осуществляются под управлением адаптера – макроблока промежуточного уровня того же регулятора. Основные преимущества такого способа построения движения МЛП – в возможности эвристической, точной и адекватной декомпозиции задачи этого построения на ряд более простых подзадач и, благодаря этому, существенного повышения качества упомянутого движения (за счёт специализированного, более точного решения упомянутых подзадач), достигаемого без усложнения алгоритма управления им.

Подавление паразитных движений поезда в непредсказуемой обстановке может быть достаточно рационально осуществлено с использованием методов теории инвариантности [6], исходя из следующих соображений. Упомянутые движения могут быть описаны моделью

$$\begin{aligned} a_{\lambda\mu} \cdot \eta^\mu &= Y_\lambda; \\ a_{\lambda\mu} &= c_{\lambda\mu} \cdot p^2 + (C_{\lambda,\mu\nu} \cdot \eta^\nu + \beta_{\lambda\mu}) \cdot p + l_{\lambda\mu}; \\ p &= \frac{d}{dt} \quad \forall \lambda, \mu, \nu \in [\overline{N_s, N_f}], \end{aligned} \quad (8)$$

где $c_{\lambda\mu}, C_{\lambda,\mu\nu}; \beta_{\lambda\mu}, l_{\lambda\mu} \quad \forall \lambda, \mu, \nu \in [\overline{N_s, N_f}]$ – ковариантный метрический тензор субагрегата (являющегося расчётной схемой механической подсистемы – МП – МЛП при изучении её нежелательных движений), его трёхиндексный символ Кристоффеля первого рода, а также диссипативные и квазиупругие коэффициенты модели; $\eta^\lambda, Y_\lambda \quad \forall \lambda \in [\overline{N_s, N_f}]$ – обобщённые координаты, с использованием которых описываются подавляемые движения, а также их возмущения; N_s, N_f – начальный и конечный номера таких координат в перечне обобщённых координат (полной) расчётной схемы МП МЛП. Если уравнения модели (8) упорядочены, то операторные коэффициенты $a_{\lambda\lambda} \quad \forall \lambda \in [\overline{N_s, N_f}]$ характеризуют динамические качества отдельных

каналов подсистемы, соответствующих её координатам. Коэффициенты же $a_{\lambda\mu} \forall \lambda \neq \mu$; $\lambda, \mu \in [N_s, N_f]$ характеризуют взаимодействие таких каналов. Следовательно, любое из возмущений Y_λ может воздействовать на координату η^χ либо непосредственно (через $a_{\chi\chi}$ – при $\lambda = \chi$), либо косвенно (по любой из цепочек $a_{\lambda\lambda} - a_{\lambda\mu} - a_{\mu\mu} - \dots - a_{\varphi\varphi} - a_{\varphi\chi} - a_{\chi\chi}$). Поэтому двумя принципами, рациональная комбинация которых может обеспечить селективную инвариантность η^χ относительно Y_λ , является взаимная компенсация его воздействий на эту координату, а также изоляция соответствующего ей канала относительно воздействий (со стороны Y_λ), имеющих место на практике, но не принимающих участие в упомянутой компенсации. Из изложенного следует, что влияние Y_λ на η^χ может быть охарактеризовано значением минора $D_{\lambda\chi}$ главного детерминанта модели (8). Таким образом, условию искомой инвариантности η^χ относительно Y_λ может быть придан вид

$$D_{\lambda\chi} \equiv 0. \quad (9)$$

В то же время, автономность ν -го канала подсистемы относительно χ -го достижима при условии, что

$$a_{\nu\chi} \equiv 0; \nu \neq \chi. \quad (10)$$

Условия (9) и (10), определяя возможные (быть может, взаимодополняющие) способы достижения указанной селективной инвариантности, должны практически обеспечиваться путём подбора структуры и параметров МЛП. В частности, одним из приемлемых путей достижения справедливости соотношений типа (9) является соблюдение принципа двухканальности [7]. заключается он в необходимости наличия (по крайней мере) двух путей воздействия Y_λ на η^χ . При этом передаточные функции этих путей должны иметь равные модули и разные знаки. Отсутствующие в поезде дублирующие пути таких воздействий подлежат искусственному созданию. Являясь компаундирующими связями, они должны организовываться по каждому из возмущений, относительно которых желательна инвариантность.

Из анализа основной матрицы модели (8) следует, что необходимым условием реализуемости искомой инвариантности является соблюдение соотношения

$$D(r)_{sep} \neq 0, \quad (11)$$

где $D(r)_{sep}$ – главный детерминант упомянутой модели движения подсистемы (после перехода к изображениям по Лапласу), разомкнутой в точке измерения стабилизируемой координаты; r – параметры интеграла Лапласа. Иначе говоря, для физической реализуемости упомянутой инвариантности необходимо, чтобы матрица модели движения МП МЛП в разомкнутом состоянии после учёта такой инвариантности не становилась особенной. Наконец, достаточные условия реализуемости той же независимости η^χ от Y_λ (то есть, условия параметрической инвариантности) связаны с фактической выполнимостью требований структурной инвариантности при помощи только физически осуществимых элементов поезда.

Построение движений МЛП согласно предлагаемой методике позволит ощутимо повысить качество его динамики и, в то же время, не потребует для этого значительного неоправданного усложнения, а также повышения ресурсоёмкости проектирования, натурной реализации или эксплуатации поезда.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Bellman, R. Adaptive control processes [Текст] / R. Bellman. – Princ. Univ. Press, 1961. – 255 p.
2. Красовский, Н. Н. управление динамической системой. Задача о минимуме гарантированно-го результата [Текст] / Н. Н. Красовский. – М.: Наука, 1985. – 520 с.
3. Корнев, Г. В. Очерки механики целенаправленного движения [Текст] / Г. В. Корнев. – М.: Наука, 1980 – 192 с.
4. Барбашин, Е. А. Введение в теорию устойчивости [Текст] / Е. А. Барбашин. – М.: Наука, 1967. – 223 с.
5. Мангейм, М. Л. Иерархические структуры [Текст] / М. Л. Мангейм. – М.: Мир, 1970. – 180 с.
6. Кулебакин, В. С. Теория инвариантности автоматически регулируемых и управляемых систем [Текст] / В. С. Кулебакин // Тр. 1-го конгресса ИФАК по автоматическому управлению. Т. 1. Теория непрерывных систем. Специальные математические проблемы. – М.: Изд-во АН СССР, 1961. – С. 247-258.
7. Петров, Б. Н. Принцип инвариантности и условия его применимости при расчёте линейных и нелинейных систем [Текст] / Б. Н. Петров // Тр. 1-го конгресса ИФАК по автоматическому управлению. Т. 1. Теория непрерывных систем. Специальные математические проблемы – М.: Изд-во АН СССР, 1961. – С. 259-271.

Поступила в редколлегию 16.07.2009

Н. А. РАДЧЕНКО, д.т.н., ст.н.с., «Трансмаг» (Украина)

ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ РЕЛЬСОВЫХ ЭКИПАЖЕЙ ПО КРИВОЛИНЕЙНЫМ УЧАСТКАМ ПУТИ

Викладено результати досліджень руху рейкових транспортних засобів по кругових і перехідних кривих. Зокрема розглянуті питання коливань, стаціонарних режимів, стійкості й безпеки руху вагонів, локомотивів, транспортерів при русі не тільки по прямолінійних, а й по криволінійних ділянках рейкового шляху.

Изложены результаты исследований движения рельсовых транспортных средств по круговым и переходным кривым. В частности рассмотрены вопросы колебаний, стационарных режимов, устойчивости и безопасности движения вагонов, локомотивов, транспортеров при движении не только по прямолинейным, а и по криволинейным участкам рельсового пути.

The results of studies of motion of the rail transport facilities on circular and transition curves are presented. In particular the questions of vibrations, stationary modes, stability and safety of coach, locomotive and transporter motion not only on straight-line but on curvilinear sections of the railway track are considered.

Движение транспортных средств по криволинейным участкам пути рельсового пути является одним из наиболее сложных режимов из условий безопасности, ограничивающем скорости движения, определяющем износ ходовых частей экипажей, допускаемые значения инерционных нагрузок, передающихся на пассажиров и грузы, сдвиг рельсошпальной решетки в поперечном направлении.

Теоретические исследования в этой области получили распространение и развитие в 60-ые годы 20-го столетия, в основном, после внедрения в практику исследований аналоговых и цифровых вычислительных машин. Ранее использовались упрощенные расчетные схемы и математические модели, не учитывающие структуру и основные особенности экипажей и рельсового пути. В частности применялся так называемый метод динамического вписывания, разработанный К. П. Королевым и затем усовершенствованный В. Б. Меделем, О. П. Ершковым, С. М. Куценко и др. авторами. Хотя этот метод корректнее было бы назвать методом квазистатического вписывания рельсовых экипажей в криволинейные участки пути. Динамические эффекты в этом методе не учитывались из-за простоты расчетных схем и математических моделей. В 1969 году Ю. С. Роме-ном была опубликована работа, в которой рассматривались колебания рельсового экипажа при движении по криволинейным участкам произвольной кривизны. Однако в ней были приняты упрощенные исходные предпосылки, касающиеся структуры ходовых частей экипажа, очертания бандажей колес, учета сил псев-

доскольжения колес о рельсы, податливости рельсовых нитей.

В начале 70-х годов начались проводиться исследования колебаний рельсовых экипажей в криволинейных участках пути сотрудниками Днепропетровского института железнодорожного транспорта и Днепропетровского Отделения Института механики Украинской академии наук под руководством В. А. Лазаряна. При этом использовались достижения его школы в области динамики рельсового транспорта при движении экипажей по прямолинейным участкам пути. Они стали основополагающими в исследованиях криволинейного движения.

Были разработаны, в частности, математические модели, позволяющие исследовать собственные и вынужденные колебания рельсовых транспортных средств при их движении по прямолинейным и криволинейным участкам пути произвольной кривизны а также учесть основные свойства исследуемых механических систем. Наиболее существенными из основных особенностей рассматриваемых механических систем можно считать особенности, относящиеся к выбору расчетных схем, в соответствии с которыми рельсовые экипажи представляются при исследовании движения нелинейными механическими системами с большим числом степеней свободы (число степеней свободы зависит в первую очередь от структуры ходовых частей экипажа и характера перевозимого груза). Результаты экспериментальных исследований показали, что движение рельсового экипажа может сопровождаться интенсивными колебаниями не только в прямолинейных, а и в криволинейных участках пути, при-

чиной которых являются неустойчивость движения В связи с этим при проектировании новых конструкций рельсовых экипажей исследование устойчивости невозмущенного движения их является одним из важнейших этапов. Обеспечение устойчивости движения рельсовых экипажей – одна из основных предпосылок достижения высоких динамических их качеств. Несмотря на то, что используемые критерии оценки устойчивости движения не позволяют оценить основные динамические показатели движения, регламентируемые нормами, методы исследования устойчивости движения являются весьма эффективным инструментом при создании подвижного состава железных дорог с улучшенными динамическими характеристиками. Особенно эффективно применение методов исследования устойчивости движения для оценки рельсовых экипажей различных конструктивных схем и определения области рациональных параметров их ходовых частей.

Под руководством В. А. Лазаряна были разработаны методы исследования стационарных режимов и устойчивости движения, позволяющие оценить перемещения и силы, действующие на элементы экипажей и пути при установившемся движении в круговых кривых, а также оценить устойчивость прямолинейного и криволинейного движения. Задача решается два этапа. Сначала из исходных дифференциальных уравнений движения получаются алгебраические нелинейные уравнения стационарных режимов движения экипажа по круговым кривым и, после их решения, в области установившихся режимов линеаризуются силы взаимодействия колес с рельсами в уравнениях возмущенного движения. По найденным собственным значениям матриц коэффициентов линеаризованных уравнений проводится оценка устойчивости возмущенного стационарного движения экипажа в круговых кривых с помощью теорем первого приближения Ляпунова.

Весьма примечательно, что после применения не сложных алгебраических преобразований нелинейных уравнений, описывающих стационарные режимы движения рельсовых экипажей, можно получить систему двух алгебраических уравнений, имеющими такой же вид, как и уравнения, полученные ранее вышеупомянутыми авторами с помощью так называемого метода динамического вписывания. Однако

в этих уравнениях не содержатся параметры механической системы, характеризующие ее структуру, и, в частности, жесткости упругих элементов и очертание профилей бандажей колес. То есть механическая система приводится к твердому телу, что исключает возможность оценить структуру конструктивной схемы экипажа.

Таким образом, алгебраические уравнения, описывающие стационарные режимы движения экипажа в кривых, полученные из исходных дифференциальных уравнений, являются более общими по отношению к уравнениям, получаемым с помощью метода динамического вписывания и позволяют оценивать структуру конструктивной схемы экипажа.

На основании использования теорем К. А. Абгаряна об устойчивости движения систем на конечном интервале времени было показано, что, несмотря на ограниченное время движения экипажей по криволинейным участкам пути, применима теория устойчивости движения А. М. Ляпунова, в соответствии с которой предполагается время бесконечно большим.

Использование разработанных методов исследований стационарных режимов движения и устойчивости прямолинейного и криволинейного движения рельсовых экипажей позволяет определить рациональные конструктивные компоновки и основные параметры проектируемых и подлежащих усовершенствованию рельсовых экипажей. В последующем предполагается их уточнение при исследовании вынужденных колебаний, обусловленных несовершенствами экипажей и рельсового пути. Значительное внимание этим вопросам уделялось и уделяется сотрудниками, занимающимися исследованиями рельсового и наземного электродинамического транспорта и, в частности, локомотивов, вагонов, транспортеров и др. объектов транспортной техники.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Радченко, Н. А. Криволинейное движение рельсовых экипажей [Текст] / Н. А. Радченко. – К.: Наук. думка, 1988. – 216 с.

Поступила в редколлегию 21.07.2009

А. С. РАСПОПОВ, к.т.н., доцент, ДИИТ (Украина);

С. П. РУСУ, асс., ДИИТ (Украина);

В. Е. АРТЕМОВ, асс., ДИИТ (Украина)

ПРИМЕНЕНИЕ ТОПОЛОГИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ В ЗАДАЧЕ ДИНАМИЧЕСКОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ СИСТЕМЫ ТВЕРДЫХ ТЕЛ

Дифференціальні рівняння руху елементарної балки із врахуванням рухомих, пружних та дисипативних сил надані за типами коливань та об'єднують поздовжні, крутильні, згинальні коливання, а також коливання зсуву. Основна топологічна структура зображена у формі зваженого та двоїстого графів для знаходження силових та кінематичних параметрів. Відображаюча алгебраїчна система записується в вигляді тензорних співвідношень.

Дифференциальные уравнения движения элементарной балки с учетом подвижных, упругих и диссипативных сил представлены по типам колебаний и объединяют продольные, крутильные, изгибные колебания, а также колебания сдвига. Основная топологическая структура изображена в форме взвешенного и двойственного графов для нахождения силовых и кинематических параметров. Отображающая алгебраическая система записывается в виде тензорных соотношений.

The differential equations of beam motion considering of moving, elastic and dissipative forces are presented on types of oscillations and integrate longitudinal, torsional, bending as well as shearing vibrations. The basic topological structure is figured in the form of the weighed and dual graphs for determination of force and kinematic parameters. The representing algebraic system is noted as tensor relations.

Отмеченные в [1] трудности, связанные с получением точного решения некоторых сложных, в том числе и нелинейных задач динамики дискретно-континуальных стержневых систем, могут быть преодолены с помощью приближенных методов, основанных на замене действительной распределенной системы расчетной схемой с конечным числом степеней свободы. В частности, для динамического расчета мостовых конструкций при действии подвижной нагрузки, также моделируемой системой дискретных элементов,

такой подход представляется наиболее эффективным.

В данной работе рассматриваются некоторые предпосылки, позволяющие рассчитывать стержневые и балочные конструкции с объемными (дисковыми) массами. В этом случае элементарная балка состоит из двух твердых тел, центры тяжести которых соединены безынерционными упругими связями – стержнями, обладающими жесткостными характеристиками исходной конструкции балки.

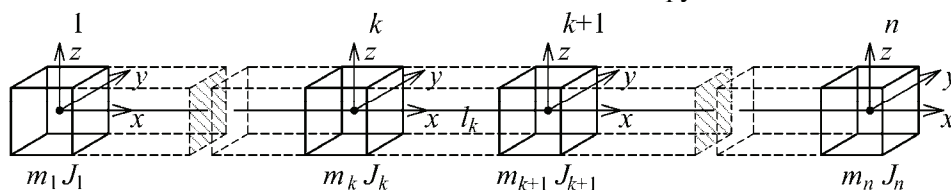


Рис. 1. Дискретная модель балки

Каждое твердое тело имеет шесть степеней свободы и может совершать, в общем случае, поступательные и вращательные движения. В целом, неразрезная конструкция представляется в виде системы твердых тел, последовательно связанных между собой упругими стержнями (рис. 1).

Колебания элементарной балки с шестью степенями свободы на каждом конце описываются с помощью обыкновенных дифференциальных уравнений, которые можно разложить по

отдельным видам колебаний для каждого k -го тела [2]. Например, при $k=1$ уравнения собственных продольных и крутильных колебаний имеют вид

$$\left. \begin{aligned} m_1 \ddot{u}_{x_1} &= \frac{EF_1}{l_1} (u_{x_2} - u_{x_1} - l_1); \\ J_{xx}^{(1)} \ddot{\varphi}_{x_1} &= \frac{GJ_{x1}}{l_1} (\varphi_{x_2} - \varphi_{x_1}). \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

Соответственно, для колебаний сдвига в горизонтальной и вертикальной плоскостях можно записать

$$\left\{ \begin{aligned} J_{zz}^{(1)} \ddot{\varphi}_{z_1} &= \frac{6EJ_{z1}}{l_1^2} (u_{y_2} - u_{y_1}); \\ m_1 \ddot{u}_{y_1} &= \frac{12EJ_{z1}}{l_1^3} (u_{y_2} - u_{y_1}), \\ J_{yy}^{(1)} \ddot{\varphi}_{y_1} &= -\frac{6EJ_{y1}}{l_1^2} (u_{z_2} - u_{z_1}); \\ m_1 \ddot{u}_{z_1} &= \frac{12EJ_{y1}}{l_1^3} (u_{z_2} - u_{z_1}). \end{aligned} \right. \quad (2)$$

В свою очередь, уравнения изгибных колебаний в направлении осей y, z приводятся к виду

$$\left\{ \begin{aligned} J_{zz}^{(1)} \ddot{\varphi}_{z_1} &= \frac{4EJ_{z1}}{l_1} (\varphi_{z_2} - \varphi_{z_1}); \\ m_1 \ddot{u}_{y_1} &= -\frac{6EJ_{z1}}{l_1^2} (\varphi_{z_2} - \varphi_{z_1}), \\ J_{yy}^{(1)} \ddot{\varphi}_{y_1} &= \frac{4EJ_{y1}}{l_1} (\varphi_{y_2} - \varphi_{y_1}); \\ m_1 \ddot{u}_{z_1} &= \frac{6EJ_{y1}}{l_1^2} (\varphi_{y_2} - \varphi_{y_1}), \end{aligned} \right. \quad (3)$$

где J_{xx}, J_{yy}, J_{zz} – центральные моменты инерции твердого тела.

Элементарную балку, совершающую пространственные колебания, можно представить графом GR , подобным графу континуальной балки [6] и отображающей алгебраической системой дифференциальных уравнений для каждого тела в матричном виде

$$\frac{d^2}{dt^2} Q = \bigcup_{i=1}^6 Y_i S, \quad (4)$$

или в сокращенной форме

$$F = Y S, \quad (5)$$

где $\bigcup$ – операция объединения векторов Y_i в матрицу жесткости (адмитансов) Y по соответствующим столбцам

$Y_i = \begin{bmatrix} \varphi_x & \varphi_y & \varphi_z & u_x & u_y & u_z \\ Y_1 & Y_2 & Y_3 & Y_4 & Y_5 & Y_6 \end{bmatrix}$

$Q = \{J_{xx}\varphi_x, J_{yy}\varphi_y, J_{zz}\varphi_z, m u_x, m u_y, m u_z\}$;

$F = \{m_x, m_y, m_z, q_x, q_y, q_z\}$ – вектор силовых параметров; $S = \{\varphi_x, \varphi_y, \varphi_z, u_x, u_y, u_z\}$ – вектор кинематических параметров (индекс k опущен).

Связь между вектором усилий и вектором перемещений также можно выразить через матрицу податливостей (импедансов)

$$Z_i = \begin{bmatrix} m_x & m_y & m_z & q_x & q_y & q_z \\ Z_1 & Z_2 & Z_3 & Z_4 & Z_5 & Z_6 \end{bmatrix} :$$

$$F = Z^{-1} S; S = Z F. \quad (6)$$

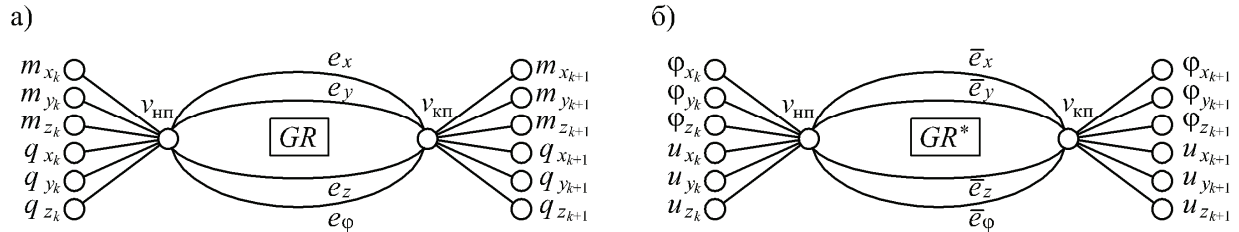


Рис. 2. Графы GR и GR^*

Понятия «импеданса» и «адмитанса» в большей степени относятся к электротехнике и комбинаторной топологии, однако все чаще встречаются в научной литературе, посвященной проблемам механических колебаний [3, 4]. Элементы матриц Y, Z приведены в работах [2, 3, 5] и могут быть также получены при решении задач деформирования стержня от единичных линейных и угловых перемещений или единичных сил и моментов. Для пространственных колебаний k -го стержня, расположенного между k -м и $(k+1)$ -м телом, матрица адмитансов и соответствующая обратная матрица импедансов имеют вид [3].

С учетом выражений (5), (6) граф GR для элементарной балки и двойственный ему граф GR^* могут быть представлены в следующей форме (рис. 2).

Таким образом, вершины графа GR^* соответствуют шести обобщенным координатам (кинематическим параметрам), а вершины графа GR – шести обобщенным силам (силовым параметрам) для каждого конца балки.

Двойственный граф GR^* может быть построен следующим образом: внутрь каждого контура (конечную область [7]) поместим по одной вершине и одну дополнительную вершину во внеш-

ний контур (бесконечную область). Эти вершины будут обозначать кинематические параметры элементарной балки. Соответствующие дуги графа GR^* содержат все силы связи, которые учитываются в сечениях между телами, а также все импедансы рассеченных частей. Число вершин и ребер в графах GR и GR^* будет одинаковым. Очевидно, исходный граф GR также является двойственным для GR^* .

Более сложные стержневые системы могут иметь большее число входов, состояния каждого из которых описывается шестью независимыми переменными. Однако, такие системы также могут быть разделены на элементарные составляющие (стержни, балки), модели которых топологически представляются графами GR и GR^* .

Несложно заметить, что каждый столбец матриц Y и Z соответствует определенному типу колебаний. Поэтому ребрам графов GR и GR^* присвоены значения векторов адмитансов Y_i и импедансов Z_i ($i = 1, 2, \dots, 6$):

$$\left. \begin{aligned} e_\varphi &= Y_1; e_y = Y_3 \cup Y_5; e_z = Y_2 \cup Y_6; e_x = Y_4; \\ \bar{e}_\varphi &= Z_1; \bar{e}_y = Z_3 \cup Z_5; \bar{e}_z = Z_2 \cup Z_6; \bar{e}_x = Z_4. \end{aligned} \right\} (7)$$

$$\left. \begin{aligned} J_{xx}^{(k)} \ddot{\varphi}_{x_k} &= -\frac{GJ_{xk}}{l_k} (\varphi_{x_k} - \varphi_{x_{k-1}}) + \frac{GJ_{xk+1}}{l_{k+1}} (\varphi_{x_{k+1}} - \varphi_{x_k}) \\ J_{yy}^{(k)} \ddot{\varphi}_{y_k} &= -\frac{4EJ_{yk}}{l_k} (\varphi_{y_k} - \varphi_{y_{k-1}}) + \frac{4EJ_{yk+1}}{l_{k+1}} (\varphi_{y_{k+1}} - \varphi_{y_k}) - \frac{6EJ_{yk}}{l_k^2} (u_{z_k} - u_{z_{k-1}}) + \frac{6EJ_{yk+1}}{l_{k+1}^2} (u_{z_{k+1}} - u_{z_k}) \\ J_{zz}^{(k)} \ddot{\varphi}_{z_k} &= -\frac{6EJ_{zk}}{l_k^2} (u_{y_k} - u_{y_{k-1}}) + \frac{6EJ_{zk+1}}{l_{k+1}^2} (u_{y_{k+1}} - u_{y_k}) - \frac{4EJ_{zk}}{l_k} (\varphi_{z_k} - \varphi_{z_{k-1}}) + \frac{4EJ_{zk+1}}{l_{k+1}} (\varphi_{z_{k+1}} - \varphi_{z_k}) \\ m_k \ddot{u}_{x_k} &= -\frac{EF_k}{l_k} (u_{x_k} - u_{x_{k-1}} - l_k) + \frac{EF_{k+1}}{l_{k+1}} (u_{x_{k+1}} - u_{x_k} - l_{k+1}) \\ m_k \ddot{u}_{y_k} &= -\frac{12EJ_{zk}}{l_k^3} (u_{y_k} - u_{y_{k-1}}) + \frac{12EJ_{zk+1}}{l_{k+1}^3} (u_{y_{k+1}} - u_{y_k}) + \frac{6EJ_{zk}}{l_k^2} (\varphi_{z_k} - \varphi_{z_{k-1}}) - \frac{6EJ_{zk+1}}{l_{k+1}^2} (\varphi_{z_{k+1}} - \varphi_{z_k}) \\ m_k \ddot{u}_{z_k} &= -\frac{12EJ_{yk}}{l_k^3} (u_{z_k} - u_{z_{k-1}}) + \frac{12EJ_{yk+1}}{l_{k+1}^3} (u_{z_{k+1}} - u_{z_k}) - \frac{6EJ_{yk}}{l_k^2} (\varphi_{y_k} - \varphi_{y_{k-1}}) + \frac{6EJ_{yk+1}}{l_{k+1}^2} (\varphi_{y_{k+1}} - \varphi_{y_k}) \end{aligned} \right\} (9)$$

Так как, состояния любого параметра НП, КП стержня в графах GR , GR^* (см. рис. 2) принимают значения 0 или 1 [6], то несложно определить переменные, соответствующие направлениям, вдоль которых силы не действуют и исключить их из системы (9). Таким образом, можно учесть условия закрепления концевых или промежуточных сечений балки.

Пример графа для пространственных колебаний балки, состоящей из трех дискретных масс и двух связывающих стержней, представлен на рис. 3.

Ребра e_y , e_z и $\bar{e}_y$, $\bar{e}_z$ объединяют векторы изгиба и сдвига. В результате получаем взвешенные графы GR и GR^* [7] с весами на дугах Y_i и Z_i , и матрицы смежности Y , Z с элементами, имеющими вес y_{ij} и z_{ij} ($i, j = 1, 2, \dots, 6$), которые отражают отдельные виды колебаний для каждого тела.

Очевидно, что основными компонентами графа GR будут подграфы G_x , G_φ , G_y , G_z , кольцевая сумма которых в различных сочетаниях позволяет получить графы GL и GT для совместных изгибно-продольных и изгибно-крутильных колебаний, а также граф GR для пространственных колебаний балки [6].

Для промежуточных тел, находящихся внутри стержневой системы, матрицы Y , Z для соседних стержней определяются по формулам:

$$Y_k = -(Y_{k-1} + Y_{k+1}); Z_k^{-1} = -(Z_{k-1}^{-1} + Z_{k+1}^{-1}). \quad (8)$$

В координатной форме с учетом (8) получим систему дифференциальных уравнений, которая объединяет продольные, крутильные, изгибные колебания и колебания сдвига k -го тела

Запишем соотношения между обобщенными силами и обобщенными координатами на двух концах балки следующим образом

$$F_{k+1} = g_k F_k = g_k Y_k S_k; \quad (10)$$

$$S_{k+1} = \delta_k S_k = \delta_k Z_k F_k, \quad (11)$$

где, согласно [3], переходные матрицы g_k , δ_k называются тензорами передачи и могут рассматриваться как матрицы преобразования C_g , C_δ .

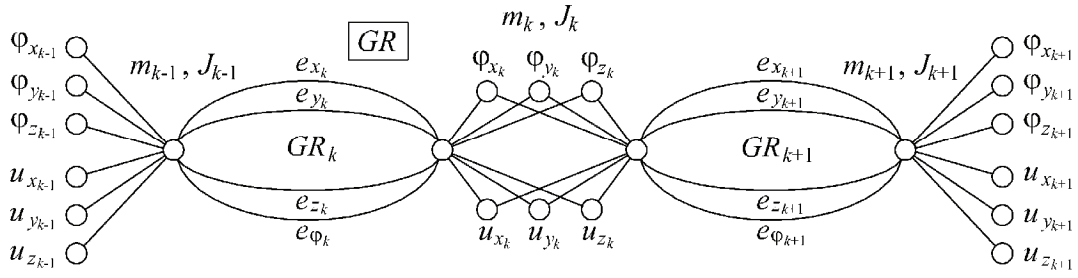


Рис. 3. Граф для описания пространственных колебаний балки

$k+1 \setminus k$	m_x	m_y	m_z	q_x	q_y	q_z	$k+1 \setminus k$	φ_x	φ_y	φ_z	u_x	u_y	u_z
m_x	1	0	0	0	0	0	φ_x	1	0	0	0	0	0
m_y	0	1	0	0	0	0	φ_y	0	1	0	0	0	$-l_k$
m_z	0	0	1	0	0	0	φ_z	0	0	1	0	l_k	0
q_x	0	0	0	1	0	0	u_x	0	0	0	1	0	0
q_y	0	0	l_k	0	1	0	u_y	0	0	0	0	1	0
q_z	0	$-l_k$	0	0	0	1	u_z	0	0	0	0	0	1

Несложно заметить, что матрица g_k представляет собой транспонированную форму матрицы δ_k , т. е. $g_k = \delta_k^t$. Произведения матриц $g_k Y_k$ и $\delta_k Z_k$ образуют матрицу взаимных адмитансов $\tilde{Y}_k$ и матрицу взаимных импедансов $\tilde{Z}_k$ [3]. Уравнения связи между переменными F при переходе от одного конца балки к другому и переменными S можно записать в следующей форме

$$F_{k+1} - g_k F_k = 0; S_{k+1} - \delta_k S_k = 0, \quad (12)$$

или

$$F_{k+1} - \tilde{Y}_k S_k = 0; S_{k+1} - \tilde{Z}_k F_k = 0. \quad (13)$$

Матрицу адмитансов всей конструкции можем получить формальным путем, объединив все адмитансы элементарных балок в одну квадратную квазидиагональную матрицу

$$Y = \begin{bmatrix} Y_1 & [0] & \dots & [0] \\ [0] & Y_2 & \dots & [0] \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ [0] & [0] & \dots & Y_n \end{bmatrix}. \quad (14)$$

Следует иметь в виду, что отдельные элементы дискретной системы, примыкающие к одним и тем же узлам необходимо соединить в одну систему либо с учетом соотношений (8), либо с помощью матрицы преобразования C'_g [3]

$$Y' = C_g'^t Y C'_g. \quad (15)$$

Каждый элемент матрицы C_g является единичной или нулевой матрицей шестого порядка, которые образуются в зависимости от того, стыкуется ли с данным узлом соответствующий стержень: если да – E , если нет – $[0]$. Строки матрицы C_g соответствуют перемещениям концов (тел) отдельно взятых элементарных балок, а столбцы – обобщенным координатам основной системы.

Аналогичным образом получаем матрицу импедансов соединенной системы в квазидиагональной форме

$$Z = \begin{bmatrix} Z_1 & [0] & \dots & [0] \\ [0] & Z_2 & \dots & [0] \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ [0] & [0] & \dots & Z_n \end{bmatrix}, \quad (16)$$

для которой также с использованием матрицы преобразования C'_δ можно записать

$$Z' = C_\delta'^t Z C'_\delta. \quad (17)$$

Результирующая матрица для параметров системы приводится к виду

$$\begin{bmatrix} F' \\ S' \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Y' & [0] \\ [0] & Z' \end{bmatrix} \begin{bmatrix} S' \\ F' \end{bmatrix}. \quad (18)$$

В случае, если матрицы (15), (17), полученные суммированием жесткостей или податливостей отдельных стержней свободной конструкции, являются особенными (вырожденными), то необходимо с учетом условий закрепления элементов для пространственной задачи исключить

не менее шести переменных и соответствующие этим переменным строки (столбцы) матриц Y , Z . Другими словами, при наложении закреплений для k -го участка балки из системы (9) следует исключить часть соответствующих заданным (лишним) степеням свободы уравнений.

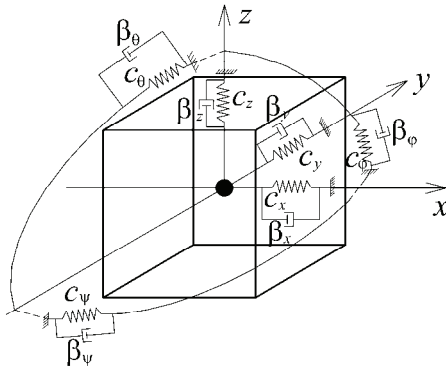


Рис. 4. Участок балки с упругими закреплениями

Для участка балки с упруго-вязкой опорой, упругой относительно поперечных и угловых перемещений (рис. 4) в адмитансы Y_i соответствующего ребрам графа GR добавятся элементы Y_i^c , учитывающие жесткость опоры в соответствующем направлении

$$Y_i^c = \begin{Bmatrix} \varphi_x & \varphi_y & \varphi_z & u_x & u_y & u_z \\ c_\theta & c_\phi & c_\psi & c_x & c_y & c_z \end{Bmatrix}, \quad (19)$$

где c_θ , c_ϕ , c_ψ – угловые, c_x , c_y , c_z – линейные жесткости опоры.

В уравнения собственных пространственных колебаний для такого участка (4) входят слагаемые, учитывающие добавленную жесткость и демпфирование

$$\frac{d^2}{dt^2} Q = \bigcup_{i=1}^6 Y_i S + Y_i^c S_0 + Y_i^\beta \dot{S}, \quad (20)$$

где $S_0 = \left\{ \begin{matrix} \varphi_{x_k}^0 & \varphi_{y_k}^0 & \varphi_{z_k}^0 \\ u_{x_k}^0 & u_{y_k}^0 & u_{z_k}^0 \end{matrix} \right\}$; $\varphi_{x_k}^0$, $\varphi_{y_k}^0$, $\varphi_{z_k}^0$ – начальные углы поворота, которым соответствуют положения равновесия для угловых жесткостей, $u_{x_k}^0$, $u_{y_k}^0$, $u_{z_k}^0$ – равновесное положение для линейных жесткостей; $Y_i^\beta = \begin{Bmatrix} \varphi_x & \varphi_y & \varphi_z & u_x & u_y & u_z \\ \beta_\theta & \beta_\phi & \beta_\psi & \beta_x & \beta_y & \beta_z \end{Bmatrix}$; β_θ , β_ϕ , β_ψ – угловые, β_x , β_y , β_z – линейные коэффициенты демпфирования опоры.

Связи, приложенные к участкам балки, также можно представлять в графе конструкции, который отражает ее динамическую схему. Их моделирование осуществляется с помощью до-

бавления к правой части дифференциальных уравнений (20) силовых воздействий – реакций, возникающих в связях.

Пространственные реакции, учитывающие влияние сил тяжести, подвижной, упругой и диссипативной от различных видов силовых воздействий можно описать единой структурой в матричной форме

$$F = \Lambda^F \cdot R \cdot P, \quad (21)$$

где $\Lambda^F = \{U_k \mid E\}$, R – матрица поворота связанной с участком балки системы координат относительно инерциальной системы; P – сила реакции в связанной системе координат; E –

$$\text{единичная матрица; } U_k = \begin{Bmatrix} 0 & -u_z & u_y \\ u_z & 0 & -u_x \\ -u_y & u_x & 0 \end{Bmatrix}.$$

Так, подвижная нагрузка F_v учитывается блочной матрицей

$$F_v = \Lambda_{vk}^F \cdot Y R^Z \cdot P_v, \quad (22)$$

где P_v – подвижная сила, которая вычисляется по алгоритму, приведенному в работе [8].

Для моделирования пути на пролетном строении рельсовые нити задают с помощью сплайна, опорные точки которого жестко закреплены с участками пути. Подвижная нагрузка определяется с учетом положения колесной пары и сплайнового пути в каждый момент времени движения поезда по мосту.

Выводы

Полученные дифференциальные уравнения для различных видов колебаний балки в качестве исходных данных содержат кинематические, массово-инерционные и жесткостные характеристики элементов балки в начальный момент времени. Интегрируя систему матричных дифференциальных уравнений (4) получаем кинематические характеристики каждого тела во времени. В случае упругого закрепления и демпфирования используются уравнения (20). Система дифференциальных уравнений для балочного элемента, представленного в дискретной системе в виде k тел с r закреплениями, содержит $(6k - r)$ уравнений движения. Для моделирования вынужденных колебаний пролетных строений мостов при действии подвижного состава используются уравнения (20) с дополнительными слагаемыми в виде блочных матриц (21), (22). Таким образом, предложенные зависимости позволяют определить динамические реакции, возникающие в процессе движения подвижного состава по деформируемому пролетному строению моста.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Распопов, А. С. Построение дискретных динамических моделей балочных элементов на основе конечных автоматов [Текст] / А. С. Распопов // Будівництво та техногенна безпека. Зб. наук. пр.: Нац. акад. природоохор. та курорт. буд-ва. – 2007. – Вип. 21. – С. 27-34.
2. Бойцов, Г. В. Справочник по строительной механике корабля. – Т. 2. Пластины. Теория упругости, пластичности и ползучести. Численные методы [Текст] / Г. В. Бойцов, О. М. Палий, В. С. Чувиковский. – Л.: Судостроение, 1982. – 366 с.
3. Крон Г. Исследование сложных систем по частям (диакоптика) [Текст] / Г. Крон. – М.: Наука, 1972. – 544 с.
4. Пановко, Я. Г. Устойчивость и колебания упругих систем: Современные концепции, ошибки и парадоксы [Текст] / Я. Г. Пановко, И. И. Губанова. – М.: Наука, 1979. – 384 с.
5. Чирас, А. А. Строительная механика: Теория и алгоритмы [Текст] / А. А. Чирас. – М.: Стройиздат, 1989. – 255 с.
6. Распопов, А. С. Конечно-графовый подход к решению задач динамики стержневых конструкций [Текст] // Вісник Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – 2008. – Вип. 21. – С. 170-176.
7. Свами М. Графы, сети и алгоритмы [Текст] / М. Свами, К. Тхуласираман. – М.: Мир, 1984. – 455 с.
8. Распопов, А. С. К вопросу компьютерного моделирования движения поезда по мосту [Текст] / А. С. Распопов, С. П. Русу, В. Е. Артемов // Методи розв'язування прикладн. задач мех. деформівного твер. тіла : Зб. наук. пр. / Дніпр. нац. ун-т. – 2007. – Вип. 8. – С. 133-139.

Поступила в редколлегию 17.07.2009

В. В. РИБКІН, д.т.н., професор, ДПТ (Україна);
К. Л. КАЛЕНИК, ДПТ (Україна)

ОСОБЛИВОСТІ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ВЗАЄМОДІЇ КОЛІЇ ТА РУХОМОГО СКЛАДУ В МЕЖАХ СТІЛОЧНОГО ПЕРЕВОДУ

У даній роботі наведені особливості математичного моделювання взаємодії залізничних екіпажів та стрілочних переводів при русі на бокову колію. Розроблена та обґрунтована математична модель взаємодії з урахуванням наведених особливостей бокового напрямку стрілочного переводу.

В данной работе приведены особенности математического моделирования взаимодействия железнодорожных экипажей и стрелочных переводов при движении на боковой путь. Разработана и обоснована математическая модель взаимодействия с учетом приведенных особенностей бокового направления стрелочного перевода.

In this work the peculiarities of mathematical modeling of interaction of rail vehicles and switches when moving onto a side track are given. The mathematical model of interaction taking into account the given peculiarities of switch side direction is developed and approved.

Для детального розуміння динаміки взаємодії колії та рухомого складу широко використовуються методи математичного моделювання. При цьому кожна математична модель створюється окремо для певного характеру взаємодії. Моделювання взаємодії залізничного екіпажу та стрілочного переводу при русі на бокову колію має свої особливості, основними з яких є імпульсна зміна кривизни колії та присутність кута у плані в місці зустрічі гостряка з рамною рейкою (початковий стрілочний кут β_n). По даному напрямку у математичному моделюванні взаємодії колії та рухомого складу було виконано ряд досліджень [5,6,7,8], теоретичною основою більшості з яких є запропонована Ю.С. Роменом математична модель взаємодії в кривих довільного обрису [2]. В цій моделі диференціальне рівняння бокового відносу візка має вигляд:

$$\ddot{y}_t = \left(-Y_{uw} - F^s + \sum_{J,i,j=1}^2 F_{J,i,j} \right) / m_t \quad (1)$$

де: J,i,j – номер візка, осі, колеса відповідно; Y_{uw} – поперечна сила, що діє від кузова на шворні візка; F – бокова сила від рейки на колесо; m_t – маса візка; F^s – відцентрова сила:

$$F_s = m_t \cdot v^2 \cdot \frac{d^2 y}{dx^2} \quad (2)$$

де: v – швидкість рухомого складу; $\frac{d^2 y}{dx^2} \approx \frac{1}{R}$ – кривина рейки, що спрямовує рух; R – радіус рейки, що спрямовує рух.

Як бачимо, в цьому рівнянні одним зі збу-

джуючих чинників є кривина колії. Ця обставина вносить похибку при моделюванні взаємодії в межах бокового напрямку стрілочного переводу, тому що відцентрова сила, обумовлена кривизною колії, починає діяти лише з моменту контакту набігаючого колеса першої осі з криволінійним гостряком, який направляє рух. Розглянемо більш детально цей процес окремо для силової взаємодії згідно залежностей прийнятих у рівнянні (1) та фізично існуючі динамічні залежності при вписуванні рухомого складу на боковий напрямок стрілочного переводу, розбивши його на етапи:

1. Колесо рухається прямолінійно за межами бокового гостряка (рис. 1).

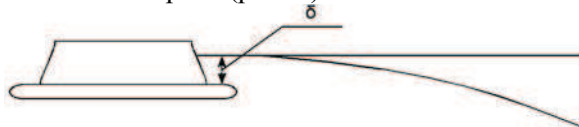


Рис. 1. Схема руху за межами гостряка:
δ – зазор між гребнем та головкою рейки чи гостряком

Згідно (1) та фізичних залежностей дія відцентрової сили F^s відсутня.

2. Колесо рухається прямолінійно в межах бокового напрямку, контакт між колесом та гостряком відсутній (рис. 2).

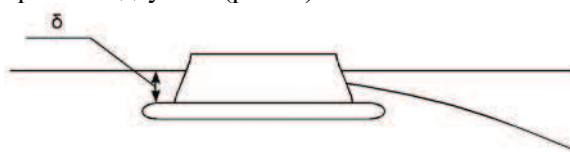


Рис. 2. Схема руху в межах гостряка до контакту

Згідно (1) на рухомий склад починає діяти

F^B в результаті чого вибирається зазор δ , а як відомо [9] зазор визначає накопичення кінетичної енергії при зміщенні осі поперек колії, далі виникає набігання колеса на гостряк під кутом, який визначається накопиченою при вибранні зазору δ енергією та параметрами математичної моделі. Насправді в цій фазі руху на колесо F^B не діє, а отже і вибирання зазору δ не виникає та відповідно набігання колеса на гостряк.

3. Відбувається контакт колеса з напрямлюючим боковим гостряком (рис. 3)

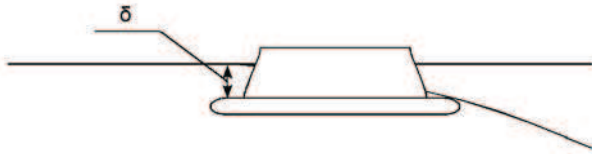


Рис. 3. Схема контакту колеса та гостряка

На даному етапі колесо набігає на гостряк під кутом удару β_y :

$$\beta_y = \arcsin\left(\sin^2(\beta_n) + \frac{2 \cdot \delta}{R_0}\right) \quad (2)$$

де: β_n – початковий стрілочний кут; R_0 – початковий радіус гостряка, м.

В результаті набігання виникає сила Y , яку згідно з методикою наведеною у [9] можливо представити у вигляді:

$$Y = z_z \cdot G_n^y \quad (3)$$

де z_z – поперечна деформація колії; G_n^y – поперечна жорсткість колії. Також починає діяти відцентрова сила F^B . Рівняння (1) не відображає існуючий характер взаємодії, бо згідно з залежностями, наведеними у рівнянні (1), взаємодія між рухомим складом та гостряком почалася раніше, з моменту руху в межах криволінійного гостряка.

Таким чином, за допомогою математичних моделей, в основі яких лежить рівняння типу (1) неможливо врахувати вплив зазору δ та кута удару β_y на динамічну взаємодію рухомого складу та стрілочного переводу, але їх можливо врахувати, включивши до математичної моделі відповідні співвідношення.

З метою вирішення вищенаведеного протиріччя пропонується наступна методика: врахування зазору δ та кута удару β_y :

1. Необхідно врахувати зменшення зазору δ для упорної нитки та зростання для внутрішньої нитки при прямованні рухомого складу на бокову колію стрілочного переводу для цього вводимо до математичної моделі наступну залежність:

$$\delta(x) = \begin{cases} \delta_0, & x < H_k, \\ \delta_0 - \operatorname{tg}(\beta_y) \cdot (x - H_k), & H_k \leq x < K_k, \\ 0, & x > K_k, \end{cases} \quad (4)$$

де: H_k – відстань до вістря гостряка, м;

Відстань від вістря гостряка до точки контакту набігаючого колеса і гостряка x_δ , знаходиться за формулою:

$$x_\delta = \frac{\delta_0}{\sqrt{\sin^2(\beta_n) + \frac{2 \cdot \delta_0}{R}}} \quad (5)$$

де: δ_0 – зазор з яким входить рухомий склад на бокову колію.

2. Відцентрова сила $F^B(x)$ вводиться до моделі у наступному вигляді:

$$F^B(x) = \begin{cases} 0, & x < (H_k + x_\delta), \\ m_t v^2 \frac{d^2 y}{dt^2}, & (H_k + x_\delta) \leq x \leq K_k, \\ 0, & x > K_k, \end{cases} \quad (6)$$

де: K_k – відстань до кінця перевідної кривої, м.

З врахуванням вище наведених особливостей взаємодії при прямованні екіпажу на бокову колію стрілочного переводу було створено просторову математичну модель взаємодії колії та вантажного піввагону на візках 18-100 в межах стрілочного переводу з метою аналізу силових динамічних процесів в колії та їх вплив на безпеку руху поїздів.

Розрахункова схема

Модель піввагону представлена механічною системою (рис. 4), що складається з 5 твердих тіл (кузов та 4 колісних пари).

Верхня будова колії в моделі є без масовою балкою з перемінною жорсткістю по довжині у вертикальній та горизонтальній площині.

Переміщення визначаються за допомогою ортогональної системи координат, вісь x якої спрямована уздовж колії, вісь y – горизонтальна, вісь z – вверх. Кутів переміщення тіл визначаються за допомогою кутів X – навколо осі x , Y – навколо осі x , Z – навколо осі z .

Загалом механічна система має 27 степенів вільності.

В моделі прийняті наступні спрощення:

- рух піввагону розглядається без врахування сили тяги;
- колісні пари та рама візка приймається абсолютно жорсткою;
- кузов коливається разом з надресорною балкою.

Диференціальні рівняння, які відповідають

даній розрахунковій схемі (див. рис. 4), складені на основі принципу д'Аламбера. Рівняння вертикального коливання кузова мають вигляд:

$$\frac{d^2 z_k}{dt^2} \cdot m_k = - \sum_{i,j=1}^2 P_{i,j} \quad (7)$$

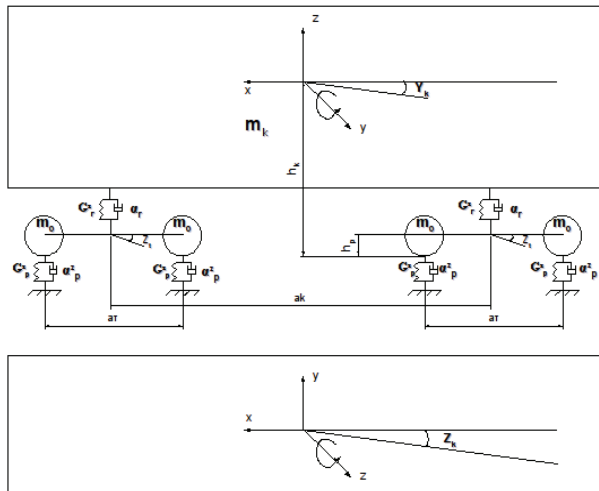
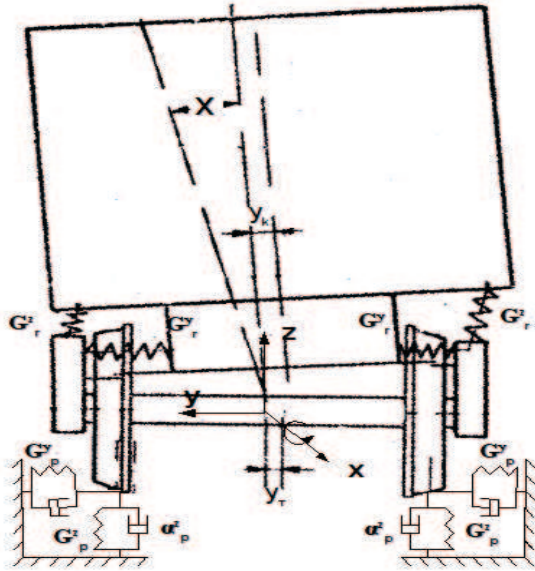


Рис. 4. Розрахункова схема вантажного піввагону

Рівняння вертикального коливання колісної пари

$$\frac{d^2 z_{kn}}{dt^2} \cdot m_{kn} = - \sum_{i,j,k=1}^2 P_{i,j,k} \quad (8)$$

Рівняння галопування кузова:

$$\frac{d^2 Y_k}{dt^2} \cdot I_{Y_k} = 0.5 \cdot a_k \cdot \left(\sum_{j=1}^2 P_{1,j} - \sum_{j=1}^2 P_{2,j} \right) \quad (9)$$

Рівняння галопування візка:

$$\frac{d^2 Y_{kn}}{dt^2} \cdot I_{Y_{kn}} = 0.5 \cdot a_m \cdot \left(\sum_{i,k=1}^2 P_{1,1,k} - \sum_{k=1}^2 P_{1,2,k} \right) \quad (10)$$

Рівняння галопування візка:

$$\frac{d^2 Y_{kn}}{dt^2} \cdot I_{Y_{kn}} = 0.5 \cdot a_m \cdot \left(\sum_{i,k=1}^2 P_{2,1,k} - \sum_{k=1}^2 P_{2,2,k} \right) \quad (11)$$

Рівняння бокової качки кузова:

$$\frac{d^2 X_k}{dt^2} \cdot I_{X_k} = h \cdot \sum_{i=1}^2 Y_{wi} + b_p \cdot \sum_{i=1}^2 (P_{i,2} - P_{i,1}) \quad (12)$$

Рівняння бокової качки першої колісної пари:

$$\frac{d^2 X_{kn}}{dt^2} \cdot I_{X_{kn}} = \frac{P_{11} \cdot b_p}{2} - P_{111} \cdot S_0 - \frac{P_{12} \cdot b_p}{2} + P_{112} \cdot S_0; \quad (13)$$

Рівняння бокової качки другої колісної пари:

$$\frac{d^2 X_{kn}}{dt^2} \cdot I_{X_{kn}} = \frac{P_{11} \cdot b_p}{2} - P_{121} \cdot S_0 - \frac{P_{12} \cdot b_p}{2} + P_{122} \cdot S_0; \quad (14)$$

Рівняння бокової качки третьої колісної пари:

$$\frac{d^2 X_{kn}}{dt^2} \cdot I_{X_{kn}} = \frac{P_{21} \cdot b_p}{2} - P_{211} \cdot S_0 - \frac{P_{22} \cdot b_p}{2} + P_{212} \cdot S_0; \quad (15)$$

Рівняння бокової качки четвертої колісної пари:

$$\frac{d^2 X_{kn}}{dt^2} \cdot I_{X_{kn}} = \frac{P_{21} \cdot b_p}{2} - P_{221} \cdot S_0 - \frac{P_{22} \cdot b_p}{2} + P_{222} \cdot S_0; \quad (16)$$

В наведених рівняннях прийняті наступні позначення: i, j, k – номер візка, колісної пари та колеса відповідно; h – відстань між центром мас кузова та висотою п'ятника над осями колісних пар; S_0 – відстань між кругами кочення коліс; b_p – половина відстані між ресорними комплектами; a_k – половина бази кузова; a_r – половина бази візка; m_k – маса кузова; m_{kn} – маса колісної пари; $Y_{ш}$ – поперечна сила від кузова, яка діє на шворінь візка; P_{ijk} – сила в системі колесо-колія визначається за формулою:

$$P_{i,j,k} = G_z^n \cdot (z_{i,j,k} - \eta_{l,n} \pm S_0 \cdot X_{i,1}^{kn}) + \alpha_z^n \cdot (z_{i,j,k} - \eta_{l,n} \pm S_0 \cdot X_{i,1}^{kn}) - m_{kn} \cdot \eta_{l,n} \quad (17)$$

де: $\eta_{л,п}$ – ордината вертикальної нерівності лівої або правої рейкових ниток; $z_{i,j,k}$ – пружне переміщення системи колесо-рейка; P_{ij} – сила в відповідному ресорному комплекті визначається за формулою:

$$\begin{aligned}
P_{i,j} = & G_z^p \cdot (z_{i,j} - (z_{i,j,1} + z_{i,j,2}) \pm b_p \cdot X^k) \\
& \pm S_0 \cdot (X_{i,1}^{kn} - X_{i,2}^{kn}) \\
& + F_z^k \cdot \text{sign}(\dot{z}_{i,j} - (\dot{z}_{i,j,1} + \dot{z}_{i,j,2}) \pm b_p \cdot \dot{X}^k) \\
& \pm S_0 \cdot (\dot{X}_{i,1}^{kn} - \dot{X}_{i,2}^{kn})
\end{aligned} \quad (18)$$

де $z_{i,j}$ – пружне переміщення відповідної ресори.

Рівняння у горизонтальній площині складені за методикою професора Ромена Ю.С. [9], але з деякими поправками, що обумовлені геометричними особливостями бокового напрямку стрілочного переводу. По перше в моделі Ю. С. Ромена, кривина колії в межах бази візка (1.85 м) приймається постійною, але як бачимо з рис. 5 при вході візка на боковий напрямок кривизна для набігаючої та другої осі відрізняються, ця обставина спричиняє похибку при визначенні місця набігання на направляючий гостряк.

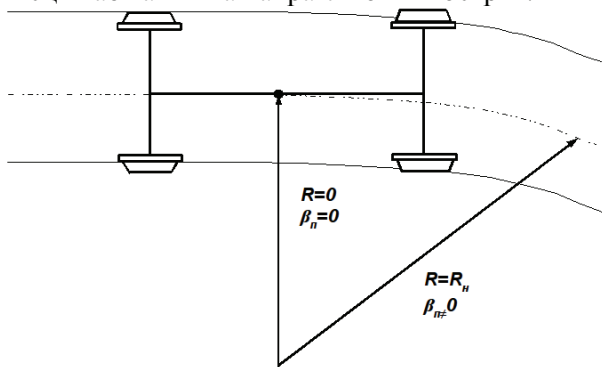


Рис. 5. Схема входу візка у перевідну криву

Тому нами окремо визначається кривизна колії, кут набігання для першої та другої осі. В даному випадку формули для визначення кута набігання та координати центру колісної пари відносно осі колії набувають вигляду:

$$\gamma_{i,j} = \varphi_{i,j} - \psi_i + at \cdot \frac{d\varphi_{i,j}}{dx} \quad (19)$$

де: $\gamma_{i,j}$ — кут набігання колісної пари $\varphi_{i,j}$ — кут нахилу дотичної до середньої лінії колії, яка перетинає колісну пару; ψ_i кут повороту візка.

$$y_{i,j} = y_i - a_m \cdot \gamma_{i,j} \quad (20)$$

Параметри математичної моделі піввагона на візках 18-100 було взято з роботи [11]. Параметри колії взяті з робіт [8,12]. У якості підрейкової основи прийняті залізобетонні бруси. Геометричні характеристики стрілочного переводу відповідають проекту 1740, як найбільш розповсюджені на Укрзалізниці стрілочному переводу марки 1/11.

Комп'ютерна реалізація математичної моделі виконувалась на базі операційної системи Linux в програмі чисельного моделювання Scilab. Ін-

тегрування системи диференціальних рівнянь виконувалось на основі метода Рунге-Кутта-Фельберга 4-5-го порядку точності з автоматичною оцінкою похибки.

На даний момент модель проходить тестування. У якості джерел еталонних показників взаємодії екіпажу з стрілочним переводом використовуються результати експериментальних досліджень [13, 14].

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Математическое моделирование колебаний рельсовых транспортных средств [Текст] / В. Ф. Ушкалов и др.; АН УССР. Ин-т техн. механики. – К.: Наук. думка, 1989. – 240 с.
2. Ромен, Ю. С. О нелинейных колебаниях железнодорожного экипажа в кривых произвольного очертания [Текст] / Ю. С. Ромен // Межвуз. сб. науч. тр. / ВНИИЖТ. – 1967. – вып. 347. – С. 5-26.
3. Экспериментальные исследования углов удара в стрелках путей металлургического завода [Текст] / В. Ф. Яковлев и др. // Межвуз. сб. науч. тр. / ЛИИЖТ. – 1975. – вып. 380. – С. 18-27.
4. Волошко, Ю. Д. Исследование на АВМ МН-7 реакций элементов пути на горизонтальное поперечное воздействие подвижного состава [Текст] / Ю. Д. Волошко // Межвуз. сб. науч. тр. / ДИИТ. – 1967. – вып. 78. – С. 18-27.
5. Говоруха, В. В. Моделирование движения рельсовых экипажей [Текст] / В. В. Говоруха. – К.: Наук. думка, 2006. – 460 с.
6. Николаев, Е. В. Моделирование взаимодействия железнодорожного экипажа и стрелочного перевода при движении на боковое направление [Текст] / Е. В. Николаев // Вестник ВНИИЖТа. – 1985. – вып. 4. – С. 62-68.
7. Желнин, Г. Г. Допустимые скорости движения на боковое направление стрелочного перевода с учетом его фактического состояния [Текст] : автореф. дис. ... докт. техн. наук. – ВНИИЖТ, 1992. – 45 с.
8. Решетилов, С. И. Воздействие на стрелочные переводы подвижного состава с различными профилями колесных пар [Текст] : автореф. дис. ... канд. техн. наук.
9. Ромен, Ю. С. Влияние зазора в колее на величину боковых сил при взаимодействии пути и подвижного состава [Текст] / Ю. С. Ромен, М. Ф. Вериги, В. О. Певзнер // Сб. науч. тр. / ВНИИЖТ. – 1969. – вып. 385. – С. 95-106.
10. Желнин, Г. Г. Особенности установления допускаемых скоростей на стрелочных переводах [Текст] / Г. Г. Желнин // Вестник ВНИИЖТа. – 1985. – вып. 4. – С. 32-38.
11. Мойсеев, К. В. Исследование и разработка рекомендаций по допустимым скоростям по прямому направлению стрелочных переводов, уложенных с несоблюдением требований тех-

- нических условий [Текст] : звіт про НДР / К. В. Мойсеєнко. – ДИИТ, КГНДЛ, 2007. – 109 с.
12. Рибкін, В. В. Правила розрахунків залізничної колії на міцність і стійкість [Текст]. ЦП/0117 / В. В. Рибкін, Е. І. Даніленко. – К.: Транспорт України, 2006. – С. 168.
13. Мойсеєнко, К. В. Исследование и разработка рекомендаций по допустимым скоростям по боковому направлению стрелочных переводов, взаимное положение которых не соответствует техническим требованиям [Текст] : звіт про НДР / К. В. Мойсеєнко. – ДИИТ, КГНДЛ, 2008. – 51 с.
14. Волошко, Ю. Д. Разработать нормативы скоростей движения по стрелочным переводам с учетом их фактического состояния [Текст] : звіт про НДР / Ю. Д. Волошко, А. П. Татуревич. – ДИИТ, КГНДЛ, 1988. – 147 с.

Надійшла до редколегії 05.08.2009

В. И. СЕНЬКО, д.т.н., профессор, БелГУТ (Республика Беларусь);
Е. П. ГУРСКИЙ, к.т.н., БелГУТ (Республика Беларусь)

ОБЕСПЕЧЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ НА ГАРАНТИЙНЫХ УЧАСТКАХ ЖЕЛЕЗНОЙ ДОРОГИ

На підставі статистичних даних про роботу гарантійної ділянки визначені й досліджені показники експлуатаційної надійності, а також розрахована оптимальна довжина ділянки за умовою надійності розглянутих вузлів вагона.

На основании статистических данных о работе гарантийного участка определены и исследованы показатели эксплуатационной надежности, а также рассчитана оптимальная длина участка по условию надежности рассматриваемых узлов вагона.

On the basis of statistical data about operation of the warranty section the operational reliability factors are determined and explored as well as the optimum length of the section according to the condition of reliability of the considered assemblies of a wagon is calculated.

Обеспечение безопасности движения на железнодорожном транспорте является одним из основных резервов в стабилизации и развитии экономики транспорта. Из-за нарушений безопасности движения создается угроза жизни и здоровья людей, носится значительный материальный ущерб, утрачиваются грузы, выводятся из строя дорогостоящая техника. После перехода к системе ремонта вагонов по календарной продолжительности и выполненному пробегу, заданный пробег между ремонтами существенно увеличился. Поэтому возросли требования к обеспечению безопасности движения в процессе технического обслуживания вагонов.

На Белорусской железной дороге достаточно успешно выполняется программа восстановления работоспособности подвижного состава. С целью своевременного выявления неисправного технического состояния вагонов, для предупреждения их отказов получили широкое распространение средства технического диагностирования: автоматическая аппаратура ДИСК-БКВ-Ц и ДИСК2-БКВТГЗ (обеспечивают контроль технического состояния подсистем: Б – букс; К – колесных пар; В – волочащихся деталей; Т – заторможенных колесных пар; Г – габарита подвижного состава в верхней части; З – перегруза вагонов; Ц – централизация информации), КТСМ-01, КТСМ-01Д (комплексы технических средств по модернизации аппаратуры ДИСК-Б), а также автоматизированная система контроля подвижного состава (АСК ПС), объединяющая в централизованную систему аппаратуру диагностики и контроля. И вместе с тем, анализ работы дороги показал, что надежность вагонного парка снижается, а

размеры социально-экономических потерь от опасных отказов вагонов на гарантийных участках существенные. Связано это в первую очередь со старением вагонного парка. За период с 1992 по 2008 гг. средний возраст подвижного состава увеличился с 15 до 24 лет, а количество вагонов с истекшим нормативным сроком службы достигло 41 %.

Оздоровление парка вагонов только за счет закупки новых вагонов в условиях ограниченности финансовых средств является весьма проблематичным. Поэтому основное внимание сегодня должно быть уделено эффективной организации технического обслуживания и ремонта грузовых вагонов. Однако это направление используется недостаточно и такая ситуация не способствует повышению эксплуатационной надежности подвижного состава на гарантийных участках полигона Белорусской железной дороги. Одним из главных мероприятий, направленных на повышение эксплуатационной надежности грузовых вагонов, является установление обоснованной протяженности гарантийных участков. Сегодня этот показатель на Белорусской железной дороге колеблется в достаточно больших границах, в результате чего повышается вероятность создания на транспорте опасных, аварийных ситуаций.

Для установления показателей эксплуатационной надежности на гарантийном участке Жлобин – Гомель собрана статистика работы ПТО этих двух станций за 2007-2008 гг. Проанализированы данные о количестве поездов проследовавших по участку, среднем количестве вагонов в составах, длине гарантийного участка, а также о количестве отцепок грузовых вагонов

по родам и узлам неисправностей. Установлено, что наиболее отказоопасными, а значит самым затратным по содержанию и первостепенным по вниманию относительно безопасности движения и сохранности груза является полувагоны – 56 %, далее парк прочих вагонов – 16 %, (минераловозы, зерновозы, цементовозы), крытые – 12 %, цистерны – 8 % и платформы – 8 % (рис. 1).



Рис. 1. Диаграмма процентного соотношения отцепок по роду вагонов

По интенсивности отцепок в текущий неплановый ремонт наиболее отказоопасным узлом является кузов – 41 % от общего количества отказов (рис. 2):

- неисправности запора люков – 43 %; неисправности двери – 15 %; повреждение крышек люков и их петель – 15 %; трещины и обрывы сварных швов в заделках стоек – 13 %; прогибы стоек и верхней обвязки – 4 %; повреждения обшивки – 2 % и др. неисправности;

- причинами отказов автотормозного оборудования являются неисправности тормозного цилиндра – 14,5 %; ослабление, обрыв, излом тормозной магистрали – 14 %; завар башмака – 13 %; неисправности воздухораспределителя – 10 %; нарушение регулировки рычажной передачи – 6 %; неисправности авторежима и его привода – 5,5 % и др. неисправности;

- отказы тележек: отсутствие, смещение, излом пружин – 21 %; неисправности скользуна – 18 %; несоответствие регламентированных зазоров – 17 %; трещина и излом клина гасителя колебаний, боковой и надрессорной балки – 11 % и другие неисправности;

- отказы автосцепного устройства: неисправности поглощающего аппарата – 30 %; неисправности корпуса автосцепки – 17 %; излом, трещина ударной розетки – 9 %; трещина, излом тягового хомута и клина – 4 % и другие неисправности;

- отказы колесных пар: грение буксового узла, сдвиг буксы, излом или изгиб крышки буксы – 48 %; тонкий гребень – 15 %; острокопечный накат гребня – 14 %; ползуны, навары и выщербины обода колеса – 12 %; трещина, от-

кол обода колеса – 6 % и другие неисправности.

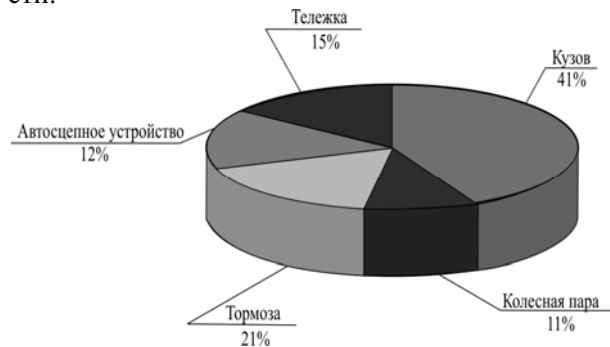


Рис. 2. Диаграмма процентного соотношения отцепок по узлу неисправности

На основании статистических данных определены и исследованы показатели, характеризующие эксплуатационную надежность грузовых вагонов на гарантийном участке [2]:

– параметр потока отказов вагонов

$$\omega_0 = \frac{n_0}{Nml} [1/\text{ваг} \cdot \text{км}], \quad (1)$$

где n_0 – число отказов, возникших за суммарный пробег в течение времени t ;

N – число проследовавших по участку поездов за время t ;

m – среднее число вагонов в поезде;

l – длина гарантийного участка, км;

– наработка на отказ

$$T = \frac{Nml}{n_0} [\text{ваг} \cdot \text{км}]. \quad (2)$$

– вероятность безотказного проследования поезда по участку. В работе [2, с. 31] доказано, что вероятность безотказного проследования по участку подчиняется экспоненциальному закону, и показано, что с увеличением длины гарантийного участка этот показатель надежности снижается

$$P(l) = e^{-ml/T}. \quad (3)$$

Для расчета оптимальной протяженности гарантийного участка реализован вероятностный подход, с учетом расчета квантилей случайной величины «наработки на отказ» для заданного уровня доверительной вероятности $T_{\text{расч}}$ [3]:

$$l_{\text{опт}} = -T_{\text{расч}} \ln P(l)/m. \quad (4)$$

Такой подход является вполне оправданным, так как при расчете длины гарантийного участка по математическому ожиданию «наработки на отказ», то есть по среднему значению, только 50 % ситуаций от выборочной совокупности будет иметь благоприятный исход. Рабо-

тать с таким уровнем доверительной вероятности при обосновании протяженности гарантийного участка недопустимо, поскольку в эти 50% как бы закладывается в расчеты отказы вагонов со всеми последующими исходами. Предположив, что эта случайная величина строго подчиняется нормальному распределению, график поведения плотности вероятностей будет иметь вид показанный на рис. 3, а формулу для определения $T_{\text{расч}}$ можно записать

$$T_{\text{расч}} = \bar{T}_i \pm t_{\beta} \sigma_T \quad (5)$$

где $\bar{T}_i$ – математическое ожидание «наработки на отказ»; t_{β} – нормированное отклонение для заданного уровня доверительной вероятности; σ_T – среднее квадратическое отклонение случайной величины T .

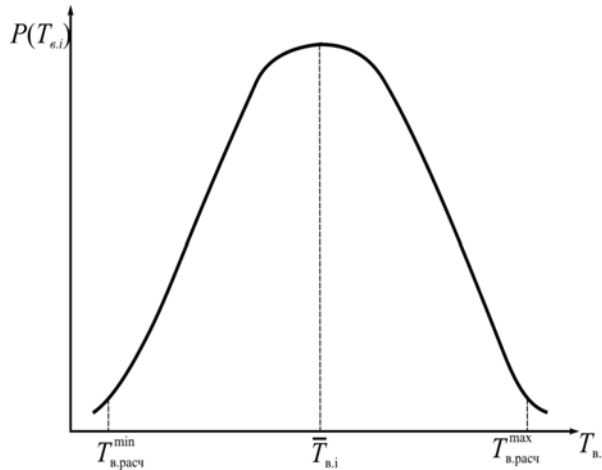


Рис. 3. График поведения плотности вероятностей

Исходными данными для расчета явились вычисленные значения «наработки на отказ» не в целом по вагону, а по узлам неисправностей за 2-ух летний период. Поэтому предлагается следующая запись условия оптимальности протяженности гарантийного участка по надежности грузового вагона:

$$l_{\text{опт}} = \min(l_{\text{опт}}^{\text{К}}, l_{\text{опт}}^{\text{АВТ}}, l_{\text{опт}}^{\text{АВС}}, l_{\text{опт}}^{\text{КП}}, l_{\text{опт}}^{\text{ТЕЛ}}) \quad (6)$$

где $l_{\text{опт}}^{\text{К}}, l_{\text{опт}}^{\text{АВТ}}, l_{\text{опт}}^{\text{АВС}}, l_{\text{опт}}^{\text{КП}}, l_{\text{опт}}^{\text{ТЕЛ}}$ – соответственно протяженности гарантийных участков по условию надежности кузова, автотормозов, автосцепного устройства, колесных пар, тележки.

Тогда формула (4) будет иметь следующий вид

$$\begin{cases} l_{\text{опт}}^{\text{К}} = -T_{\text{расч}}^{\text{К}} \cdot \ln P(l)/m; \\ l_{\text{опт}}^{\text{АВТ}} = -T_{\text{расч}}^{\text{АВТ}} \cdot \ln P(l)/m; \\ l_{\text{опт}}^{\text{АВС}} = -T_{\text{расч}}^{\text{АВС}} \cdot \ln P(l)/m; \\ l_{\text{опт}}^{\text{КП}} = -T_{\text{расч}}^{\text{КП}} \cdot \ln P(l)/m; \\ l_{\text{опт}}^{\text{ТЕЛ}} = -T_{\text{расч}}^{\text{ТЕЛ}} \cdot \ln P(l)/m. \end{cases}, \quad (7)$$

Графически этот процесс представлен на рис. 4.

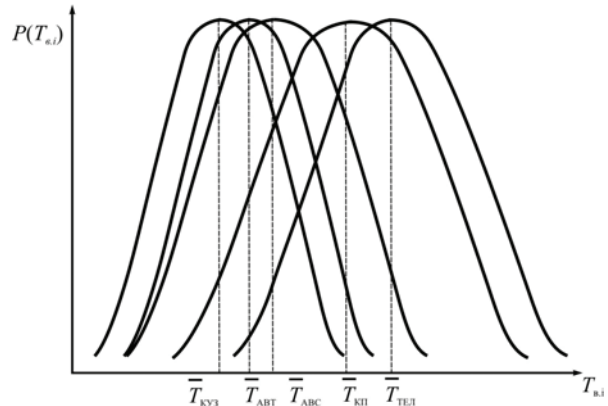


Рис. 4. Распределение наработки на отказ по узлам

Статистический анализ результатов эксперимента в части исследования закона распределения случайной величины «наработка на отказ» по узлам неисправностей позволил получить квантили $T_{\text{расч}i}$ для доверительной вероятности $P(l)$ от 0,05 до 0,95 с шагом 0,05. Весьма принципиальным является выбор расчетного значения случайной величины, оптимальная величина которого находится в интервале от $T_{\text{в.расч}}^{\min}$ до

$T_{\text{в.расч}}^{\max}$ (см. рис. 3). Если мы зададимся $T_{\text{в.расч}}^{\max}$,

то длина гарантийного участка будет явно завышенной. С другой стороны, вероятность появления на участке вагона с таким уровнем надежности будет мала. Другими словами, вагоны не будут выдерживать такой протяженности гарантийного участка. Железная дорога в этом случае будет нести существенные экономические убытки как из-за остановки поездов на участке по причине отказов вагонов, так и в случае аварий и крушений, которые в большинстве своем являются следствием внезапных отказов вагонов. Если мы принимаем второй случай $T_{\text{в.расч}}^{\min}$, тогда значительно увеличится вероятность востребования вагоном (по условию его надежности) такой длины гарантийного участка. В этом случае значительно повысится уровень безопасности движения поездов на гарантийном участке. Графическая интерпрета-

ция выбора расчетного значения «наработки на отказ» и, естественно, протяженности гарантийного участка показана на рис. 5.

Проведенные исследования и полученные результаты позволили получить значения оптимальной длины гарантийного участка $l_{онт}^i$ Жлобин-Могилев по условию надежности рассматриваемых узлов. Результаты расчета представлены в табл. 1.

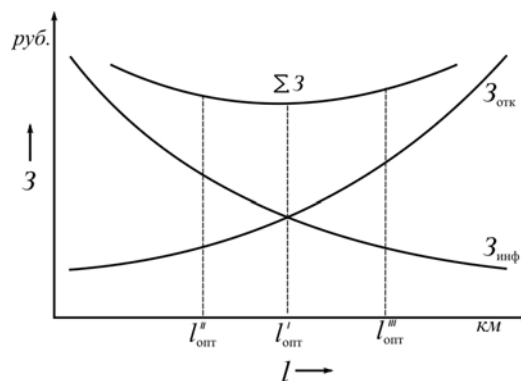


Рис. 5. Графическая интерпретация процесса оптимизации

Таблица 1

Результаты расчета

Узел вагона	Закон распределения	Параметры распределения	$\chi^2_{\text{расч}}$	$\chi^2_{\text{крит}}$ ($\alpha = 0,05$)	Квантиль $T_{\text{расч}}$ ($P_{\text{дов}} = 0,95$)	$l_{\text{онт}}, \text{ км}$
Кузов	Нормальный	$m = 516384$ $\sigma = 793743$	7,892	9,488	1821980	60,6
Колесная пара	Нормальный	$m = 1425500$ $\sigma = 791152$	4,994	9,488	2726830	90,7
Тормоза	Логнормальный	$m = 809811$ $\sigma = 759382$	6,981	9,488	2181690	72,0
Автосцепка	Логнормальный	$m = 948764$ $\sigma = 1114940$	5,189	9,488	2845320	93,9
Тележка	Вейбулла	$b = 1,56731$ $\lambda = 1309170$	10,380	12,592	2636460	85,0

Определено, что наименьшей протяженностью обладает гарантийный участок ($l_{онт} = 60,6$ км) рассчитанный по эксплуатационной надежности «кузова», а наибольшей по надежности «автосцепки» ($l_{онт} = 93,9$ км). Результаты расчета показали, что при доверительной вероятности безотказного проследования состава по участку на уровне 0,95 и расчетных значениях случайной величины «наработка на отказ» при $P_{\text{дов}} = 0,95$, гарантийный участок будет обеспечен только эксплуатационной надежностью автосцепного устройства и колесных пар, так как эксплуатационная длина железнодорожного участка Жлобин – Гомель составляет 86 км. Поэтому, учитывая то, что в структуре парка вагонов, проходящих по гарантийному участку, более 40 % приходится на полувагоны процессам ремонта и технического обслуживания кузова (далее тормоза, тележки, колесной пары, автосцепки) необходимо уделять самое пристальное внимание.

К сожалению, при отсутствии в полном объеме мероприятий по обновлению и оздоровлению

подвижного состава, возможно обострение ситуации с безопасностью и надежностью на гарантийных участках. Поэтому уже сейчас необходимо рассматривать гарантийные участки как систему с изменяющимися параметрами, для расчета и управления которыми необходимо иметь и постоянно накапливать объективную информацию о состоянии вагонного парка, отдельного вагона, его подсистем и элементов, выделить наиболее важные закономерности, определить цели функционирования такой системы, иметь средства воздействия на безопасность работы гарантийного участка. До настоящего времени информация о состоянии вагонного парка, уровня технического обслуживания вагонов на станциях и других факторах, влияющих на безопасность работы, носит фрагментарный характер, не систематизирована, представлена в виде, не удобном для пользователя, а тем более для обработки и использования ее в оперативном режиме.

Проведение исследований по каждому гарантийному участку полигона Белорусской железной дороги позволит классифицировать уча-

стки с учетом возможных экономических потерь от отказов вагонов на них, усовершенствовать территориальную схему размещения пунктов технического обслуживания, внедрить на ПТО усовершенствованный технологический процесс технического обслуживания вагонов и повысить надежность на гарантийных участках.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Исследование динамики изменения парка грузовых вагонов за период 1995–2004 годы и расчет прогнозных показателей на период 2006–2010 годы [Текст] : отчет о НИР 3931 (заключ.)

- / Белорус. гос. ун-т трансп.; рук. Сенько В. И. – Гомель, 2005. – 30 с. – № ГР 20053427.
2. Гридюшко, В. И. Вагонное хозяйство [Текст] : учеб. пособие для вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. / В. И. Гридюшко, В. П. Бугаев, Н. З. Криворучко. – М.: Транспорт, 1988. – 295 с.
3. Сенько, В. И. Совершенствование организации технического обслуживания и текущего ремонта грузовых вагонов [Текст] / В. И. Сенько. – Гомель: БелГУТ, 2002. – 178 с.

Поступила в редколлегию 17.07.2009

В. И. СЕНЬКО, д.т.н., профессор, БелГУТ (Республика Беларусь);

А. В. ПУТЯТО, к.т.н., доцент, БелГУТ (Республика Беларусь)

ОЦЕНКА ВОЗДЕЙСТВИЯ ПЕРЕВОЗИМЫХ СЫПУЧИХ ГРУЗОВ НА КУЗОВА ВАГОНОВ

На основі математичного моделювання поведінки сипучого тіла з використанням методу кінцевих елементів і принципів механіки твердого тіла виконані розрахунки навантаженості кузова вагона сипучим вантажем.

На основе математического моделирования поведения сыпучего тела с использованием метода конечных элементов и принципов механики твердого тела выполнены расчеты нагруженности кузова вагона сыпучим грузом.

On the base of mathematical modeling of the loose body behaviour using the finite-element method and principles of solid body mechanics the calculations of loading of wagon body by the loose freight are executed

Введение

При проведении прочностных расчетов кузовов грузовых вагонов в зависимости от их назначения и особенностей конструкции согласно «Нормам для расчета ...» [5] необходимо учитывать нагрузки, возникающие при воздействии транспортируемого груза на кузов вагона. При перевозке сыпучих грузов необходимо учитывать силы распора (давления) на стены.

Наиболее распространенным подходом в строительной механике сыпучих сред при определении давления на подпоры от действия сыпучего тела является теория Кулона [4], которая нашла широкое применение при расчете кузовов вагонов [5]. Однако при нормативном приложении давлений от перевозимого сыпучего груза не учитываются некоторые физико-механические свойства материала, например, связанные с когезией и дилатансией, что в ряде случаев может привести к существенной корректировке схемы нагружения. Кроме того, в процессе создания расчетной модели зачастую возникает сложность в приведении распределенной нагрузки к узлам, и во многих ситуациях эта процедура выполняется приближенно [2].

Нормативное приложение давления на стенки кузова вагона от сыпучих грузов претерпевало существенные изменения [3, 7]. В настоящее время согласно [5] в случае расчета кузова вагона при соударении торцевые стены и двери должны рассчитываться на равномерно распределенное по всей их площади динамическое давление насыпного груза, равном 0,35 грузоподъемности вагона при действии продольного ускорения 3,5g. Однако при расчете стены в общей системе кузова вагона весьма затрудни-

тельно распределение оставшихся 65% нагрузки от сил инерции сыпучего груза.

Среди существующих подходов к моделированию сыпучих (гранулированных) сред, можно выделить два основных направления:

- моделирование сыпучей среды континуальной системой;

- моделирование сыпучей среды системой твердых тел.

При реализации первого подхода широкое распространение получил метод конечных элементов с различными вариантами математического описания поведения материала сыпучей среды. К таким вариантам относятся представление сыпучей среды, описываемое уравнениями механики деформируемого твердого тела в упругой постановке с учетом «приведенных» характеристик материала (модуль упругости, плотность, коэффициент Пуассона) [8]; описание поведения сыпучего тела на основе уравнений гидромеханики [11]; применение модели материала Друкера-Прагера, описывающей пластическое деформирование среды [2] и прочие [6, 9].

Второй подход основан на использование законов механики твердого тела. Здесь сыпучая, а в данном случае гранулированная среда, моделируется конечным числом взаимодействующих между собой гранул. Так встречаются работы, где все тела (гранулы), входящие в систему, представлены либо плоскими (круг, плоский многоугольник и др.), либо объемными (шар, объемный многоугольник и др.) [1, 10, 12]. Условием контакта между телами служит пересечение границ тел, что приводит к возникновению контактной силы, варианты, описания которой, могут быть весьма различны

(закон Герца, закон Кулона, упруго-диссипативное взаимодействие). При отсутствии контакта тела считаются невзаимодействующими.

Оба подхода имеют свои достоинства и недостатки. Первый подход ограничен в применении в виду того, что не учитывает напрямую геометрию частиц сыпучей среды, что необходимо в ряде задач. Однако второй подход в обычной постановке требует значительно больших вычислительных затрат.

Целью работы является разработка математических моделей с использованием различных подходов описания механики сыпучего тела для оценки нагруженности кузова вагона при перевозке сыпучего груза, а также выявление влияния различных физико-механических свойств на значения давлений на металлоконструкцию вагона.

Применение метода конечных элементов (плоская постановка)

Создана конечно-элементная модель, основанная на использовании гипотезы Друкера-Прагера, описывающей упругоидеальнопластическую среду, применение которой позволяет выполнять расчеты пластического деформирования при течении материала, при этом поверхность текучести не изменяется в процессе пластического деформирования.

Задача оценки статической и динамической нагруженности решалась в плоской постановке с использованием программного комплекса конечно-элементного анализа ANSYS. При формировании конечно-элементной сетки использован 4-х узловой конечный элемент PLANE42. Свойства материала сыпучего груза представлены следующими характеристиками [2]: плотность сыпучего груза, $\gamma = 1300 \text{ кг/м}^3$; угол естественного откоса, $\varphi = 30^\circ$; модуль упругости, $E = 10^6 \text{ Н/м}^2$; коэффициент Пуассона, $\mu = 0,27$; величина когезии, $c = 7200 \text{ Н/м}^2$; угол дилатансии, 0° . При моделировании материала стен кузова вагона исходили из предположения абсолютно твердого тела. С целью учета сцепления сыпучего груза со стенами кузова решалась контактная задача с коэффициентом трения в границе раздела «сыпучий груз – металл» равным 0,3. Особенностью контактной задачи является исключение возможности взаимного внедрения контактирующих сред. Геометрия сыпучего груза в продольной плоскости представлена прямоугольником со сторонами $2 \times 10 \text{ м}$. Разработанная конечно-элементная модель состоит из 2580 элементов, включая 284 кон-

тактных.

На первом этапе решена задача статической нагруженности кузова вагона сыпучим грузом. Полученные максимальные значения давлений на пол вагона тесно согласуются с теорией предельного равновесия сыпучего тела, но по мере приближения к торцевой стене значение давления снижается, что, видимо, обусловлено наличием трения между сыпучей средой и стеной вагона. Максимальное давление на торцевую стену зафиксировано на небольшом удалении от пола вагона, что согласуется с экспериментальными данными, приведенными в [4]. В то же время статическое давление на торцевую стену при вышеуказанных параметрах сыпучего груза оказались отличными от значений, получаемых по формуле, приведенной в «Номмах...» [5] и снижение его максимального значения достигает почти 40%. Учитывая в выражении закона Кулона отсутствие параметра оценки связанности сыпучей среды, проведена серия расчетов при варьировании значением когезии. На рис. 1 приведены зависимости распределения давления на стену вагона от высоты заполнения кузова вагона для различных значений когезии.

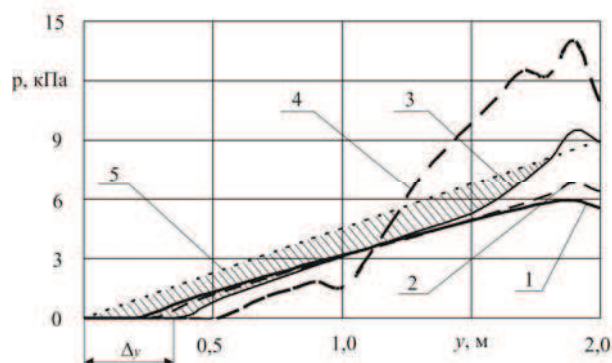


Рис. 1. Зависимости давления сыпучего груза на торцевую стену от высоты засыпки: 1 – $c = 7200 \text{ Н/м}^2$; 2 – $c = 4200 \text{ Н/м}^2$; 3 – $c = 3000 \text{ Н/м}^2$; 4 – $c = 2500 \text{ Н/м}^2$; 5 – по закону Кулона

Результаты расчетов показали, что при снижении уровня сцепляемости сыпучей среды, значения контактных давлений на торцевую стену существенно возрастают. В то же время, практически не изменяется давление, оказываемое на пол вагона. Полученное значение давления на стену вагона на уровне пола при практически отсутствующем уровне сцепляемости сыпучей среды (зависимость 5) тесно согласуется с теорией Кулона. По мере снижения уровня когезии, увеличивается величина уплотнения сыпучего тела Δp , что объясняет появления «полей уплотнения» (заштрихованная область) в расхождении результатов на рис. 1.

Исходя из зависимостей рис. 2, при определении максимального давления на стены вагона можно условно выделить три зоны состояния сыпучего тела в зависимости от уровня сцепления между его частицами. При величине когезии $c < 3000 \text{ Н/м}^2$ максимальные давления на торцевую стену существенно возрастают, предположительно, до значений, соответствующих гидростатическому давлению, что обусловлено преобладанием свойств жидкости, при которых касательные напряжения между частицами среды стремятся к нулю. II зона при $3000 < c < 5000 \text{ Н/м}^2$ следует считать переходной, где сыпучая среда частично обладает свойствами жидкости, но с наличием связанности между частицами. При рассмотрении III зоны ($c > 5000 \text{ Н/м}^2$) высокая связанность между частицами ведет к стабилизации максимального уровня давления на торцевую стену вагона.

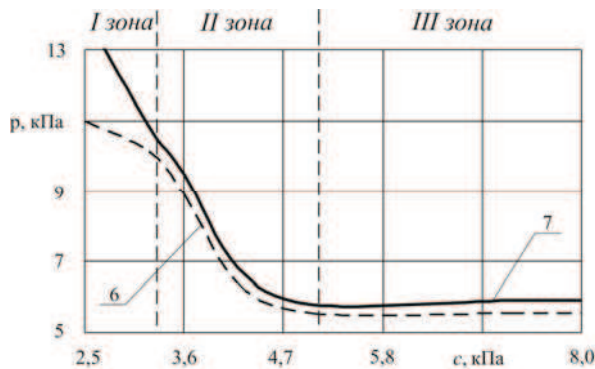


Рис. 2. Зависимости давления сыпучего груза на торцевую стену от величины когезии:
6 – давление на максимальной глубине засыпки; 7 – максимальное давление

Рассмотрим нагруженность кузова вагона сыпучим грузом при соударении вагонов. Согласно «Нормам...» при ударе следует учитывать возникающие силы инерции от действия продольного ускорения $3,5g$ в течение $0,3 \text{ с}$. Шаг по времени варьировался от $0,01$ до $0,0001 \text{ с}$. На рис. 3 представлены эпюры распределения контактного давления на полу и торцевой стене вагона.

Результаты расчета показали, что существенно большая доля нагрузки на пол приходится на $1/5$ часть длины кузова со стороны нагруженной стены и пренебрежительно малая на середину кузова. Нагруженность торцевой стены не носит равномерно распределенный характер и к наиболее нагруженной области следует отнести верхнюю обвязку.

Учитывая удовлетворительное совпадение результатов статической нагруженности кузова вагона, полученных с помощью разработанной

конечно-элементной модели с классическими методами строительной механики сыпучих тел, можно предположить, что полученное распределение давлений на пол и торцевую стену при соударении вагонов принципиально отражает реальную картину нагружения кузова вагона. Однако, плоские математические модели не позволяют оценить распределение давлений на боковые стены, что требует разработки уточненных объемных моделей, которые, возможно, приведут к корректировке полученных результатов.

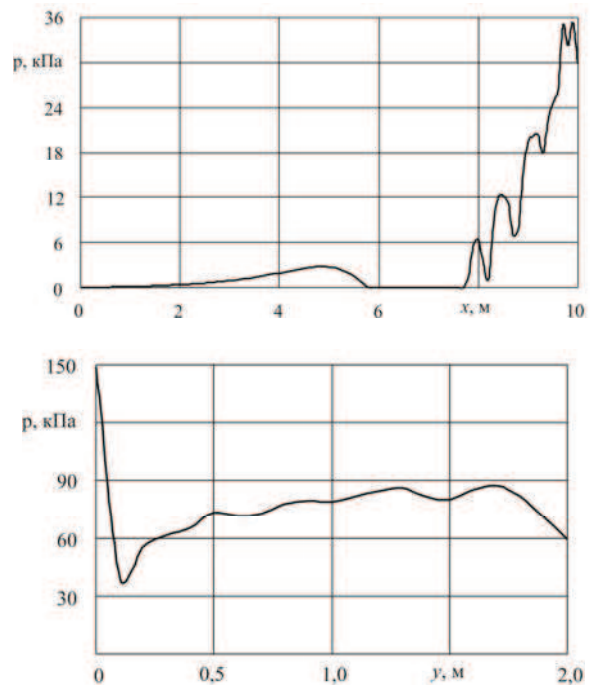


Рис. 3. Распределение давления сыпучего груза по полу и на торцевую стену

Применение метода конечных элементов (объемная постановка)

С целью уточнения полученных результатов разработана трехмерная конечно-элементная модель с использованием программного комплекса ANSYS. При формировании конечно-элементной сетки для моделирования сыпучего тела использован 8-ми узловой конечный элемент SOLID65, для стен и пола – 8-ми узловой конечный элемент SOLID185. Свойства материала сыпучего груза оставлены без изменения. При моделировании материала стен кузова вагона в качестве исходных данных введены значения модуля упругости $E = 2 \cdot 10^{11} \text{ Па}$, коэффициента Пуассона $\mu = 0,26$ и плотности $\rho = 7800 \text{ кг/м}^3$. При учете сцепления сыпучего груза со стенами кузова решалась контактная задача с коэффициентом трения в границе раз-

дела «сыпучее тело – металл» равным 0,3. Здесь также предусмотрено исключение возможности взаимного внедрения контактирующих сред. В силу симметричной расчетной схемы геометрия сыпучего груза представлена параллелепипедом со сторонами $b/2 \times h \times l = 1,44 \times 1,8 \times 12$ м. Разработанная конечно-элементная модель состоит из 8890 элементов, включая 1196 контактных. Учитывались возникающие силы инерции от действия продольного

ускорения $3,5g$ в течение 0,3 с [5]. Шаг по времени варьировался от 0,01 до 0,0001 с.

В результате проведенного расчета получены пространственные картины нагруженности торцевых и боковых стен, а также пола вагона для временного интервала до 0,3 с. На рис. 4 приведены поверхности нормальных контактных давлений на торцевую и боковую стены (рис. 4,а и 4,б), а также на пол вагона (рис. 4,в) в момент времени 0,3 с.

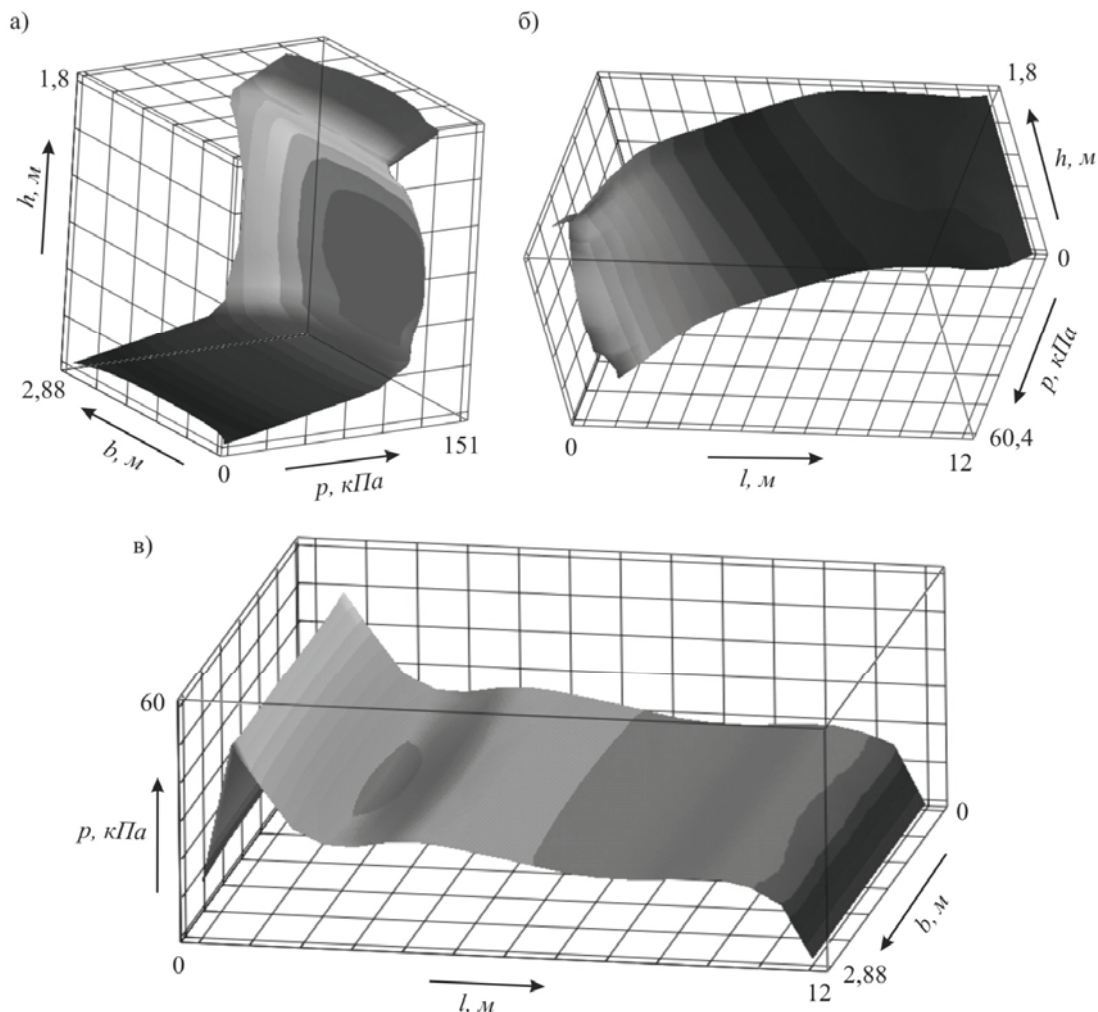


Рис. 4. Поверхности нормальных контактных давлений в момент времени 0,3 с:
а – на торцевой стене; б – на боковой стене; в – на полу

Как видно из представленных зависимостей распределение нормальных контактных давлений по торцевой стене не носит равномерного характера, рекомендуемого Нормами. В то же время, значение максимального давления (151 кПа), полученное с помощью разработанной модели, оказалось достаточно близким к значению удельного давления, рассчитанного по рекомендации Норм применительно к геометрическим параметрам виртуальной модели (170 кПа).

Анализируя изменение значений нормальных давлений на торцевой стене по высоте за-

сыпки h_z сыпучего тела в продольной плоскости симметрии установлено, что максимальное давление реализовано на высоте равной $0,33h_z$ от уровня засыпки, причем от пола до засыпки на уровне $0,12h_z$ зафиксирован высокий градиент роста контактного давления и далее значения давлений плавно возрастают до указанного выше максимального значения. На интервале высот от $0,12h_z$ до $0,89h_z$ изменение контактного давления можно интерполировать пологой параболой со снижением давления от максимального значения на верхней границе рас-

смаатриваемого высотного интервала на 27%. На оставшемся интервале высот от $0,89h_3$ до h_3 наблюдается практически линейный рост величины нормальных контактных давлений до значения равного 97% от максимального, указанного выше.

Рассматривая послойное распределение нормальных контактных давлений по торцевой стене по ширине вагона следует отметить, что максимальные давления имеют место в середине и снижаются по мере приближения к боковым стенам, причем с приближением к верхним слоям засыпки разница между максимальным и минимальным значениями контактных давлений по ширине стены уменьшается (рис. 5). Исключением является верхний слой, где вышеуказанная разница несколько возрастает. Указанное снижение давления можно объяснить увеличением сил трения между боковой стеной и частицами сыпучего тела за счет роста сил распора по мере приближения к боковым стенам. Кроме того, с ростом межчастичного давления возрастает роль когезионной составляющей. Эффект «давления верхнего слоя» объясняется снижением вертикальной составляющей давления в сыпучем грузе по мере приближения к верхнему слою засыпки и снижением, как следствие, сил распора.

Таким образом, картина нагруженности средней области торцевой стены наиболее близка к равномерно распределенному характеру давлений, что можно объяснить приведением части внутреннего объема сыпучего тела к квазисыпучему состоянию, при котором сравнительно малы относительные перемещения частиц в продольной слое. Наличие высокого градиента роста значений контактного давления от пола до $0,12h_3$ объясняется высо-

кими значениями сил трения между полом и сыпучим телом вследствие высокого значения вертикальной составляющей от силы тяжести груза.

По мере приближения к верхнему слою снижается воздействие сил тяжести от груза и доминирует продольная составляющая сил инерции груза, что приводит к увеличению относительной подвижности между слоями груза (в области торцевой стены) и к росту послойных скоростей и ускорений, следствием чего является увеличение продольных инерционных нагрузок и рост контактных давлений на торцевую стену в верхней области засыпки. Вышесказанное подкрепляется анализом кинематических параметров слоев сыпучего тела. На рис. 6,а приведены схема контрольных точек сыпучего тела в верхней области средней продольной плоскости, и зависимости их перемещений от времени переходного процесса (рис. 6,б).

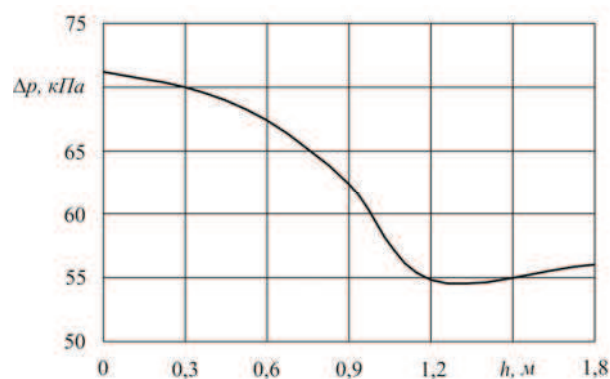
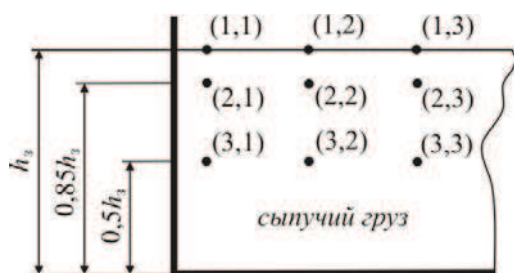
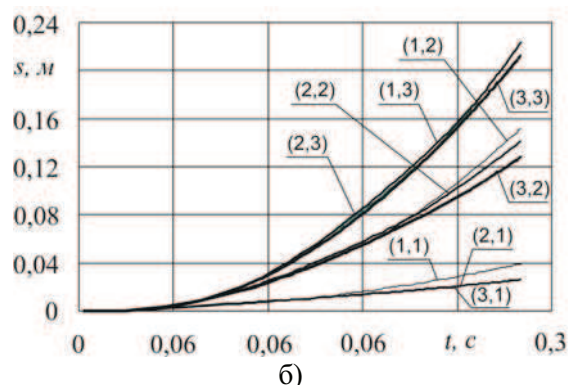


Рис. 5 – Зависимость разницы максимального и минимального значений нормальных контактных давлений по ширине торцевой стены от высоты засыпки груза



а)



б)

Рис. 6 – Анализ кинематических параметров сыпучего тела

Для дальнейшего определения скоростей и ускорений контрольных точек зависимости перемещений, построенные по результатам чис-

ленного расчета, аппроксимированы полиномами третьей степени с величиной достоверности $R^2 = 0,999$. Их дальнейшее дифференциро-

вание по времени показало, что при удалении от торцевой стены к середине вагона наблюдается снижение послойной разницы скоростей, а у частиц верхнего слоя рост ускорений. В то же время, с переходом к нижним слоям ускорения частиц падают, причем при послойном рассмотрении области вблизи торцевой стены (точки (1,1), (2,1) и (3,1)) установлено, что в первом и третьем слоях ускорения возрастают с различной интенсивностью, а во втором слое снижаются практически до нуля. Таким образом, кинематический анализ позволил объяснить наличие эффекта «давления верхнего слоя». Следует отметить, что вышеуказанный эффект имеет место при наличии продольного ускорения более $1,37g$ (рис. 7). Нормальные контактные давления на боковую стену по мере приближения к нагруженной торцевой стене нелинейно возрастают по зависимости достоверно аппроксимирующей полиномом пятой степени. Рассматривая характер изменения контактных давлений от пола до свободной поверхности сыпучего тела, имеет место незначительное уменьшение давлений, обусловленное снижением сил распора.

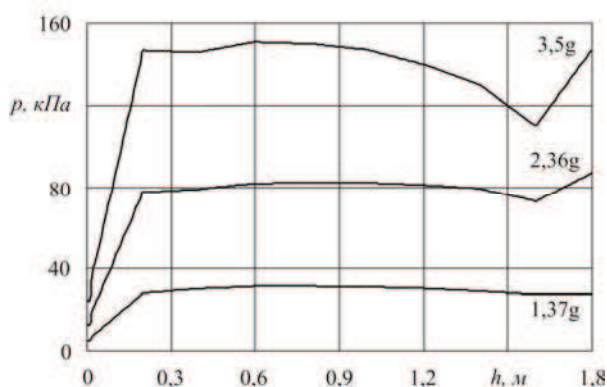


Рис. 7. Зависимость давления на торцевую стену в средней плоскости от уровня засыпки груза

Распределение нормальных контактных давлений по полу вагона представлено на рис. 4,в. Максимальное значение давлений получено на расстоянии равном $0,018l \approx 0,22$ м, далее по мере удаления от торцевой стены наблюдается практически линейное снижение давлений в 3 раза, а затем с пологом экстремумом имеет место незначительное снижение давлений. Далее на интервале от $0,95l$ до l имеет место линейное снижение давлений практически до нуля.

При рассмотрении распределения нормальных давлений по полу вагона в поперечной плоскости наблюдается незначительное возрастание значений давлений от средней части к боковым стенам, причем с удалением от наружной стороны оно практически сглаживает-

ся.

Установлено, что принципиальная картина распределения давлений от сил трения (касательных) аналогична распределению контактных давлений. Для проверки полученных результатов рассмотрено квазистатическое состояние сыпучего тела с учетом пренебрежения нагрузок, действующих на разгружаемую торцевую стену, для которого можно записать

$$\sum_V \bar{F}^{\Gamma p} + \sum_{i=1}^k \bar{R}_i^T + \sum_{i=1}^n \bar{R}_i^B + \sum_{i=1}^r \bar{R}_i^{\Pi} = \sum_V \bar{P}^{\Gamma p},$$

где $\sum_V \bar{F}^{\Gamma p}$ – результирующая внешних сил,

действующих на объем V сыпучего груза;

$\sum_{i=1}^k \bar{R}_i^T$ – результирующая реакция торцевой

стены; $\sum_{i=1}^n \bar{R}_i^B$ – результирующая реакция боко-

вой стены; $\sum_{i=1}^r \bar{R}_i^{\Pi}$ – результирующая реакция

пола вагона; $\sum_V \bar{P}^{\Gamma p}$ – результирующая сила

инерции объема V сыпучего тела; k, n, r – число узлов на торцевой стене, боковой стене и полу вагона, соответственно.

На рис. 8 изображена схема распределения действующего силового поля на загруженный кузов вагона, расщепленного на вертикальную и горизонтальную составляющие.

Проведенные численные расчеты показали, что при рассмотрении мгновенной остановки полувагона, загруженного сыпучим грузом 42% от внешней продольной нагрузки сыпучего груза ($3,5gm_{cp}$) приходится на кузов и 58% следует отнести к силам инерции груза, результирующая которых направлена противоположно действующему внешнему силовому полю. В то же время вертикальная загруженность кузова от вертикальной внешней нагрузки ($m_{cp}g$) соответствует практически 100%. Рассматривая долевое соотношение продольной нагрузки, приходящейся на кузов, установлено, что 63% приходится на торцевую стену, 23% на пол и 14% на боковые стены. Вертикальная нагрузка приходится на пол вагона, а также незначительная часть на торцевую и боковые стены, причем с обратным знаком, что обусловлено силами трения между сыпучим телом и металлоконструкцией.

Представление сыпучего тела системой твердых тел

Апробируем применения второго подхода к оценке нагруженности кузова грузового вагона сыпучим грузом.

Для решения поставленной задачи разработана квазиплоская твердотельная динамическая модель, состоящая из кузова размером $12 \times 2 \times 0,4$ м, представленного пятью абсолютно твердыми пластинами, в котором находится 150 сферических гранул $\varnothing 0,4$ м (рис. 9) с плотностью материала 1300 кг/м^3 . Для обеспечения

взаимодействия гранул друг с другом и с элементами кузова в модели задано 605 контактных пар, причем статический коэффициент трения среды «гранула-гранула» равен 0,58, а среды «гранула-кузов» – 0,3. Рассматривался случай ударного взаимодействия кузова (согласно «Нормам...» $a^T = -3,5g$) при движении с начальной скоростью 10 м/с на протяжении 0,3 с.

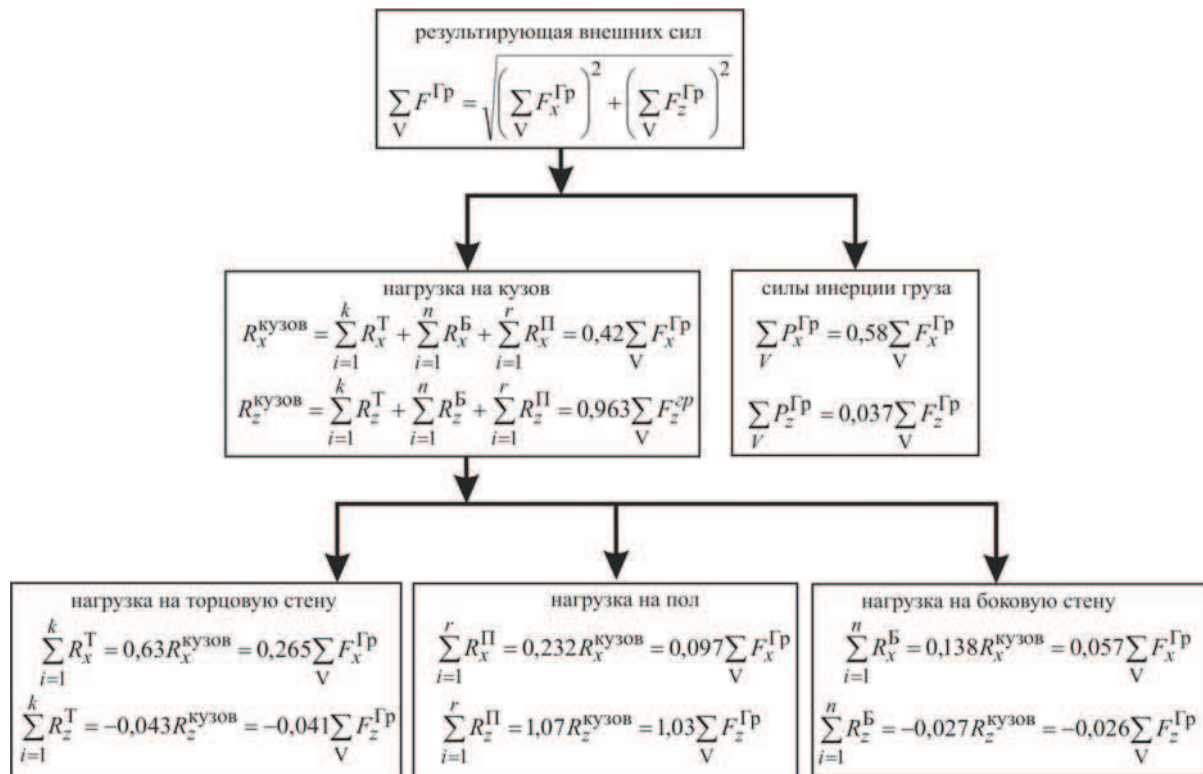


Рис. 8. Схема распределения действующего силового поля

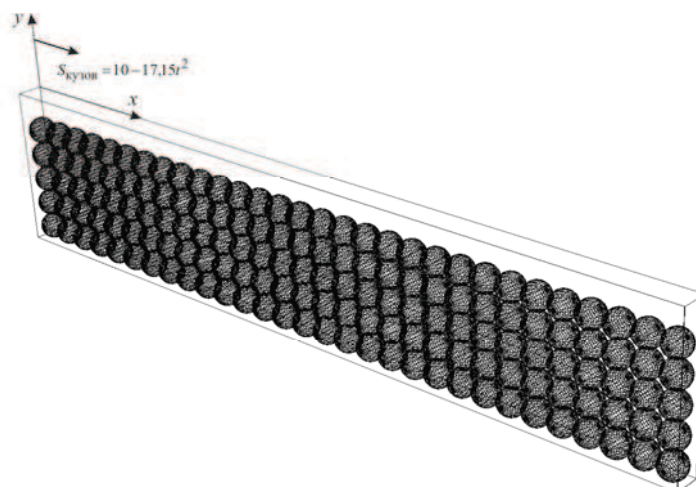


Рис. 9. Твердотельная квазиплоская динамическая модель

В модели контактного взаимодействия сила трения $F_{\text{тр}}$ определяется законом Кулона, в свою очередь нормальная сила N представляет собой аналог механического пружинного демпфера и определяется зависимостью $N(n, \dot{n}, k, c, d)$. Здесь n , $\dot{n}$ – перемещение и скорость в направлении нормальной силы, k – жесткость, c – коэффициент демпфирования, d – глубина внедрения. Изменение приведенных параметров позволяет управлять характером контактного взаимодействия и приблизить его к физическим свойствам сыпучего тела.

Главный вектор сил действующих на i -ю гранулу

$$\bar{F}_i = \sum \bar{F}_{\text{тp}i} + \sum \bar{N}_i + \sum \bar{F}_{\text{кi}} + \bar{G}_i,$$

где $\sum \bar{F}_{\text{тp}i}$ – силы трения i -ой гранулы с соседними частицами; $\sum \bar{N}_i$ – нормальные силы взаимодействия i -ой гранулы; $\sum \bar{F}_{\text{кi}}$ – нормальные и касательные силы в случае взаимодействия с кузовом вагона; $\bar{G}_i$ – сила тяжести i -ой гранулы.

Момент главного вектора касательных составляющих сил

$$M_i(\bar{F}_i^{\tau}) = \sum \bar{n} r_i \times \bar{F}_{\text{тp}i} + \sum \bar{n} r_i \times \bar{F}_{\text{кi}}^{\tau},$$

где $\bar{n}$ – единичный вектор, направленный нормально к линии контакта; r_i – радиус гранулы; $\bar{F}_{\text{кi}}^{\tau}$ – сила трения в области контакта i -ой гранулы с кузовом.

Решение поставленной задачи реализовано в программном комплексе ADAMS.

Основные результаты расчетов приведены на рис. 10 и 11.

Анализ результатов динамической нагруженности торцевой стены гранулами груза показал, что максимальные нормальные силы возникают на некотором расстоянии от пола. В нашем случае это второй ряд гранул на высоте 0,6 м (рис. 10,а). Далее с последующим увеличением высоты максимальные значения нормальных сил уменьшаются. Экстремум нормальных сил, действующих на торцевую стену, становится более ярко выраженным с увеличением времени (рис. 10,б).

На рис. 11 приведены зависимости нормальных сил, действующих на пол от времени и от длины кузова l (отсчет длины от нагруженной тоцевой стены). Временные графики показывают, что с удалением от нагруженной торцевой стены до расстояния $l = 2,2$ м макси-

мальные нормальные силы на пол возрастают, а затем снижаются. При рассмотрении нагруженности пола по длине кузова для различных временных срезов получены достаточно сложные зависимости, выраженная полиэкстремальность которых связана, по-видимому, с выдавливанием нижних гранул. В то же время зафиксировано, что наиболее нагруженная область пола расположена в области $0 \leq l \leq 2,6$ м (в нашем случае отсчет идет от 0,2 м, что связано со степенью дискретизации модели). Силы, действующие на пол в других местах кузова пренебрежимо малы.

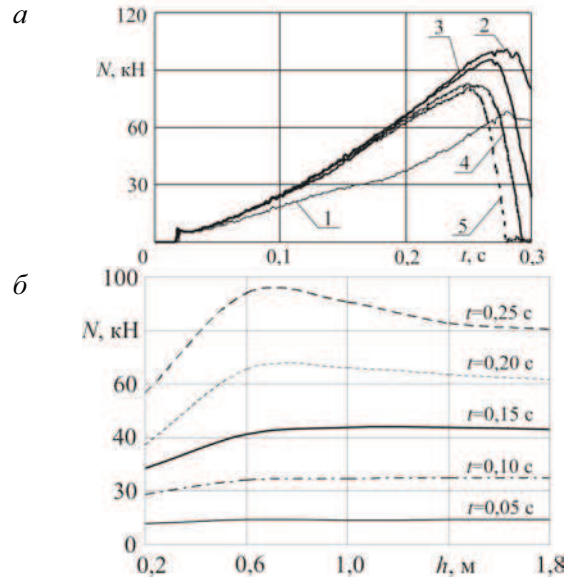


Рис. 10. Зависимости нормальных сил на торцевую стену от времени (а) и от ее высоты (б):

$1 - h = 0,2$ м; $2 - h = 0,6$ м; $3 - h = 1,0$ м; $4 - h = 1,4$ м; $5 - h = 1,8$ м

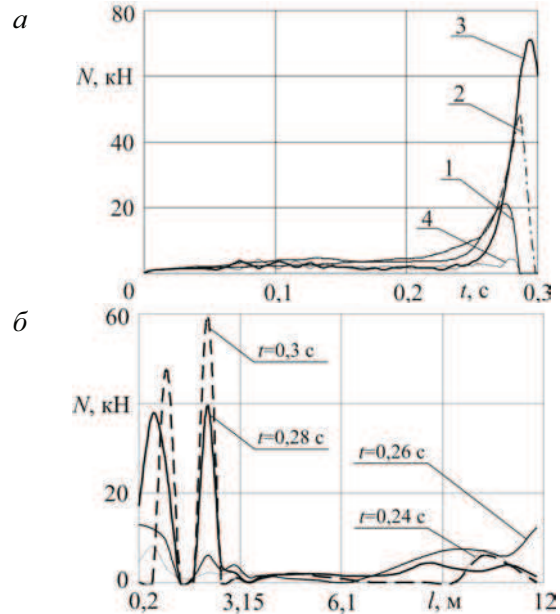


Рис. 11. Зависимости нормальных сил на пол от времени (а) и от длины кузова (б): $1 - l = 0,2$ м;

$2 - l = 0,6$ м; $3 - l = 2,2$ м; $4 - l = 2,6$ м

Выводы

Полученные результаты конечноэлементного моделирования отражают принципиальную картину распределения нагрузки по кузову полувагона при рассмотрении случая ударного взаимодействия вагонов. Однако, учет особенностей динамики единиц подвижного состава, связанных с характеристиками ударно-тягового и ходового оборудования, а также рассмотрение различных физико-механических свойств перевозимого груза, возможно, приведет к уточнению полученных результатов.

В целом, качественная картина результатов, полученных при твердотельном моделировании, оказалась близкой к результатам, полученным на основе решения задачи методом конечных элементов при представлении сыпучей среды моделью Друкера-Прагера. В дальнейшем планируется изменение степени дискретизации гранулированной среды и разработка динамической модели с учетом ширины кузова, что позволит оценить нагруженность сыпучим грузом боковых стен, а также уточнить полученные значения нормальных сил.

Полученные результаты могут быть использованы при проведении прочностных расчетов кузовов грузовых вагонов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Бидуля, А. Л. Компьютерное моделирование железнодорожного балласта в плоской твердотельной постановке [Электрон. ресурс] – 2004 / А. Л. Бидуля, Д. Г. Агапов, Д. Ю. Погорелов. – Режим доступа: http://umlab.ru/download/docs/rus/agarov_vestnik.pdf.
2. Занкович, А. В. Применение метода конечных элементов для моделирования сыпучего тела при исследовании нагруженности кузовов вагонов [Текст] / А. В. Занкович, А. Э. Павлюков // Безопасность движения, совершенствование конструкций вагонов и ресурсосберегающие технологии в вагонном хозяйстве: сб. науч. тр. – Екатеринбург: УрГУПС, 2003. – С. 143-147.
3. Иванов, А. В. Оценка схем расчетного нагружения торцовых стен и дверей грузовых вагонов

от действия сыпучего груза [Текст] / А. В. Иванов, Н. И. Миронов, С. И. Пашарин // Проблемы совершенствования вагонных конструкций и методов их исследования: сб. науч. тр. – М.: ВНИИВ, 1984. – С. 14-21.

4. Клейн Г. К. Строительная механика сыпучих тел. [Текст] / Г. К. Клейн. – М.: Строиздат, 1977. – 256 с.
5. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных) [Текст] / ГосНИИВ-ВНИИЖТ. – М., 1996. – 319 с.
6. Павлюков, А. Э. Расчетно-экспериментальная методика оценки напряженно-деформированного состояния торцевой стены полувагона [Текст] / А. Э. Павлюков, В. Ф. Лапшин // Повышение надежности, совершенствование ремонта и технического обслуживания: сб. науч. тр. – Екатеринбург: УрГУПС, 1996. – Вып. 4 (86). – С. 83-97.
7. Путятю, А. В. Методы моделирования и расчетные схемы нагруженности кузовов вагонов при перевозке сыпучих грузов [Текст] / А. В. Путятю, В. В. Белогуб // Механика. Научные исследования и учебно-методические разработки: сб. науч. тр. – Гомель: УО «БелГУТ», 2007. – Вып. 1. – С. 45-53.
8. Путятю, А. В. Нагруженность кузова вагона при транспортировке сыпучих грузов [Текст] / А. В. Путятю, А. О. Шимановский // Науч.-техн. межд. журн. «Теоретическая и прикладная механика». – Мн., 2007. – Вып. 22. – С. 149-151.
9. Садовская, О. В. Математическое моделирование в задачах механики сыпучих сред [Текст] / О. В. Садовская, В. М. Садовский. – М.: Физматлит, 2008. – 368 с.
10. Gavrilov, D. Object-oriented library for simulation of granular-type materials [Текст] / D. Gavrilov // Proc. of the 1994 Summer Computer Simulation Conf. – San Diego: CA., 1994. – P. 51-56.
11. Verruijt, A. Soil mechanics [Текст] / A. Verruijt. – Delft University of Technology, 2001. – 340 p.
12. Vinogradov, O. G. Explicit equation of motion of discrete system of disks in two dimensions [Текст] / O. G. Vinogradov // J. of Engineering Mechanics. – 1993. – Vol. 118, № 9. – P. 1850-1858.

Поступила в редколлегию 17.07.2009

В. И. СЕНЬКО, д.т.н., профессор, БелГУТ (Республика Беларусь);

И. Л. ЧЕРНИН, к.т.н., доцент, БелГУТ (Республика Беларусь);

Р. И. ЧЕРНИН, магистр т.н., БелГУТ (Республика Беларусь)

КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ МЕРОПРИЯТИЯ ПО ПОВЫШЕНИЮ НАДЁЖНОСТИ И СРОКА СЛУЖБЫ КОЛЁСНЫХ ПАР ВАГОНОВ

Показані недоліки складання-демонтажу з'єднань із натягом і контролю міцності теплових напресовок колісних пар, наведені дані про розроблені нові рішення з оцінки міцності поперечно-пресових з'єднань кілець підшипників із шейками осей і гідророзпресовці кілець підшипників.

Отражены недостатки сборки-демонтажа соединений с натягом и контроля прочности тепловых напесовок колёсных пар, приведены данные о разработанных новых решениях по оценке прочности поперечно-прессовых соединений колец подшипников с шейками осей и гидрораспрессовке колец подшипников.

The disadvantages of assembling-demounting of joints with pull and checking of strength of heat on-pressings of wheel pairs are reflected, the data about developed new solutions on estimation of strength of transverse-pressed joints of bearing rings with axle necks and hydro-depressing of bearing rings are given.

Введение

Успешное решение задачи повышения надёжности железнодорожного подвижного состава требует всемерного совершенствования технологии изготовления ходовых частей локомотивов, вагонов и сборки ответственных узлов их колёсных пар. Качественно выполненные сборочные единицы подвижного состава позволяет не только повысить надёжность, но и снизить трудоёмкость изготовления и ремонта конструкций. Опыт эксплуатации и многочисленные исследования свидетельствуют, что применяемые в вагоностроении и в вагоноремонтном производстве технологические процессы сборки-демонтажа соединений с гарантированным натягом колёсных пар требуют всемерного улучшения.

Характер взаимодействия сопряжённых деталей при сборке определяет их напряжённо-деформированное состояние (НДС), обуславливающее возникновение дефектов соединений. Наличие трудно учитываемых факторов, влияющих на исходную прочность формируемых соединений с натягом, снижает их надёжность и долговечность, а недостатки применяемой механической распрессовки значительно сокращают технический ресурс осей колёсных пар. Измерения диаметров посадочных поверхностей деталей, проведённые после многократных сборок-разборок соединений, показали, что величина натяга в зоне сопряжения за одну запрессовку снижается на 16...20 % в зависимо-

сти от материалов сопряжённых элементов колёсных пар, т.е. наблюдается значительный износ поверхностей контакта [1].

В решении проблемы повышения безопасности движения поездов целесообразными являются технические мероприятия по увеличению прочности и надёжности соединений с гарантированным натягом колёсных пар грузовых и пассажирских вагонов. Альтернативной применяемым механической распрессовке и запрессовке соединений является гидропрессовая технология (ГПТ) механосборочных процессов, допускающая выполнение многократного монтажа-демонтажа посадок при незначительном снижении величин натягов. Успешному развитию этого направления способствуют разработки основных положений по теории гидрораспора при осуществлении механосборочных и демонтажных работ с торцовым подводом масла высокого давления в зону сопряжения деталей соединений с гарантированным натягом.

При использовании ГПТ сборки-демонтажа соединений с натягом большое значение имеют: выбор рациональной схемы подвода рабочей жидкости (РЖ) в зону сопряжения; установление оптимальных параметров гидропрессования и возникающих усилий гидрораспора; обеспечение достаточной жёсткости технологической оснастки и создание уплотняющих устройств, гарантирующих при высоких давлениях от утечек РЖ из рабочих полостей конструкций во внешнюю среду. Дальнейшее совер-

шенствование ГПТ механосборочных процессов предусматривается при использовании гидропрессования для демонтажа и сборки узлов конструкций с подшипниками качения и при создании диагностического комплекса для осуществления неразрушающего контроля по прочности поперечно-прессовых тепловых соединений колёсных пар на колесо-роликовых участках вагоностроительных и вагоноремонтных предприятий. Так как применяемая технология сборки этих сопряжений с гарантированным натягом в зоне контакта соединяемых деталей характеризуется с негативной стороны отсутствием эффективного контроля качества посадки.

Оценка прочности соединения деталей типа вал-втулка по такому единственно контролируемому параметру как величина замеряемого перед сборкой натяга (косвенный метод контроля) не исключает возможности получения поперечно-прессовых тепловых соединений с завышенными и заниженными фактическими величинами натягов в сформированных посадках по сравнению с установленными требованиями технической документации (ТНПА). До настоящего времени вопросы улучшения технологии теплового формирования поперечно-прессовых соединений не разработаны в полной мере, поэтому отмечаются случаи различной прочности напрессовки колец подшипников на шейки осей колёсных пар при равных условиях сборки формируемых соединений.

Случаи разрушения буксовых узлов колёсных пар вагонов в эксплуатации подтверждает необходимость всемерного совершенствования контроля за качеством получаемых поперечно-прессовых тепловых соединений внутренних колец буксовых подшипников с шейками осей. Анализ причин нарушения безопасности движения по данным ОАО «РЖД» показывает, что опасные неисправности, из-за которых вагоны направляются в текущий отцепочный ремонт составляют: – гребение букс более 52 % и сдвиг корпуса буксы – 23 %, при этом ежегодно около 30% всех отцепок, связанных с состоянием буксового узла, наблюдается в первые шесть месяцев после ремонта [1], что также свидетельствует о недостатках формирования при ремонте и отсутствии эффективного выходного контроля прочности получаемых соединений.

По данным ВНИИЖТа ослабление натяга посадки внутреннего кольца роликового подшипника составляет для букс пассажирских вагонов около 4% и для букс грузовых вагонов примерно 18% от общего количества отказов

по буксовому узлу. Увеличение натяга посадки от установленной нормы приводит к возникновению высокой концентрации напряжений, излому или разрыву внутреннего кольца подшипника. Указанный вид отказов составляет около 20%. Контроль сборки по прочности сопряжения колец буксовых роликовых подшипников с осями является составной частью технологического процесса содержания роликовых колёсных пар вагонов и представляет важную научно-техническую задачу.

Прочность сопряжения деталей с гарантированным натягом зависит от характера трения на поверхностях их контакта. Сила трения связана с микроскопическими изменениями конфигурации контактирующих тел, локализованных в поверхностных слоях, при этом предполагаются малые, частично обратимые перемещения, величина которых пропорциональна предложенным сдвигающим и скручивающим нагрузкам. Полная сила трения покоя соответствует предельной величине предварительного смещения, переходящего в относительное смещение сопряжённых деталей. Существенным недостатком цилиндрических соединений с гарантированным натягом является недопустимость даже однократной их перегрузки, что обуславливает проворачивание колец подшипников на шейках осей. При недостаточном натяге в сопряжении указанный проворот вызывает интенсивный износ шейки оси с образованием выработки значительной глубины на поверхности контакта последней с кольцом подшипника. В условиях достаточной смазки указанная пара трения работает как подшипник скольжения, в противном случае отмечается интенсивный нагрев буксового узла от трения. Если даже не происходит проворот кольца подшипника при ослабленном натяге в сопряжении, неизбежно повышается активность контактной коррозии деталей соединения. Контакт втулки и вала в соединениях с гарантированным натягом при относительных микроперемещениях последних приводит к коррозии трения (фреттинг-коррозия) в соединениях, что и проявляется достаточно наглядно при горячей посадке колец роликовых подшипников буксовых узлов при циклическом нагружении. Указанный вид повреждений на поверхности контакта оси вызывает мелкие трещины усталости даже при небольших напряжениях. Трещины усталости от влияния коррозии трения в зоне контакта деталей соединений могут не распространяться на большую глубину и не вызывать полного разрушения охватываемой детали. По-

этому рассматривается для валов с напрессовками несущая способность до появления мелких трещин (браковочный признак для осей колёсных пар в эксплуатации) и до полного разрушения оси. Одним из путей борьбы с фреттинг-коррозией в соединениях является создание масляной плёнки в зоне контакта деталей (толщиной порядка 0,1 мкм и более, так как в пленках указанных толщин уже проявляются объёмные свойства жидкости). Вопросы повышения эксплуатационной надёжности поперечно-прессовых соединений колёсных пар, изыскания эффективных конструктивных и технологических решений в этом направлении, являются достаточно актуальными, востребованные практикой производства.

Основные направления разработок

В Белорусском государственном университете транспорта выполняются работы по повышению работоспособности буксовых роликовых узлов колёсных пар вагонов, направленные на предотвращения реальной угрозы для безопасности движения поездов, связанной с гребнем букс и изломом шеек осей колёсных пар из-за разрыва и проворачивания внутренних колец роликовых подшипников. Эти работы направлены на создание эффективной технологической оснастки для осуществления гидропрессовых механосборочных процессов (ГПТ) и реализацию возможности использования в производстве более достоверной оценки прочности сформированных соединений с натягом колёсных пар вагонов. Разрабатываются средства диагностики по прочности сопряжения внутренних колец буксовых подшипников с шейками осей колёсных пар, принцип действия которых основан на использовании расчётно-экспериментального метода определения НДС охватывающей детали соединения с гарантированным натягом типа «вал–втулка».

В механосборочном производстве различных отраслей машиностроения гидропрессовая технология (ГПТ) сборки и демонтажа соединений с гарантированным натягом используется достаточно широко. При выполнении упомянутой гидропрессовой сборки и разборки напряжённых посадок в той или иной степени реализуется расклинивающий эффект масляной прослойки между контактирующими поверхностями деталей соединений при нагнетании (различным образом) минерального масла под высоким давлением в зону сопряжения с натягом. Давление нагнетаемого масла должно превышать величину среднего удельного давления

в зоне контакта деталей соединения. В этом случае между контактирующими поверхностями при протекании жидкости образуется прослойка масла, которая во много раз снижает коэффициент трения в зоне сопряжения деталей при их относительном аксиальном смещении. Возможность производства многократного формирования и демонтажа соединений при использовании ГПТ, замена мощного прессового оборудования малогабаритными нагружающими устройствами позволяет относить гидропрессовые соединения деталей машин к категории легкоразъёмных.

Повышение прочности соединений, собранных гидропрессовым способом (по сравнению с механическими напрессовками) обусловлено тем, что взаимное перемещение деталей при механической запрессовке вызывает интенсивное переформирование микропрофиля поверхностей контакта и срез микронеровностей. Поэтому тангенциальные (окружные) напряжения, рассчитанные по натягам на основе вытекающего из решения Гадолина – Ляме соотношения

$$\sigma_t = 2p_K(d/d_2)^2 / [1 - (d/d_2)^2],$$

где p_K – величина контактного давления в сопряжении от натяга, d – диаметр сопряжения, d_2 – наружный диаметр охватывающей детали соединения, превышают замеренные окружные напряжения σ_t на внешней поверхности напрессованной механическим способом на вал цилиндрической втулки. Несоответствие между экспериментальными и расчётными напряжениями обусловливается в основном смятием микронеровностей и отклонениями формы сопрягаемых поверхностей.

Для осуществления гидропрессования (ГПТ) необходимым условием является применение очищенных нейтральных сортов минеральных масел требуемой вязкости. Проникновение масла под давлением по всей длине посадки в зоне сопряжения между контактирующими поверхностями обеспечивается уравниванием контактного сжатия при относительном сдвиге деталей. При этом образуется деформированный кольцевой зазор между поверхностями контакта (сужающийся от места ввода РЖ к концам охватывающей детали) и преодолеваются силы гидродинамического сопротивления проникновению масла вглубь сопряжения. Для практических целей минимально необходимое давление рабочей жидкости предлагают [2] определять по эмпирической зависимости

$$p_M = 1,8p_K + \Delta p,$$

где $\Delta p = 20$ МПа – учитывает необходимость повышения давления для стабилизации процесса ГПТ.

После гидронапрессовки отмечается удовлетворительное удаление масла из зоны контакта без применения специальных маслоотводящих каналов из соединений деталей, поверхности сопряжения которых обработаны шлифованием ($R_a = 0,32 \dots 1,25$ мкм) независимо от вязкости применяемых масел. Демонтаж соединений с натягом гидропрессовым способом не ухудшает качество сопряжённых поверхностей и существенно не отражается на прочности соединений при вторичных испытаниях на аксиальный сдвиг экспериментальных напрессовок [2].

При гидропрессовании в зоне сопряжения деталей кроме жидкостного трения может возникать и контактное трение при непосредственном частичном соприкосновении посадочных поверхностей. Однако появление контакта при непрерывной смазке рабочих поверхностей протекающей в деформированном зазоре РЖ может обуславливать только граничное трение.

На напряжённое состояние соединений и качество их поверхностей контакта, уровень давления гидросреды в деформируемом зазоре существенное влияние оказывает подача РЖ в зону сопряжения. При большой подаче масла (РЖ) его давление в месте ввода в соединение деталей резко увеличивается, однако масляный клин не успевает проникать на всю длину контактирующих поверхностей. Напряжённое состояние соединений обуславливается и видом применяемой при ГПТ рабочей жидкости. По данным ВНИИТИ по сравнению с использованием масла МС-20: применение дизельного топлива снижает напряжения в охватывающей детали в 1,7...2 раза, а при использовании индустриального масла и дизельного – в 1,3...1,5 раза [2].

Глубина проникновения сдавливаемой масляной прослойки вглубь напряжённой посадки зависит от степени повышения давления нагнетания гидросреды относительно контактного сжатия в сопряжении и геометрических размеров гидропрессовых соединений. Образующийся кольцевой сужающийся зазор, заполненный маслом может отмечаться на длине 0,50...0,75 от полной длины сопряжения при торцевой подаче РЖ в соединение [3]. На оставшейся части посадки с натягом масло проникает в зону контакта соединённых деталей по каналам между

впадинами и выступами микропрофиля сопряжённых поверхностей, но уже не оказывает существенного расклинивающего влияния и смятие микронеровностей смазанных поверхностей будет более интенсивным. В соединениях с контактным давлением $p_K = 38\text{--}40$ МПа (и примерно равными значениями давления нагнетания p_M) при радиальном подводе масла в сопряжение увеличение длины посадки в 2 раза вызывает повышение окружных напряжений вблизи места ввода гидросреды на 40%, примерно на столько же уменьшается длина жидкостного контакта в сопряжениях валов со втулками [2].

Гидропрессовая технология механосборочного производства (несмотря на имеющийся практике опыт применения гидропрессовых соединений в отечественной и зарубежной) не нашла широкого распространения при изготовлении и ремонте ответственных узлов машин из-за недостаточной изученности гидрораспора от высокого давления РЖ в зоне контактного сжатия. Зависимости изменения относительного давления жидкости по длине сопряжения гидропрессовых соединений, полученные по данным экспериментальных напрессовок, позволяют оценить протяжённость эффективной зоны жидкостного контакта между сопряжёнными поверхностями деталей при гидрораспоре, но широкое использование ГПТ ограничено из-за необходимости достаточно полного научного обоснования характера распределения давления гидросреды в соединениях с гарантированным натягом для прогнозирования процессов трения в зоне контакта деталей и их напряжённого состояния. Явно недостаточно базирования процесса только на данных экспериментальных исследований по сборке сопряжений с гарантированным натягом при радиальной и торцевой подаче масла в зону контакта деталей соединений.

Закономерности физических процессов гидрораспора в сопряжениях с натягом усложняются механическим воздействием деталей на длине их металлического контакта – своего рода контактного уплотнения. Известно [4], что численные значения показателей, определяющих проникающую способность гидросреды для контактных уплотнений определяются, исходя из сложной функции. Нахождение данной функции затруднено отсутствием приемлемых критериев, которые позволили бы определить приоритеты входящих в эту функцию параметров используемой гидросреды и контактирующих поверхностей деталей (микро- и макро-

геометрии) соединения как компонентов комплексного показателя проникающей способности РЖ при осуществлении ГПТ сборки-демонтажа цилиндрических соединений с натягом. Такие критерии могут быть найдены в результате проведения специальных экспериментальных исследований.

Для оценки силового воздействия жидкости при гидрораспоре нами были использованы результаты измерений напряжений на поверхностях охватывающих деталей от давления РЖ при торцовой её подаче в соединения с натягом по данным экспериментов, проведённых ранее во ВНИИЖТ-е [3]. Рассмотрены условия гидрораспора в соединениях с отношением длины посадки к диаметру сопряжения в диапазоне отношений используемых в машиностроении напряжённых посадок. Получены графические зависимости изменения относительного давления ($p_{мз} / p_{ми}$) гидросреды по длине контакта деталей экспериментальных соединений.

В толстостенном цилиндре под действием внутреннего давления возникают основные напряжения: радиальные, тангенциальные и осевые. Величины двух первых не будут постоянными по всей толщине охватывающей детали, а будут изменяться гиперболически. Зависимости между этими взаимно перпендикулярными напряжениями и вызываемыми ими деформациями дают известные зависимости Гадолина-Ляме. Тангенциальные напряжения под действием только внутреннего давления всегда растягивающие и уменьшаются по направлению к наружной поверхности. Радиальные напряжения в стенке полый цилиндрической детали, находящейся под внутренним давлением, всегда сжимающие. По абсолютному значению они уменьшаются от величины давления на внутренней поверхности стенки до нуля на внешней поверхности. Осевые напряжения остаются постоянными растягивающими во всех точках стенки, достаточно удалённых от торцов детали. Указанные основные напряжения создают сложные условия напряжений в охватывающей детали соединения с натягом при гидрораспоре, что определяет приближенность математических расчётов.

Аналитическое исследование распределения давления масла в зазоре между деформированными (расклинивающим действием жидкостной прослойки) поверхностями деталей сводится к решению комплексной задачи о движении жидкости в кольцевом зазоре между двумя коаксиально расположенными цилиндрами и деформации толстостенных цилиндров от равно-

мерно распределённого давления между их поверхностями контакта. Следует учитывать сложность математического описания параметров гидросреды (РЖ), характеризующих механизм гидрораспора в сопряжении при торцовом подводе масла (давление нагнетания рабочей жидкости $p_{ми}$; давление масла для создания микрозазора между поверхностями деталей $p_{мз}$ в контакте, величина зазора H ; удельное давление в зоне сопряжения при гидропрессовании; вязкость применяемой РЖ и величина подачи, контактное давление и пр.). С учётом упомянутых факторов прямое решение контактно-гидродинамической задачи приводит к весьма сложной системе интегральных уравнений.

Использование гидропрессовой технологии

В зависимости от важности вопросов, связанных с изготовлением и ремонтом буксовых узлов колёсных пар вагонов, основное внимание в данной работе уделено оценке прочности соединений по фактическому натягу внутреннего кольца подшипника на шейке оси колёсной пары. В отраслевой научно-исследовательской лаборатории «ТТОРЕПС» БелГУТ-а выполняются разработки по следующим направлениям: выполнение прямого контроля прочности сопряжения по уровню НДС охватывающих деталей соединений при их сборке и при полной ревизии буксовых узлов без демонтажа колец подшипников с шеек осей при ремонте колёсных пар вагонов в эксплуатации; осуществление маслосъёма колец подшипников с шеек осей при выявлении недостаточной прочности посадки согласно требованиям технической документации (ТНПА).

При осуществлении ГПТ численные значения проникающей способности РЖ (т. е. скорости её проникновения в соединение деталей с гарантированным натягом) между контактирующими сопряжёнными цилиндрическими поверхностями определяются из сложной функции. Нахождение такой функции затруднено тем, что отсутствуют объективные критерии, которые позволили бы определить приоритеты входящих в неё параметров среды (вязкости жидкости, поверхностного натяжения, смачивания и пр.) как составляющих комплексного показателя проникающей способности РЖ.

Отличия в нагружении деталей соединений с натягом при гидрораспоре с использованием различных схем подвода РЖ (с радиальной и торцовой подачей масла в сопряжение) могут вызвать некоторые расхождения в количест-

венных оценках изменения относительного давления РЖ по длине сопряжения. Вместе с тем, анализ результатов исследований показывает, что на участках жидкостного трения сопряжений между поверхностями деталей зависимости распределения относительного давления масла, полученные в результате обработки экспериментальных данных ВНИИТИ и ВНИИЖТ (РФ) удовлетворительно согласуются с полученной в БелГУТе теоретической зависимостью падения давления по длине контакта между сжатыми поверхностями деталей в случаях гидрораспора в соединениях гарантированными натягами с торцовым подводом масла в зону сопряжения.

Принят вариант нагружения соединений давлением масла, обуславливающий возникновение только радиальных упругих деформаций от расклинивающей масляной прослойки между поверхностями их контакта.

Аналитическое решение по определению основных закономерностей гидрораспора производилось с учётом следующих факторов: величины относительного напора ($\omega_k = p_{mz} / p_k$), степени повышения давления (сжатия) рабочей жидкости ($\omega_i = p_{mi} / p_k$), глубины проницаемости ($\varepsilon = l_z / l_0$), коэффициента подачи (расклинивания) в сопряжении ($\lambda = p_{mz} / p_{mi}$). Перечисленные параметры гидрораспора представляются как показатели проникающей способности РЖ в глубь сопряжения с натягом при подводе масла высокого давления с торца соединения.

В средней части (при $\varepsilon = 0,5$) кольцевого сужающегося зазора, заполненного маслом, совпадают количественно экспериментальные и расчётные значения величин относительного давления (коэффициента подачи $\lambda = p_{mz} / p_{mi}$) масла в зоне сопряжения при гидрораспоре в соединениях. Это позволяет рекомендовать использовать при расчётах процессов гидропрессования полученную [5] иррациональную зависимость

$$p_{mz} = p_{mi} \sqrt{\sqrt{1 - (l_z / l_0)}}$$

для определения величины давления гидросреды в создаваемом кольцевом сборочном зазоре в зависимости от относительной глубины ($\varepsilon_0 = l_z / l_0$) проникновения расклинивающей масляной прослойки (РЖ) в соединениях с гарантированным натягом. Преобразуя полученное выражение (с использованием формулы для

уничтожения иррациональности в знаменателе дроби), находим

$$p_{mi} = \frac{p_{mz}}{1 - \varepsilon_0} \sqrt{\sqrt{1 - \varepsilon_0}^3}$$

С достаточным для практических целей приближением, считая удельные давление равномерно распределённым по длине l_0 создаваемого сборочного зазора и принимая давление РЖ на входе в сопряжение $p = 1$ на основании приведённой выше теоретической зависимости закономерности распределения давления гидросреды, получаем выражение для определения давления в зоне контакта на расстоянии l_z от входного торца посадки в виде

$$y = (1 - x)^{0.25},$$

где $x = l_z / l_0$ (относительная глубина проникновения расклинивающей масляной прослойки). Интегрированием находится площадь, эквивалентная площади эпюры распределения единичного давления в пределах от $x=0$ до $x=1$. Среднее удельное давление в зоне сопряжения под посадкой составит $p_{CP} = 0,8p$ и величина давления нагнетания определяется $p_{mi} = 1,78p_k$, где p_k – величина контактного давления, обуславливаемая величиной натяга в соединении. При условии образования масляного клина потребной толщины на длине не менее 0,9 длины охватывающей детали соединения величина среднего удельного давления должна составлять $p_{CP} = 1,42p_k$. Если принять коэффициент относительного повышения давления $\omega_i = p_{mi} / p_k$, то при диаметре сопряжения 130 мм (шейка оси колёсной пары) и наружном диаметре охватывающей детали 158 мм (кольцо подшипника) в диапазоне величин рекомендуемых натягов величина ω_i составит $\omega_i = 1,27...1,37$ при суммарной высоте микронеровностей 16 мкм и $\omega_i = 1,43...1,60$ при указанной высоте 26 мкм. В диапазоне рекомендуемых величин натягов для напрессовки - демонтажа буксовых подшипников на шейки осей колёсных пар расчётные значения величин давления нагнетания гидросреды с торца сопряжения должна составлять от 28,1 до 40,8 МПа.

В лаборатории «ТТОРЕПС» БелГУТ-а разработаны малогабаритные гидрофицированные устройства для демонтажа соединений с гарантированным натягом с использованием гидропрессовой технологии (ГПТ), новизна и полез-

ность которых защищена патентами Республики Беларусь на полезные модели BY 4805 U, BY 4806 U и на изобретение BY 7609 C1.

В связи с тем, что единственным контролируемым параметром при тепловой напрессовке внутренних колец буксовых подшипников является измеряемый до сборки натяг в формируемом соединении (косвенный контроль по прочности тепловой напрессовки), необходимо проведение технических мероприятий для обеспечения эффективного выходного контроля за процессом сборки. Проведенный анализ известных способов оценки исходной прочности сопряжения деталей с гарантированным натягом типа «вал-втулка» показал целесообразность осуществления выходного активного контроля прочности тепловой посадки кольца подшипника на шейку оси колёсной пары с использованием расчётно-экспериментального метода [2] для установления фактического контактного давления в зоне сопряжения по данным тензометрии. На базе указанного расчётно-экспериментального метода разработано признанное изобретением (патент Республики Беларусь BY 7377 C1) техническое решение «Способ контроля исходной прочности тепловой напрессовки кольца подшипника на шейке оси колёсной пары и устройство для его осуществления». Его реализация обеспечивает возможность повышения степени надёжности роликовых буксовых узлов колёсных пар вагонов в эксплуатации при осуществлении оценки прочности сопряжения *формируемых* тепловых поперечно-прессовых посадок по фактическому напряжённно-деформированному состоянию (НДС) охватывающих деталей соединений с гарантированным натягом. Предложены технические решения на устройства по указанному способу, соответствие которых условиям новизны, изобретательского уровня и промышленной применимости подтверждается патентами Российской Федерации и Республики Беларусь на изобретения RU 2228830 C2, RU 2279647 C2, BY 7271 C1, BY 9347 C1 и BY 10353 C1, а также на полезные модели BY 1587 U, BY 1656 U, BY 2431 U.

Разработан новый эффективный способ диагностики (патент на изобретение RU 2329478 C1), по проверке прочности сопряжения деталей поперечно-прессовых соединений ответственных узлов конструкций, реализованный на базе тензометрических замеров (неразрушающий контроль) уровня НДС охватывающей детали *сформированной* посадки с натягом, вы-

зываемого воздействием гидрораспора в зоне контакта деталей от высокого давления РЖ, подаваемой с торца контролируемого соединения. Проектируется технологическая оснастка диагностического комплекса для осуществления упомянутого неразрушающего контроля прочности соединений с гарантированным натягом колёсных пар железнодорожного подвижного состава. Разработана методика учёта гидродинамических сил от воздействия высокого давления вязкой несжимаемой жидкости (минерального масла) в зоне сопряжения деталей контролируемого соединения при осуществлении гидрораспора.

Выводы

Выполненные разработки обеспечивают возможность повышения достоверности оценок прочности сопряжения деталей типа «вал-втулка» с гарантированным натягом при осуществлении активного выходного контроля соединений в механосборочном производстве. Внедрение в практику изготовления и ремонта подвижного состава предложенных систем контроля соединений с натягом позволяет обоснованно принимать решения о необходимости демонтажа внутренних колец роликовых подшипников с шеек осей колёсных пар при новом формировании и проведении полной ревизии их буксовых узлов, сократить энергетические и трудовые затраты, повысить надёжность ходовых частей вагонов и безопасность движения поездов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Сборка колёсных пар гидропрессовым методом [Текст] / А. В. Щенятский и др. // Тр. V науч.-практ. конф. «Безопасность движения поездов». – М.: МИИТ, 2004. – С. 41-42.
2. Гречищев, Е. С. Соединения с натягом [Текст] / Е. С. Гречищев, А. А. Ильяшенко. – М.: Машиностроение, 1981. – 247 с.
3. Генич, Б. А. Гидравлический способ демонтажа подшипников качения [Текст] / Б. А. Генич, Б. З. Акбашев. – М.: ВНИИЖТ, 1960. – 19 с.
4. Пинчук, Л. С. Герметология [Текст] / Л. С. Пинчук. – Мн.: Наука и техника, 1992. – 216 с.
5. Сенько, В. И. Техническое обслуживание вагонов. Организация ремонта грузовых вагонов в депо [Текст] : учеб. пособие / В. И. Сенько, И. Л. Чернин, И. С. Бычек. – Гомель: БелГУТ, 2002. – 371 с.

Поступила в редколлегию 17.07.2009

А. В. СУЛТАН, к.т.н., доцент, ДИИТ (Украина);
Б. Н. ТОВТ, ДИИТ (Украина)

ИССЛЕДОВАНИЕ УСТАЛОСТНОЙ ПРОЧНОСТИ РАМЫ ТЕЛЕЖКИ ЭЛЕКТРОВОЗА ДС3 МЕТОДОМ КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

У статті розглянута проблема міцності на втому бічної балки рами візка електровоза ДС3, пов'язана з підвищеними експлуатаційними навантаженнями в демпферах першого ступеня підвішування.

В статье рассмотрена проблема усталостной прочности боковой балки рамы тележки электровоза ДС3, связанная с повышенными эксплуатационными нагрузками в демпферах первой ступени подвешивания.

The problem of fatigue durability of side beam of bogie frame of electric locomotive of DC3 related to the increased operating loadings in the dampers of first stage of suspension is considered in the article.

Развитие техники ставит новые задачи в области исследования работоспособности машин и их элементов. Повышение их надёжности и долговечности, являясь важнейшим фактором, определяющим рост конкурентоспособности изделий, связано с достоверным определением «опасных мест» конструкции. Наиболее эффективным широко используемым современным средством достижения рационально спроектированной с точки зрения прочности конструкции является использование метода конечных элементов (МКЭ).

Во время эксплуатации электровозов ДС3 неоднократно наблюдался срыв крепежа (головок болтов) кронштейна демпфера первой ступени подвешивания. Помимо этого на электровозе ДС3-003 наблюдалось образование усталостной трещины на боковой балке рамы тележки в районе кронштейном.

Таким образом, была поставлена задача оценки напряжённо-деформированного состояния (НДС) элемента рамы тележки в районе кронштейна, точнее его усталостной прочности. Стоит отметить, что при проведении прочностных испытаний этого электровоза в 2002 году эта проблема, само собой, ещё не стояла, предугадана она не была и соответственно результатов измерения усилий и напряжений в районе кронштейна при натурных испытаниях на данный момент нет. Актуальности этой проблеме добавляет и тот факт, что подобное явление наблюдается на рамах тележек электропоездов других типов.

Также ставилась научно-исследовательская задача оптимизации конструкции рамы в месте крепления кронштейна.

МКЭ позволяет значительно уменьшить затраты при разработке новых изделий, так как позволяет сократить объёмы или даже полностью отказаться от дорогостоящих испытаний. Кроме того, с помощью МКЭ можно в сравнительно короткие сроки оценить характеристики разных вариантов конструкций и выбрать оптимальную.

Для создания твердотельной модели использовалась CAD-система SolidWorks 2007. Применялся метод геометрического моделирования. Суть метода состоит в описании геометрических границ модели, назначении средств контроля размера и требуемой формы элементов. Была использована именно объёмная трёхмерная (твердотельная) расчётная модель по той причине, что сама реальная конструкция суть массивная структура, существующая в трёхмерном пространстве. В двухмерном виде её отобразить было невозможно. На рис. 1 представлена модель элемента боковой балки рамы тележки с накладкой, к которой непосредственно крепится кронштейн демпфера первой ступени подвешивания электровоза ДС3. На рис. 2 приведен вид спереди того же элемента рамы тележки.

Как видно, из приведенных рисунков также моделировались сварные швы с целью максимально точной передачи реальной работы конструкции. Модель создана в реальных размерах по соответствующей конструкторской документации. Заданный материал модели – сталь 09Г2С.

Моделирование статической пространственной задачи теории упругости производилось в КЭ-пакете COSMOSWorks 2006. В КЭ-сетке (рис. 3) применялись только линейные

пространственные тетраэдральные элементы. Эти элементы имеют четыре узла в вершинах. Подобного рода конфигурация обеспечивает линейное изменение перемещений в пределах объёма элемента. Таким образом, деформации, являющиеся линейной комбинацией производ-

ных перемещений по координатам, являются постоянными в элементе. Напряжения также суть константы. Степени свободы в узлах – перемещения u , v , w в направлении осей исходной системы координат.

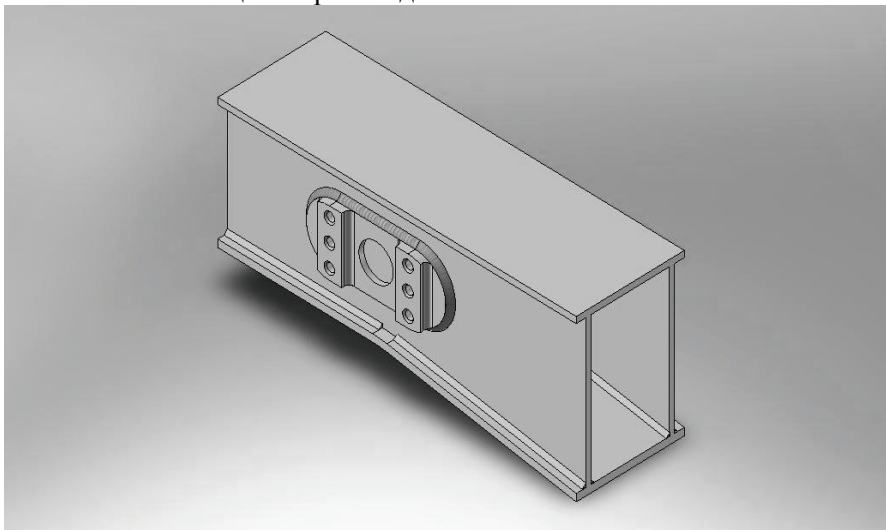


Рис. 1. Модель элемента рамы тележки (изометрическое изображение)

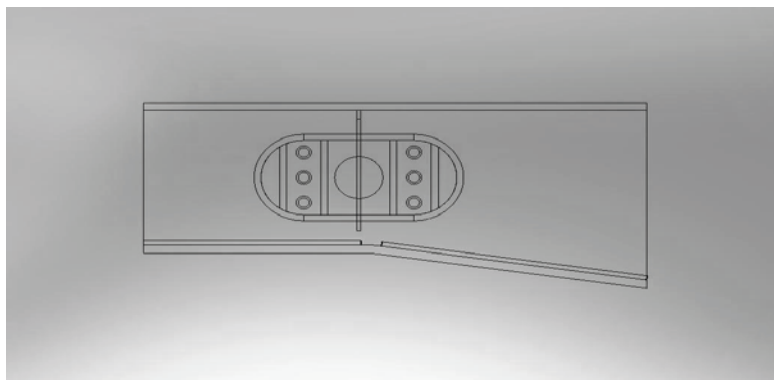


Рис. 2. Модель элемента рамы тележки (вид спереди)

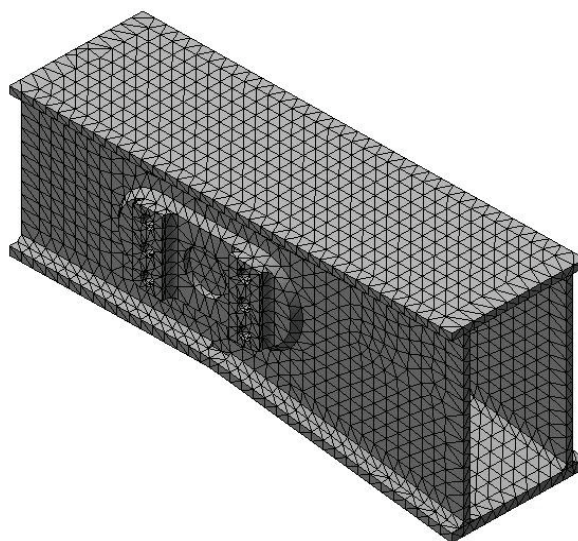


Рис. 3. КЭ-сетка (изометрия)

При расчете использовался критерий максимальных эквивалентных напряжений по Мизесу (von Mises). Этот критерий также называется критерием формоизменения. Он определяет момент исчерпания несущей способности сравнением величины эквивалентного напряжения с пределом текучести материала. Эквивалентное напряжение $\sigma_{von\ Mises}$ в некоторой точке рассчитывается по формуле:

$$\sigma_{von\ Mises} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}},$$

где $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ - главные напряжения. При этом эквивалентное напряжение не зависит от ориентации площадки, на которой оно действует, то есть является инвариантным.

Остановимся на важнейшем вопросе, вопросе граничных условий и нагружения. Так как конструкция рамы тележки цельносварная, по крайним поперечным сечениям рассматриваемого элемента производилось защемление (полное ограничение, как перемещений, так и углов поворота во всех трёх направлениях). Как показали результаты замеров усилий, возникающих в демпферах первой ступени подвешивания электровоза ДСЗ, максимальное значение составило 20 кН. Учитывая геометрические размеры кронштейна и величину усилия в демпфере, в местах креплё кронштейна к накладке (четырьмя болтами), прикладывались четыре силы по 5 кН в отрицательном направлении вертикальной оси Z, а также две силы по 25 кН в положительном направлении оси Y к нижним отверстиям и столько же к верхним,

но в отрицательном направлении оси Y. Граничные условия и приложенные нагрузки показаны на рис. 4.

Для решения задачи применялся итерационный компактный алгоритм решения системы уравнений, описывающих задачу FFEPlus.

Теперь можем перейти к рассмотрению полученных диаграмм напряжений, перемещений, деформаций. Естественно, наиболее содержательной для нас будет диаграмма напряжений.

Как видно из рис. 5, максимальные напряжения 91 МПа возникают в месте приварки крепежной накладки кронштейна к боковой балке, как раз неподалёку от крепежных болтов. Эти результаты хорошо согласуются с тем, что происходит в реальной конструкции, усталостные трещины возникают именно в районе тех мест, которые даёт нам прочностной расчет.

Главным результатом этой работы является изложенная ниже модернизация рамы тележки в исследуемом районе рамы тележки.

Устранение проблемы усталостной прочности рам тележек электровоза ДСЗ предлагается произвести путем добавления ещё одного ребра жёсткости и изменением их месторасположения, как показано на рис. 6.

Диаграмма напряжений в модернизированной раме тележки приведена на рис. 7. Расчет проводился при тех же граничных условиях и схеме нагружения, что и для исходного варианта конструкции. Из рисунка видно, что максимальные напряжения для варианта с модернизацией составили 50 МПа.

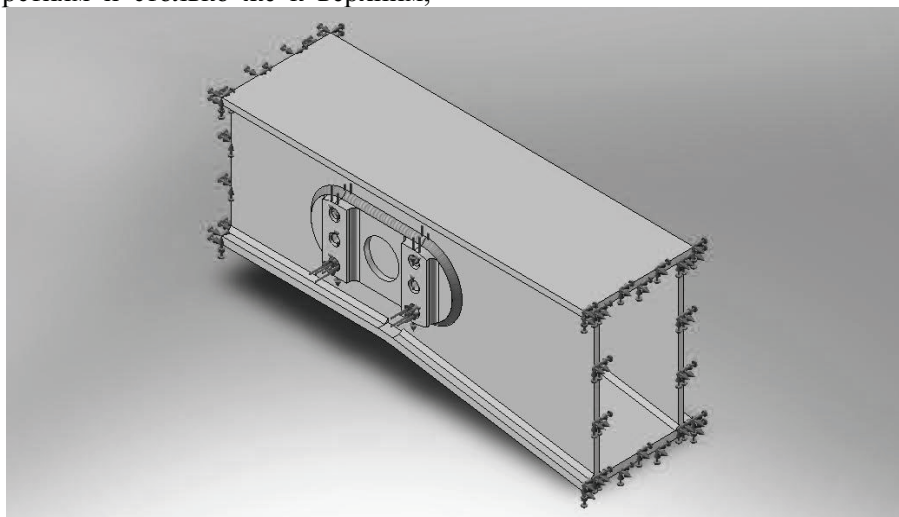


Рис. 4. Граничные условия и приложенные к модели нагрузки

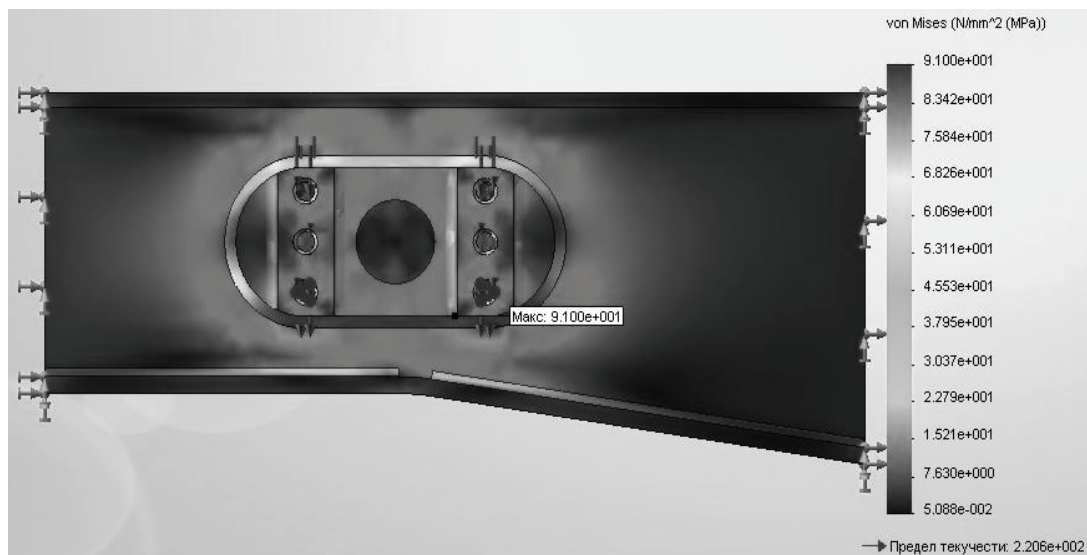


Рис. 5. Диаграмма напряжений

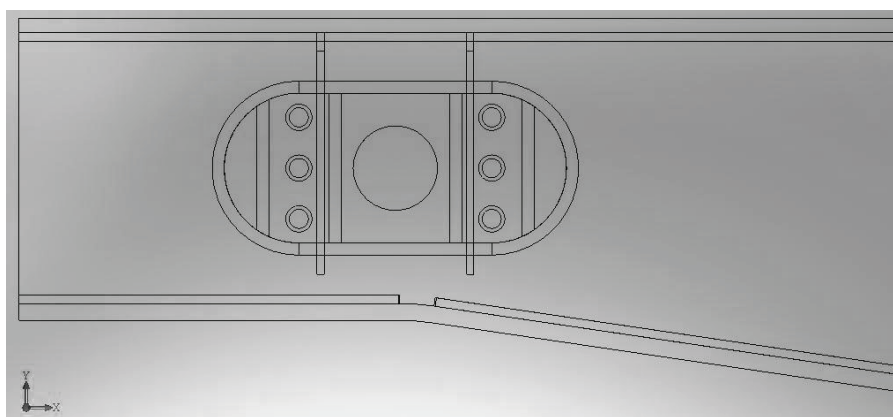


Рис. 6. Элемент рамы с предлагаемой модернизацией

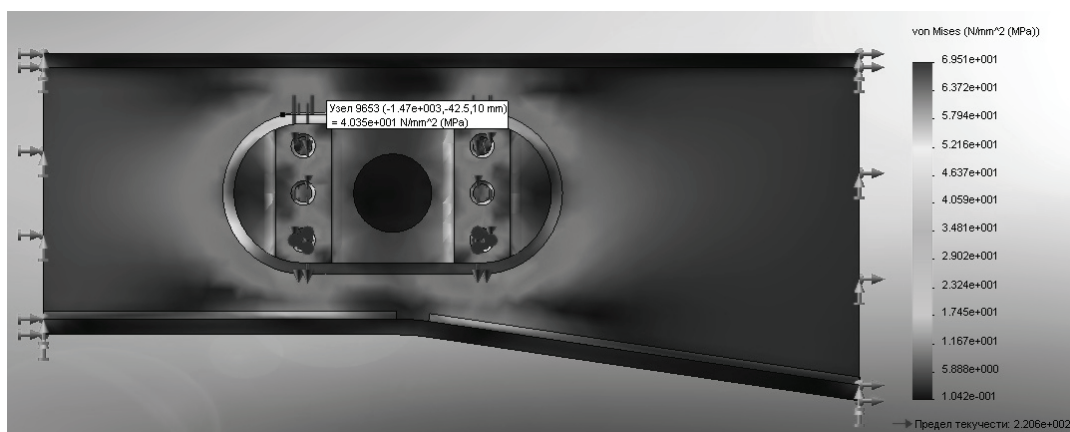


Рис. 7. Диаграмма напряжений

Согласно Нормам для расчёта и оценки несущих элементов, динамических качеств и воздействия на путь экипажной части локомотивов железных дорог [3, стр.38] оценка сопротивления усталости несущих элементов может производиться по следующей методике (выбор произведён в зависимости от располагаемых данных).

Поскольку мы не располагаем гистограммой распределения амплитудных значений напряжений, характеризующей нагруженность элемента за назначенный срок службы, и кривой усталости материала у нас нет, то оценку сопротивления усталости проводим по следующей формуле:

$$n = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma} \cdot \sigma_v + \psi \cdot \sigma_m} \geq [n],$$

где σ_{-1} – среднее значение предела выносливости стандартного образца при симметричном цикле нагружения (для стали 09Г2С принималось равным 210 МПа); K_σ – коэффициент, характеризующий понижение предела выносливости конструкции по отношению к пределу выносливости стандартного образца; σ_v – амплитуда напряжений цикла (для исходной конструкции принималась равной 91 МПа, для модернизированной – 40 МПа); σ_m – среднее напряжение цикла; ψ – коэффициент, характеризующий влияние асимметрии цикла; $[n]$ – допустимый коэффициент запаса сопротивления усталости, для несущих элементов конструкции тягового подвижного состава, согласно [3], равен 2.

Значение коэффициента понижения предела выносливости определяем по формуле:

$$K_\sigma = \frac{K_1 \cdot K_2}{\gamma \cdot m} \cdot \beta_K,$$

где K_1 – коэффициент, учитывающий влияние неоднородности материала детали (для проката $K_1=1.1$); K_2 – коэффициент, учитывающий влияние внутренних напряжений в детали ($K_2=1.0$); m – коэффициент, учитывающий состояние поверхности детали (для поверхности с окалиной $m=0.8$); γ – коэффициент, учитывающий влияние размерного фактора (для вертикального ребра с накладкой шириной 120 мм принимался равным

0.68); β_K – эффективный коэффициент концентрации напряжений в узлах сложного очертания, концентрация напряжений в которых определяется только их геометрией (так как конфигурация рассматриваемого узла довольно точно смоделировано расчетной схемой, принимался равным 1.0).

Согласно расчётам, произведенным по изложенной выше методике оценки сопротивления усталости, предложенная модернизация позволяет снизить уровень напряжений в раме тележки в районе кронштейна демпфера первой ступени подвешивания тележки более чем в два раза, а коэффициент запаса усталостной прочности повысить с 1.14 до 2.6, что превышает допустимое значение 2.0.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Алямовский, А. А. SolidWorks / COSMOSWorks 2006-2007. Инженерный анализ методом конечных элементов [Текст] / А. А. Алямовский. – М.: ДМК, 2007. – 784 с.
2. Зенкевич, О. Метод конечных элементов в технике и аппроксимация [Текст] / О. Зенкевич. – пер. с англ. – М.: Мир, 1975. – 536 с.
3. НОРМЫ для расчёта и оценки несущих элементов, динамических качеств и воздействия на путь экипажной части локомотивов железных дорог МПС РФ колеи 1520 мм [Текст]. – М.: ВНИИЖТ, 1998. – 145 с.

Поступила в редколлегия 29.07.2009

А. В. СУЛТАН, к.т.н., доцент, ДИИТ (Украина);
Б. Н. ТОВТ, ДИИТ (Украина)

ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ КРОНШТЕЙНА КРЕПЛЕНИЯ НАКЛОННОЙ ТЯГИ К БУФЕРНОМУ БРУСУ ЭЛЕКТРОВОЗА 2ЕЛ5

Виконано дослідження й аналіз напружено-деформованого стану кронштейна кріплення похилої тяги до буферного бруса електровоза 2ЕЛ5. За результатами дослідження запропоновано модернізацію конструкції кронштейна.

Выполнено исследование и анализ напряжённо-деформированного состояния кронштейна крепления наклонной тяги к буферному брусу электровоза 2ЕЛ5. По результатам исследования предложена модернизация конструкции кронштейна.

The research and analysis of the stressed-and-strained state of bracket of fastening of a sloping rod to a buffer squared beam of electric locomotive 2ЕЛ5 is executed. On the basis of research results the modernization of bracket design is offered.

Постановка задачи исследования

Электровозы 2ЕЛ5 производства ОАО «Лугансктепловоз» является аналогом российских электровозов 2ЭС5К «Ермак», которые эксплуатируются в настоящее время на Южной железной дороге (локомотивное депо ст. Котовск). За время эксплуатации электровозов 2ЭС5К на путях «Укрзализниці» неоднократно наблюдались усталостные трещины на кронштейнах крепления наклонной тяги к буферному брусу кузова электровоза. Поэтому, не смотря на положительные результаты ходовых

прочностных испытаний электровоза 2ЕЛ5 в отношении выше указанного узла крепления наклонной тяги, было принято решение о проведении теоретического расчета его на прочность.

Исследуемая конструкция моделировалась в системе автоматизированного проектирования (САПР) SolidWorks 2009.

На рис. 1 представлена конечно-элементная расчетная схема тягового кронштейна с частью буферного бруса, составленная из объемных элементов.

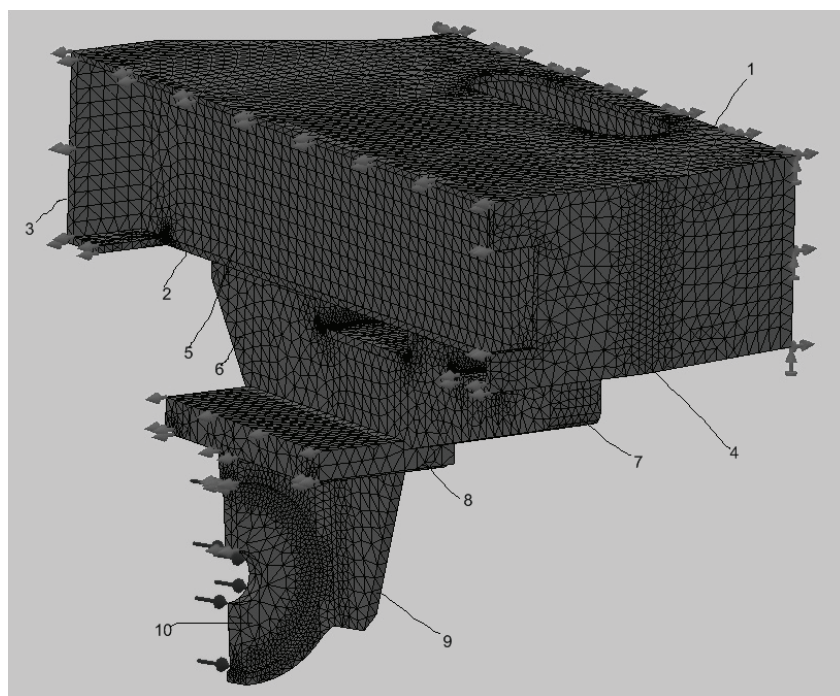


Рис. 1. Расчётная схема тягового кронштейна с частью буферного бруса

Буферный брус состоит из верхнего (позиция 1 на рис. 1) и нижнего (2) листов толщиной соответственно 12 и 14 мм, и связующих их восьми продольных вертикальных ребер (5) толщиной 20 мм. Спереди буферный брус обшит листом (4) толщиной 14 мм, сзади – листом (3) толщиной 20 мм. К нижнему листу буферного бруса приварен кронштейн наклонной тяги. Верхняя часть его состоит из четырех продольных вертикальных листов (6) толщиной 12 мм, которые попарно заварены двумя полосами (7) толщиной 16 мм. К нижним горизонтальным поверхностям полос восьмью болтами (по четыре болта к каждой полосе) прикреплена плита (8) толщиной 25 мм, к которой приварены два вертикальных продольных ребра (9) толщиной 20 мм. К плите и ребрам приварена наклонная сложной конфигурации литая деталь (10), образующая с вертикалью такой же угол, как и наклонная тяга с горизонталью, на которую передается через резинометаллический блок продольная сила посредством наклонной тяги. Все вышеуказанные элементы конструкции буферного бруса и кронштейна изготовлены из прокатной стали 09Г2С, литая деталь – стали 20Л. На продольной вертикальной плоскости задавалось условие симметрии, а на параллельной ей плоскости, ограничивающей буферный брус, – условие защемления. Продольное усилие, передаваемое наклонной тягой, на тяговый кронштейн распределялось равномерно по поверхности контакта литой детали с резинометаллическим блоком.

Исследование НДС существующего кронштейна наклонной тяги

Расчет тягового кронштейна производился на два вида нагружения:

- ✓ аварийное соударение с ускорением 3g на тележке;
- ✓ длительный режим тяги с силой 424 кН.

Согласно [1], инерционные силы для расчета деталей связи кузова с тележкой определялись исходя из ускорения 3g массы тележки, и прикладывались вдоль оси пути. Так как, масса тележки равна 21,3 т, поэтому расчет производился на силу 626 кН, передаваемую посредством наклонной тяги и исследуемого кронштейна на буферный брус электровоза.

На рис. 2, 3 и 4 приведены поля напряжений, рассчитанные по IV теории прочности, в конструкции тягового кронштейна при аварийном соударении. Как видно из рисунка 2, в конструкции тягового кронштейна в нижней части стыковки литой детали с вертикальными реб-

рами (зона 1п) имеется концентратор напряжений, в котором расчетное напряжение 566 МПа значительно превышает предел текучести стали 09Г2С $\sigma_T = 345$ МПа. Также из рисунков 2 и 3 видно, что хотя в конструкции тягового кронштейна имеются и другие концентраторы напряжений, но уровень напряжений в них гораздо меньше предела текучести. Так в зоне 2 расчетное напряжение составило 198 МПа, в зоне 3 соответственно – 235 МПа, в зоне 4 – 135 МПа и в зоне 5 – 144 МПа.

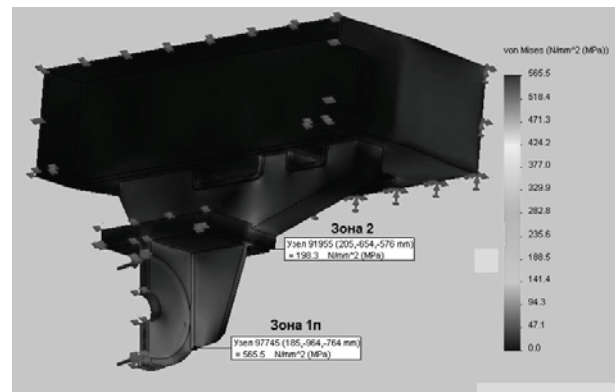


Рис. 2. Поля напряжений (МПа) в тяговом кронштейне при аварийном соударении (вид спереди)

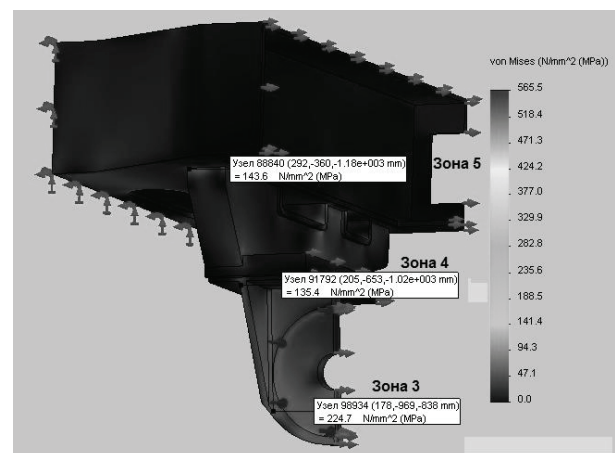


Рис. 3. Поля напряжений (МПа) в тяговом кронштейне при аварийном соударении (вид сзади)

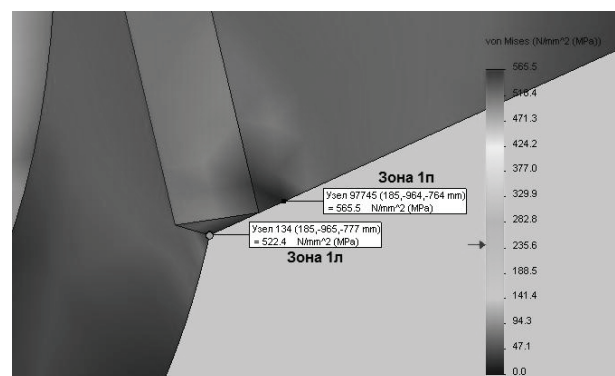


Рис. 4. Поля напряжений (МПа) в тяговом кронштейне при аварийном соударении

На рис. 4 зона 1 показана более подробно. Из рисунка видно, что в литой детали также имеется концентратор напряжений (зона 1л). Величина расчетного напряжения в ней составила 522 МПа, что в 2,5 раза превышает предел текучести для стали 20Л $\sigma_T = 216$ МПа.

С целью оценки усталостной прочности тягового кронштейна, также производился расчет на длительный режим тяги. Сила тяги двух секций электровоза 2ЕЛ5 при длительном режиме тяги равна 424 кН. Поэтому при расчете тягового кронштейна к нему прикладывалась сила 106 кН, реализуемая одной тележкой электровоза. В часовом режиме тяги две секции электровоза 2ЕЛ5 развивают силу тяги 464 кН.

Как и при расчете на аварийное соударение, максимальные напряжения возникают вместе примыкания литой детали к вертикальному ребру тягового кронштейна. В вертикальном ребре (зона 1п) расчетное напряжение составило 94 МПа, в литой детали (зона 1л) - 87 МПа. В других зонах напряжения оказались равными: зона 2 - 33 МПа, зона 3 - 37 МПа, зона 4 - 22 МПа и зона 5 - 23 МПа.

Исследование НДС модернизированного кронштейна наклонной тяги.

На рис. 5 приведен вид сбоку предлагаемого модернизированного варианта конструкции кронштейна крепления наклонной тяги к буферному брусу электровоза 2ЕЛ5. На рисунке пунктирной линией показан контур вертикального ребра существующего тягового кронштейна.

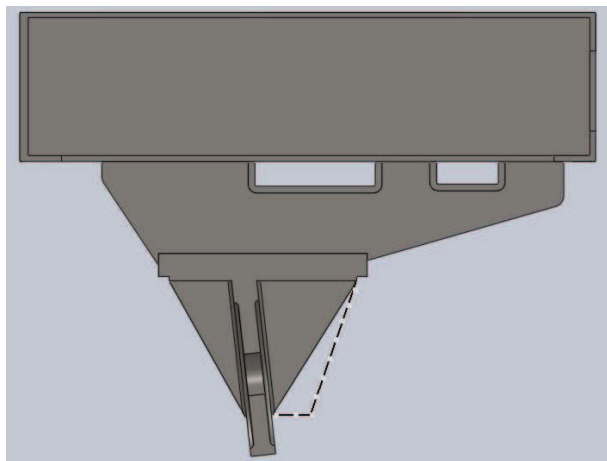


Рис. 5. Модернизированный вариант конструкции тягового кронштейна (вид сбоку)

На рис. 6, 7 и 8 приведены поля напряжений, рассчитанные по IV теории прочности, в конструкции модернизированного тягового кронштейна при аварийном соударении. Из ри-

сунков видно, что в месте стыковки вертикального ребра с литой деталью напряжения снизились в вертикальном ребре (зона 1п) до 320 МПа, в литой детали (зона 1л) до 270 МПа. В остальных концентраторах (зоны 2-5) напряжения остались на прежнем уровне.

Расчетные напряжения в модернизированном тяговом кронштейне при длительном режиме тяги составили: в зоне 1п - 56 МПа, в зоне 1л - 47 МПа. В зонах 2-5 напряжения изменились незначительно.

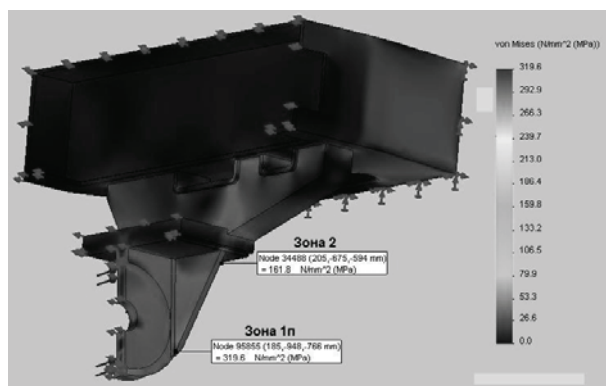


Рис. 6. Поля напряжений (МПа) в модернизированном тяговом кронштейне при аварийном соударении

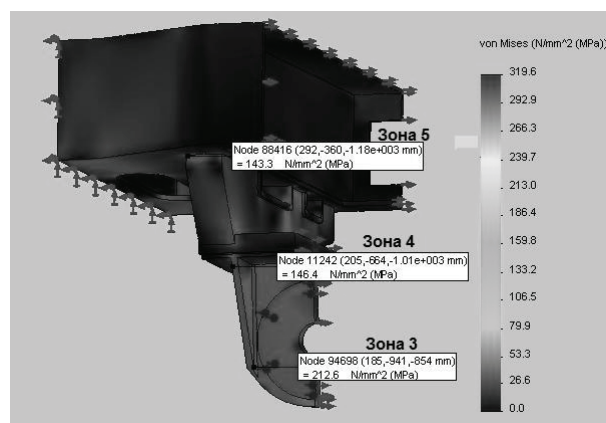


Рис. 7. Поле напряжений (МПа) в модернизированном тяговом кронштейне при аварийном соударении (вид сзади)

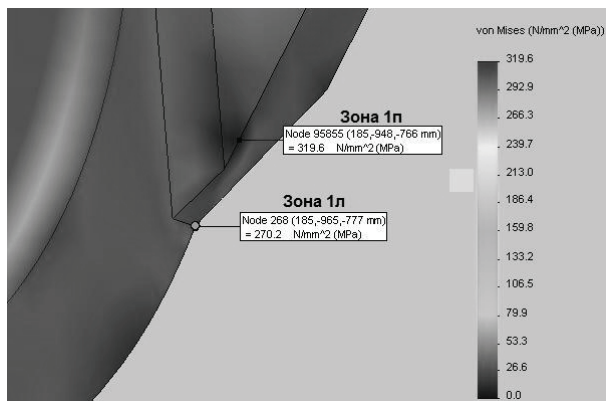


Рис. 8. Поле напряжений (МПа) в модернизированном тяговом кронштейне при аварийном соударении

Анализ и сопоставление результатов расчётов существующего и модернизированного тяговых кронштейнов электровоза 2ЭЛ5.

Результаты выше описанных расчетов сведены в таблице 1. Анализ результатов расчетов, позволяет сделать вывод, что предлагаемая модернизация кронштейна наклонной тяги позво-

ляет решить проблему по несущей способности тягового кронштейна, хотя напряжение 270 МПа в литой детали при I расчетном режиме не удовлетворяет условиям норм [1]. Прочность можно обеспечить, если изготовить эту деталь из прокатной стали 09Г2С.

Таблица 1

Результаты расчета существующего и модернизированного тягового кронштейна электровоза 2ЭЛ5

Режим нагружения	Конструкция кронштейна	Сила в наклон. тяге, кН	Напряжение, МПа					
			Зона 1п	Зона 1л	Зона 2	Зона 3	Зона 4	Зона 5
Расчётный 3g на тележке	Существующая	-626	566	522	198	235	135	144
	Модернизированная	-626	320	270	162	213	146	143
Длительный сила тяги 424 кН	Существующая	-106	93,6	86,5	32,8	37,2	22,4	23,8
	Модернизированная	-106	56	47	26	37,4	23,7	23,5

Результаты расчетов для длительного режима тяги, приведенные в таблице 1, использовались совместно с данными ходовых прочностных испытаний при определении коэффициентов запаса усталостной прочности тягового кронштейна [2].

С точки зрения усталостной прочности, коэффициенты запаса усталостной прочности модернизированного кронштейна наклонной тяги представляют интерес в зонах 1п и 1л, где напряжения снизились и соответственно повысились коэффициенты запаса на усталость.

Минимальные коэффициенты усталостной прочности n_u для модернизированного кронштейна наклонной тяги повысились:

- ✓ в зоне 1п - с 2,89 до 4,84;
- ✓ в зоне 1л - с 2,10 до 3,87.

Выводы по результатам исследований

Прочность по несущей способности кронштейна крепления наклонной тяги к буферному брусу электровоза 2ЭЛ5 не удовлетворяет требованиям норм [1], так как, по результатам расчетов, при аварийном соударении в вертикальном ребре и литой детали кронштейна напряжения превышают пределы текучести.

Рекомендации

1. Несущую способность кронштейна крепления наклонной тяги можно обеспечить, проведя его модернизацию. Изменение формы вертикального ребра в месте приварки к литой детали (см. рис. 5) позволяет снизить напряжения:

- ✓ в зоне 1п с 566 МПа до 320 МПа при допусковом напряжении для стали 09Г2С $[\sigma] = 0.95\sigma_T = 0.95 \times 345 = 328$ МПа;
- ✓ в зоне 1л с 522 МПа до 270 МПа при допусковом напряжении для стали 20Л $[\sigma] = 0.9\sigma_T = 0.9 \times 216 = 194$ МПа.

Так как условие прочности по 1-ому расчетному режиму для литой детали модернизированного кронштейна также не выполняется, эту деталь следует изготавливать из прокатной стали 09Г2С.

2. В пользу модернизации конструкции кронштейна наклонной тяги свидетельствует также тот факт, что в случае её проведения повысится коэффициент запаса усталостной прочности n_u в зоне 1л тягового кронштейна с 2,1 до 3,87 при допусковом значении 2,0.

3. Так как кронштейн наклонной тяги является съёмной деталью, предлагаемую модернизацию можно провести в условиях депо ст. Котовск на уже эксплуатирующихся электровозах 2ЭЛ5 во время ремонтных и профилактических работ.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. НОРМЫ для расчёта и оценки несущих элементов, динамических качеств и воздействия на путь экипажной части локомотивов железных дорог МПС РФ колеи 1520 мм [Текст] / ВНИИЖТ. – М., 1998. – 145 с.
2. Результаты прочностных испытаний электровоза 2ЭЛ5 [Текст] / Е. Блохин и др. – ДИИТ, 2009.

Поступила в редколлегию 29.07.2009

М. И. УМАНОВ, к.т.н., доцент, ДИИТ (Украина);

В. В. ЦЫГАНЕНКО, к.т.н., доцент, ДИИТ (Украина);

А. Г. РЕЙДЕМЕЙСТЕР, к.т.н., доцент, ДИИТ (Украина);

Н. В. ХАЛИПОВА, к.т.н., доцент, Академия таможенной службы (Украина)

К ВОПРОСУ МОДЕЛИРОВАНИЯ ПУТИ ПРИ ИССЛЕДОВАНИИ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ПУТИ И ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

Розроблена та випробувана теоретична модель взаємодії рухомого складу та колії, що являє собою одномасову систему з пружно-в'язкими характеристиками. Для вирішення задачі з удосконалення конструкції колії була розроблена її двомасова модель. Результати розрахунків, виконаних на базі цієї моделі, добре збігаються з результатами, одержаними при розрахунках на одномасовій моделі, а також даними натурних досліджень ДПТУ.

Разработана и успешно опробована теоретическая модель взаимодействия подвижного состава и пути, представляющего собой одномассовую систему с упруго-вязкими характеристиками. Для решения задач по совершенствованию конструкции пути была разработана его двухмассовая модель. Результаты расчетов на базе этой модели хорошо совпадают с результатами, полученными при расчете на модели с одномассовым основанием, а также данными натурных исследований ДИИТа.

The two-mass model of railway track interacting with rolling stock is elaborated. The results obtained with this model correspond with results obtained with the previously elaborated single-mass model of track and with results of field tests carried out by DIIT.

В Днепропетровском национальном университете железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна (ДИИТ) в 2002-2006 г. проводились теоретические и экспериментальные исследования по определению допустимых скоростей движения поездов в прямых и кривых участках пути с учетом его состояния, а также вида подвижного состава.

Теоретические исследования выполнялись с использованием математической модели взаимодействия пути с грузовыми вагонами, разработанной под руководством профессора Дановича В. Д. [1, 2, 3].

В данной модели экипаж рассматривается как система, состоящая из 11 твердых тел (кузова, двух надрессорных балок, четырех боковых рам тележек и четырех колесных пар) с жесткими и упруго-фрикционными связями между ними. Железнодорожный путь представлен как одномассовая система с упруго-вязкими характеристиками в горизонтальном и вертикальном направлении, приведенная к каждому колесу вагона. Расчетная схема системы приведена на рис. 1.

Для описания колебаний тел системы введена система координат Ox_1z_1 , движущаяся вдоль пути по некоторому закону $s(t)$ (s – пройденное расстояние, t – время). Точка O лежит на уровне головок рельсов, ось Ox_1 касается оси пути и направлена в сторону движения экипа-

жа, ось Oz_1 лежит в плоскости пути и направлена вправо, если смотреть по направлению движения, а ось Oz_2 нормальна плоскости пути и направлена вниз. Предполагается, что точка O движется с постоянной скоростью V (таким образом, $s=Vt$), а путь представляет собой прямую или кривую. Модель позволяет рассчитывать динамические показатели взаимодействия подвижного состава и пути, и на основе их анализа определять допустимые скорости движения поездов. Сопоставление результатов теоретических и экспериментальных исследований ДИИТа, проведенных в прямых и в кривых участках пути, показало, что эти результаты хорошо согласуются между собой. На основе проведенных исследований [4] были разработаны рекомендации о допустимых скоростях движения грузовых поездов в прямых и кривых участках пути различных радиусов.

Решение задач по совершенствованию конструкции пути требует более подробной его модели. Для этого в существующую модель ввели ряд усовершенствований и дополнений. Первая группа дополнений касается более детального описания подрельсового основания. Единая масса пути, взаимодействующая с каждым колесом вагона, была разделена на массу рельса и основания. Примыкающая к каждому из колес часть верхнего строения пути моделируется как двухмассовая механическая система

с 4 степенями свободы, которые соответствуют перемещениям каждого «тела» в вертикальном и поперечном направлениях. «Тела» располагаются друг над другом. Верхнее соединено с нижним линейными (вертикальным и поперечным) упругим и вязким элементами. Так же

соединены второе тело и неподвижное основание. Колесо взаимодействует с верхним телом.

Приведенные массы верхнего строения пути в вертикальном и поперечном направлениях различны.

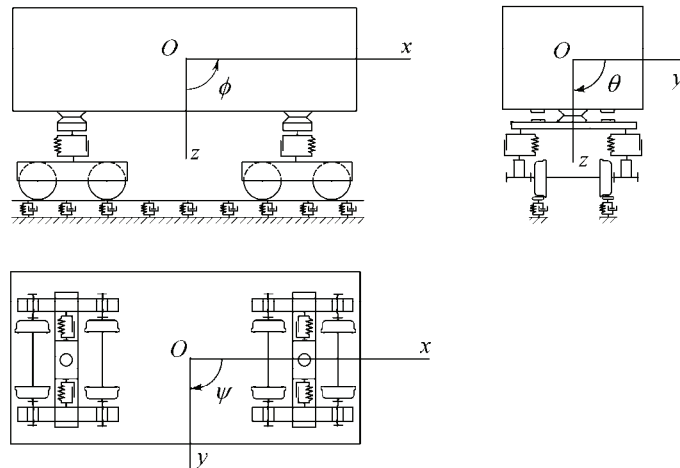


Рис. 1. Расчетная схема грузового вагона

Вторая группа изменений дает возможность более широкого представления пути и, в частности, рассмотрения смежных участков с различными геометрическими и упруго-вязкими характеристиками.

Задание геометрических параметров пути производится в трех секциях. Первая описывает кривизну оси пути, вторая – возвышение наружного рельса, третья – ширину колеи. Данный подход позволяет задавать различное количество участков пути с различными параметрами – прямых, участков с переменной и постоянной кривизной и шириной колеи. Возможно также задание каждой из секций со смещением координат начала и конца участка друг относительно друга. Модель позволяет описывать участки пути с отступлениями от норм содержания (например, таких, как несоответствия отводов кривизны и возвышения наружного рельса в кривой), смежные кривые, S – образные кривые, прямые вставки. Такой подход расширяет возможности модели для представления геометрических параметров пути. Для задания упруго-вязких параметров пути и приведенных к каждому из колес масс верхнего строения пути был проведен анализ исследований ЛИИЖТа, ВНИИЖТа, МИИТа, НИИЖТа, ДИИТа и ряда других по данному вопросу [5-8].

Третья группа изменений позволяет задавать различный профиль колеса, взаимодействующего с рельсом.

Расчетная схема верхнего строения пути, относящаяся к вертикальным перемещениям, приведена на рис. 2. Нижние числовые индексы, относящиеся к конкретному колесу, на схеме опущены. Для поперечных перемещений расчетная схема такая же, только на четверть оборота развернуты упругие и вязкие элементы. При этом вместо приведенной на рис. 2 вертикальной составляющей силы Z действует поперечная составляющая силы Y , а вертикальным перемещениям z соответствуют поперечные перемещения y .

Уравнения движения следующие

$$\begin{aligned} m_z^{n1} \ddot{z}^{n1} &= Z + C_z^{n1} (\dot{z}^{n2} - \dot{z}^{n1}) + \beta_z^{n1} (z^{n2} - z^{n1}), \\ m_z^{n2} \ddot{z}^{n2} &= C_z^{n1} (\dot{z}^{n1} - \dot{z}^{n2}) + \beta_z^{n1} (z^{n1} - z^{n2}) - C_z^{n2} \dot{z}^{n2} - \beta_z^{n2} z^{n2}, \\ m_y^{n1} \ddot{y}^{n1} &= Y + C_y^{n1} (\dot{y}^{n2} - \dot{y}^{n1}) + \beta_y^{n1} (y^{n2} - y^{n1}), \\ m_y^{n2} \ddot{y}^{n2} &= C_y^{n1} (\dot{y}^{n1} - \dot{y}^{n2}) + \beta_y^{n1} (y^{n1} - y^{n2}) - C_y^{n2} \dot{y}^{n2} - \beta_y^{n2} y^{n2}, \end{aligned}$$

где Y , Z – соответственно поперечная и вертикальная компоненты силы, действующей на рельс со стороны колеса; y^{n1} , y^{n2} – перемещения верхнего и нижнего тел в поперечном направлении; z^{n1} , z^{n2} – перемещения верхнего и нижнего тел в вертикальном направлении.

Для проверки адекватности модели с представлением основания как двухмассовой системы нами были выполнены расчеты показателей взаимодействия грузового полувагона (с типовым профилем колес) и железнодорожного пути в кривых радиусом 600 м.

Параметры пути были приняты одинаковыми под каждым из колес вагона.

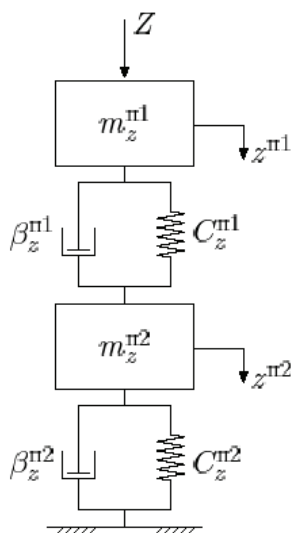


Рис. 2. Расчетная схема двухмассовой системы верхнего строения пути относительно вертикальных степеней свободы

Результаты были сопоставлены с аналогичными расчетами на модели при представлении основания как одномассовой системы, а также с результатами натурных испытаний ДИИТа.

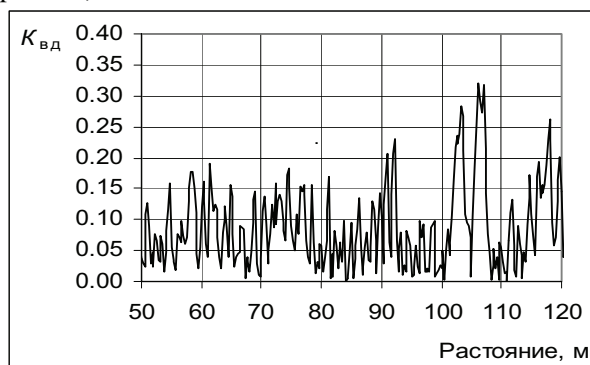
Рассчитывались коэффициенты горизонтальной и вертикальной динамики, а также коэффициент устойчивости против вкатывания гребня колеса на рельс. Параметры основания для исследуемой модели были заданы таким образом, чтобы они соответствовали модели с одномассовым представлением основания. Для этого «нижние тела» двухмассовой системы основания имели по сравнению с «верхними телами» значительно большую массу и жесткость, вязкость же принималась равной нулю. Параметры же «верхнего тела» модели с двухмассовым представлением основания совпадали с аналогичными параметрами пути в модели с одномассовым представлением основания.

Результаты расчета приведены в виде графиков на рис. 3, 4 (для двухмассовой модели основания – рис. 3а, 3в, 4а, 4в и для одномассовой модели основания – рис. 3б, 3г, 4б, 4г).

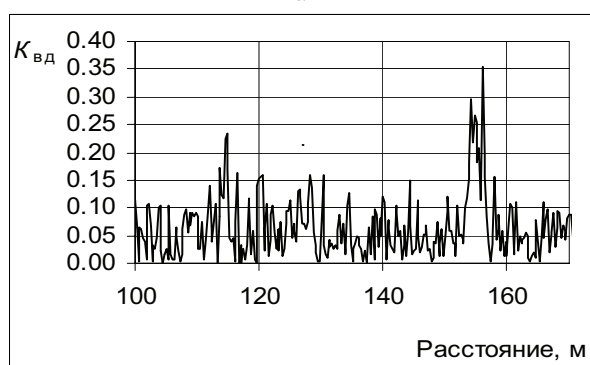
Для порожнего полувагона, движущегося в кривой радиусом 600 м со скоростью 70 км/ч, зависимости для коэффициента вертикальной динамики ($K_{вд}$) представлены на рис. 3а, 3б, а зависимости коэффициента устойчивости против вкатывания гребня колеса на головку рельса ($K_{уст}$) для такого же варианта расчетов – на рис. 3в, 3г.

Для груженого полувагона, движущегося в кривой радиусом 600 м со скоростью 90 км/ч,

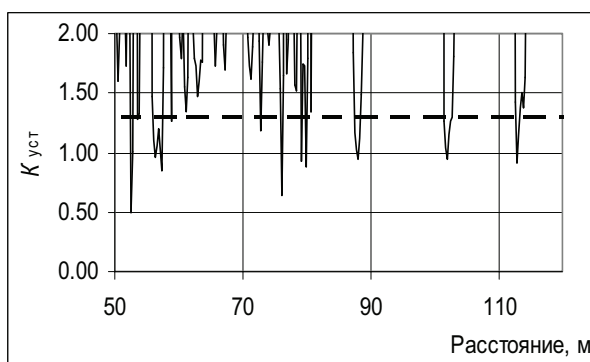
зависимости коэффициента вертикальной динамики представлены на рис. 4а, 4б, а зависимости коэффициента устойчивости против вкатывания гребня колеса на головку рельса – на рис. 4в, 4г.



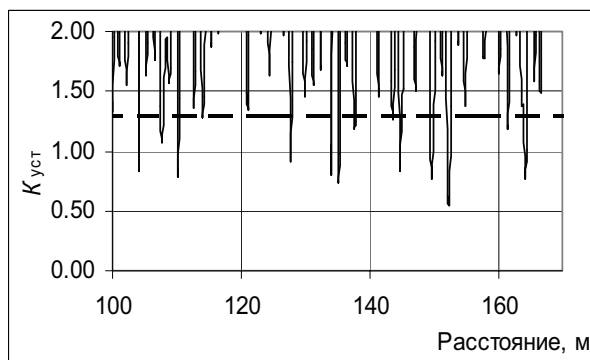
а



б

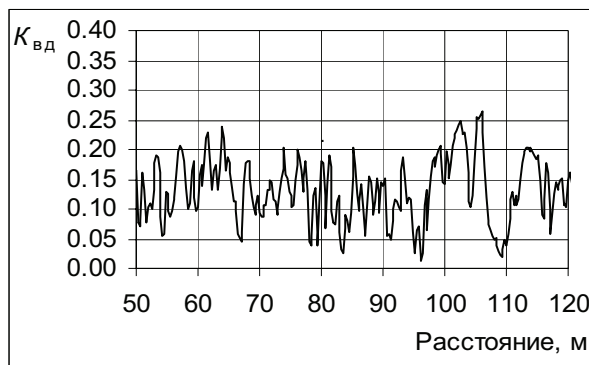


в

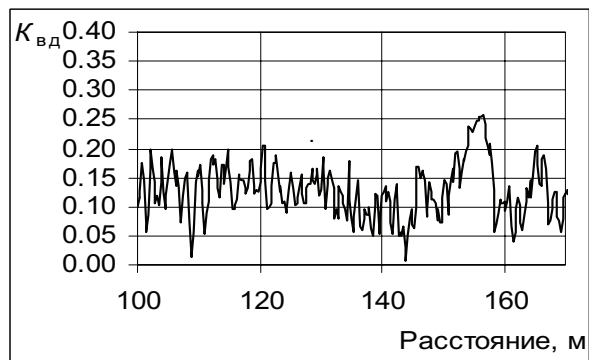


г

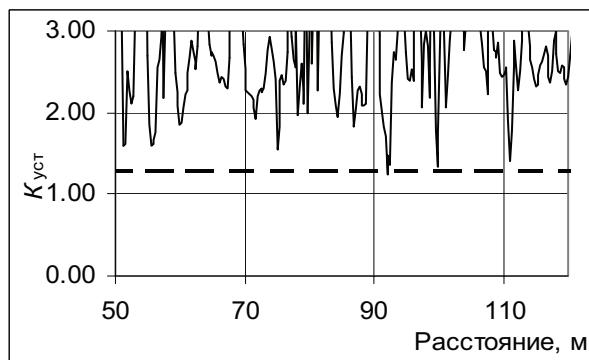
Рис. 3.



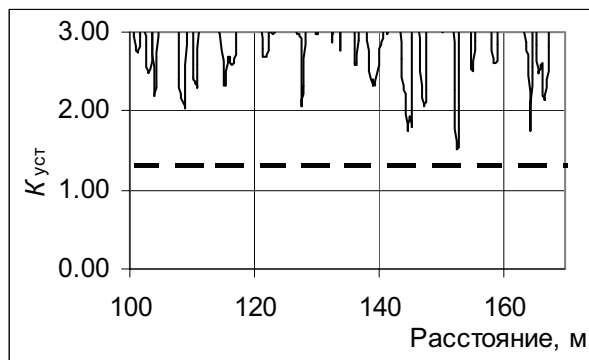
а



б



в



г

Рис. 4.

Расчеты показали, что исследуемые динамические характеристики взаимодействия подвижного состава и пути, полученные с помо-

щью модели с двухмассовым основанием, достаточно хорошо соответствуют характеристикам, полученным при расчете на модели с одномассовым основанием, а также данным натурных исследований ДИИТа.

Это говорит об адекватности расчетов и о возможности использования усовершенствованной модели для исследования взаимодействия пути и подвижного состава при более широких возможностях представления геометрических и упруго-вязких характеристик пути, геометрического профиля колеса, а также для решения задач по совершенствованию конструкции пути.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Данович, В. Д. Математическая модель взаимодействия пути и пассажирского вагона при движении по участкам произвольной кривизны [Текст] / В. Д. Данович, А. Г. Рейдемейстер, Н. В. Халипова // Транспорт: 36. наук. пр. Дніпропетр. держ. ун-ту заліз. трансп. – 2001. – Вип. 8. – С. 124-138.
2. Визначення впливу нерівножорсткості колії на показники взаємодії колії і рухомого складу [Текст] / М. І. Уманов та ін. // Вісник Академії митної служби України. – 2005. – Вип. 3. – С. 84-93.
3. Данович, В. Д. Уравнения движения железнодорожного экипажа в переходных и круговых кривых [Текст] / В. Д. Данович, А. Г. Рейдемейстер, Н. В. Халипова // Транспорт: 36. наук. пр. Дніпропетр. держ. ун-ту заліз. трансп. – 2002. – Вип. 10. – С. 86-91.
4. Определение допускаемых скоростей движения грузовых вагонов по железнодорожным путям колеи 1520 мм [Текст] / В. Д. Данович та ін. // Вісник Дніпропетр. нац. ун-ту заліз. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – 2003. – Вип. 2. – С. 77-86.
5. Вериги, М. Ф. Взаимодействие пути и подвижного состава [Текст] / М. Ф. Вериги, А. Я. Коган. – М.: Транспорт, 1986. – 559 с.
6. Гасанов, А. И. О приведенной массе пути [Текст] / А. И. Гасанов // Вестник ВНИИЖТ. – 1968. – № 6. – С. 52-53.
7. Определение расчетных параметров пути в вертикальной и горизонтальной плоскостях с помощью вибромашины [Текст] / В. Ф. Яковлев и др. // Тр. ЛИИЖТ. – 1971. – Вип. 323. – С. 66-85.
8. Фришман, М. А. Еще раз об определении модуля упругости подрельсового основания [Текст] / М. А. Фришман, И. С. Леванков // Тр. ДИИТ. – 1965. – Вип. 57. – С. 4-8.

Поступила в редколлегию 24.07.2009

В. Ф. УШКАЛОВ, д.т.н., профессор, ИТМ НАНУ и НКАУ (Украина);
С. А. КОСТРИЦА, к.т.н., доцент, ДИИТ (Украина);
А. В. СУЛТАН, к.т.н., доцент, ДИИТ (Украина);
С. С. ПАСИЧНИК, асп., ИТМ НАНУ и НКАУ (Украина);
Е. М. ДЗИЧКОВСКИЙ, ст.н.с., ДИИТ (Украина);
Е. Ф. ФЕДОРОВ, ст.н.с., ДИИТ (Украина)

ОБ ИЗМЕРЕНИИ ВЕРТИКАЛЬНЫХ СИЛ ПРИ ПРОВЕДЕНИИ ХОДОВЫХ ДИНАМИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЙ ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ

У статті розглянута проблема вимірювання вертикальних сил при проведенні ходових динамічних випробувань вантажних вагонів зі стандартними візками.

В статье рассмотрена проблема измерения вертикальных сил при проведении ходовых динамических испытаний грузовых вагонов со стандартными тележками.

In the article the problem of measuring of vertical forces during ride dynamic tests of freight cars with standard bogies is considered.

Как известно, проведение динамических испытаний позволяет за сравнительно малый промежуток времени определить динамические качества вагона. По результатам, полученным во время испытаний, делаются выводы о качестве спроектированного или модернизированного образца. Поэтому методы испытаний должны обеспечивать достаточную точность и достоверность результатов, полученных во время испытаний.

Опыт проведения испытаний грузового подвижного состава по определению его динамических качеств показывает, что наибольшие трудности возникают при измерении вертикальных сил, особенно порожнего грузового подвижного состава. Эти измерения, как правило, осуществляется косвенно по деформациям боковин тележек при действии на них вертикальных и горизонтальных сил. При этом основной проблемой измерения является исключение влияния продольных и поперечных сил на записи вертикальных.

Для измерения различных сил (вертикальных, горизонтальных) в Нормах [1] указаны конкретные места наклейки датчиков и схемы их соединения в цепи. При измерении вертикальных сил наиболее широко используют две основные схемы наклейки тензорезисторов. Первая схема состоит из двух датчиков, ориентированных Т-образно или крестообразно относительно друг друга и наклеенных вдоль боковины, в верхней её плоскости над буксовым проемом. Вторая схема состоит из четырех датчиков, наклеенных вдоль боковины в вер-

тикальном поперечном сечении, проходящем через буксовый проем.

Стандартная измерительная схема вертикальных сил не позволяет в достаточной степени исключить влияние поперечных и продольных сил, которые особенно сказываются при испытаниях порожних грузовых вагонов.

Дополнительные исследования показали, что при наборе скорости, торможении и при движении в кривых величина деформаций, вызванных действием продольных сил, достигает 50% и более от значения деформаций, вызываемых действием вертикальных сил. Применение же на вагоне скользунов постоянного контакта увеличивает уровень продольных сил настолько, что значительные погрешности измерений вертикальных сил наблюдаются не только в кривых, но и на прямых участках пути. Это привело к необходимости проведения работ по более детальному исследованию деформаций, возникающих в боковой раме тележки под действием различных сил [2].

В данной работе предлагается измерительная схема вертикальных сил, позволяющая значительно снизить влияние выше указанных факторов. Для решения этой задачи использовано программное обеспечение параметрического создания моделей твердых тел. Модель боковой рамы тележки грузового вагона (рис. 1) создавалась в соответствии с конструкторской документацией. При создании модели в ее конструкции допущены некоторые упрощения в тех частях, которые не представляют интереса для решения указанной выше задачи.

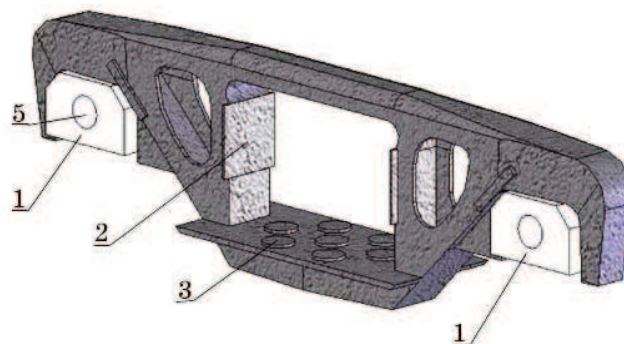


Рис. 1. Модель боковой рамы стандартной тележки грузового вагона

Отдельно смоделированы два тела 1, исполняющие роль опор. Их базовые размеры соответствуют размерам стандартной буксы. Коэффициент трения в местах контакта опор и боковой рамы принят равным 0,3. Буксы закреплены с возможностью поворота вокруг осей отверстий 5 и неподвижно по остальным осям. Суммарный зазор между вертикальными гранями опоры и буксового проема боковой рамы равен 10мм. Таким образом, рассматриваемая система состоит из боковой рамы, которая опирается на две опоры, имитирующие буксы.

Для определения деформаций, возникающих при действии отдельно вертикальных сил, отдельно продольных сил, совместного дейст-

вия вертикальных и продольных сил и увеличенной вертикальной силы на одной из опор, использованы разные схемы сил, действующих на боковую раму. Эти схемы представлены в табл. 1.

Схема 1 имитирует действие вертикальных сил и сил со стороны клиньев на вертикальные грани 2 (рис.1) боковой рамы. Вертикальные силы прикладываются к семи приливам 3, расположенным на поддоне боковой рамы.

Схема 2 имитирует действие продольных сил, возникающих в режиме торможения или набора скорости. Сила F3, приложенная к грани 2, вызывает реакции в местах вертикального контакта опор и боковой рамы.

Таблица 1

Схемы нагружения боковины грузовой тележки

	Схема сил	Обозначение	Сила, т
Схема 1		F1	18
		F2	1,8
		F3	1,8
Схема 2		F3	2
		F4	1
		F5	1
Схема 3		F1	18
		F2	1,8
		F3	3,8
		F4	1
		F5	1
Схема 4		F1	18
		F6	5
Схема 5		F7	2

В схеме 3 учитывается совместное действие вертикальных и продольных сил. Получена она в результате одновременного приложения сил из схемы 1 и схемы 2.

Схема 4 имитирует увеличение вертикальной силы в одной опоре и неизменную силу реакции в другой. Данная схема используется для оценки влияния вертикальной силы от первой колесной пары на деформации боковины вблизи второй колесной пары.

Схема 5 имитирует воздействие рамной силы и используется для учета влияния рамной силы на измерение вертикальной.

Ввиду несимметричности действия продольных сил введем обозначения сторон боковины относительно её поперечной плоскости симметрии. Сторону приложения продольной силы F4 назовем «левой», а противоположную ей – «правой».

Напряженно - деформированное состояние модели боковины рассчитано с помощью метода конечных элементов.

В результате анализа деформированных состояний, возникающих от действия различных схем сил, была выбрана область боковины, в пределах которой деформации от действия продольных сил значительно меньше деформаций от сил вертикальных. Это область 1, приведенная на рис. 2.

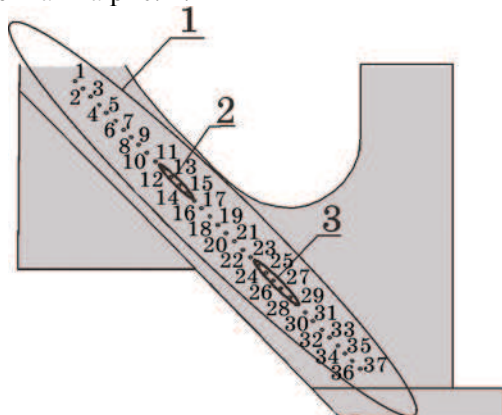


Рис. 2. Область слабой чувствительности боковины к действию продольных и поперечных сил

На этом же рисунке отмечены и пронумерованы точки, в которых определялись значения деформации в направлении линии, образованной этими точками.

В результате анализа деформаций, вызванных отдельно продольными и отдельно вертикальными силами в одноименных точках, оказалось, что наименьшее соотношение деформаций от действия отдельно продольных и вертикальных сил наблюдается на участке между

точками 12 – 15, а также 24 – 29. Деформации от действия продольных сил составляют 1% для левой стороны и 3% для правой относительно величины деформаций, вызванных действием вертикальных сил. Увеличение вертикальной силы с левой стороны на 45% привело к увеличению деформаций с правой стороны на участках 12 – 15 и 24 – 29, на 5%.

Таким образом, наиболее пригодными для наклейки тензодатчиков оказались зоны 2 и 3 (см. рис. 2).

На рис. 3 показаны рекомендуемые места установки датчиков.

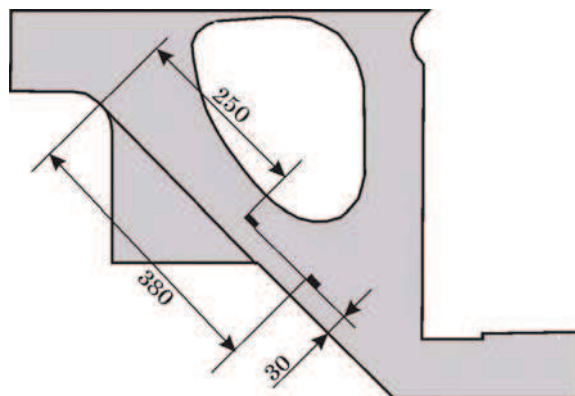


Рис. 3. Рекомендуемые места установки датчиков на боковине грузовой тележки для измерения вертикальных сил

Для компенсации деформаций, возникающих при поперечном изгибе боковины, датчики рекомендуется наклеивать с двух сторон боковины под углом 45° к горизонту. После включения двух датчиков в одну ветвь мостика Уитстона сигналы, пропорциональные деформациям от вертикальных сил, будут суммироваться, а деформации от поперечных сил вычитаться и компенсировать друг друга. По результатам вычислений деформаций при действии рамной силы (по схеме 5 таблицы) их величина, с учетом включения двух датчиков в разные ветви измерительного моста, не должна превышать 12% деформаций, вызванных действием вертикальных сил.

Предлагаемая схема измерения вертикальных сил апробировалась при проведении ходовых динамических испытаний хоппер-цементовоза с новым типом скользящих (СТАКИ), которые проводились ОНИЛ ДППС ДИИТа на Приднепровской ж. д. в сентябре 2007г.

Кроме стандартной схемы измерения вертикальных сил (процессы V311, V312) для набегавшей оси испытуемого вагона была собрана

новая измерительная схема (процессы VP1 и VP2). Горизонтальная поперечная сила (H31) измерялась по стандартной схеме, согласно [1]. По замеренным значениям вычислялись коэффициенты запаса устойчивости соответственно KU1 и KUP1.

Усредненные результаты вертикальной и горизонтальной тарировки вертикальных сил, измеренные с помощью стандартной и предлагаемой измерительных схем, а также поперечной силы, приведены в таблице 2.

Из приведенных в таблице 2 результатов измерений видно, что предлагаемая измерительная схема в одинаковой мере менее чувствительна к действию вертикальных и поперечных сил. В тоже время, по отношению к действию продольных сил она более чем в 10 раз ме-

нее чувствительна. Следует обратить внимание, что вертикальные и продольные силы практически не оказывают влияния на поперечную (рамную) силу.

В качестве примера на рис. 4 приведены характерные осциллограммы, записанные в опыте 83 при движении порожнего опытного вагона-хоппера по прямому участку пути со скоростью 120 км/ч. Из рисунка видно, что минимальный коэффициент запаса устойчивости KUP1 = 2.1, который рассчитан с использованием вертикальных сил (P1 и P2), замеренным с помощью предлагаемой схемы, выше более чем на 30 % минимального коэффициента запаса устойчивости KU1 = 1.6, рассчитанного по вертикальным силам (V311 и V312), замеренным с использованием стандартной схемы.

Таблица 2

Результаты тарировки вертикальных и поперечной сил

Процесс	Вертикальная, 15,3 кН	Поперечная, 29,0 кН	Продольная, экстренное торможение
V311	0,846 В	0,175 В	-0,427 В
V312	0,818 В	0,231 В	-0,722 В
VP1	0,303 В	0,067 В	-0,025 В
VP2	0,318 В	0,137 В	-0,059 В
H31	-0,016 В	1,79 В	0,051 В

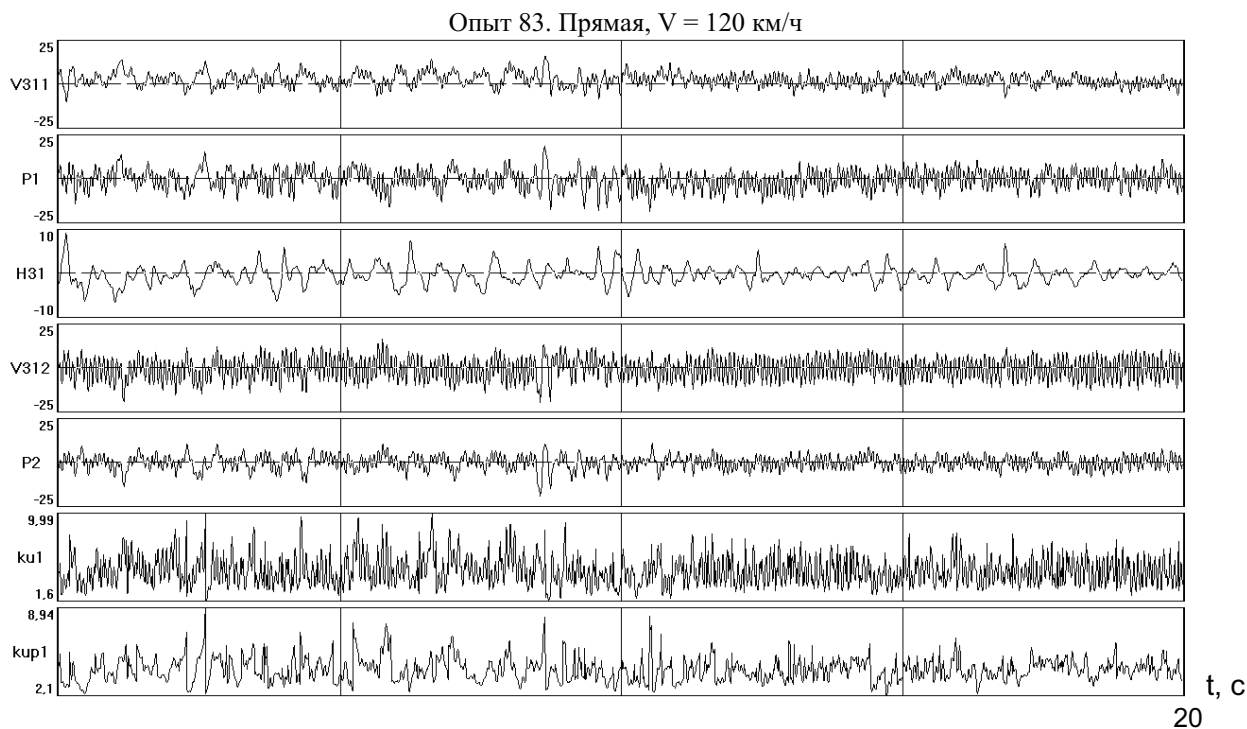


Рис. 4. Осциллограммы замеренных в кН вертикальных (V311, V312, P1, P2) и горизонтальной (H31) сил, а также расчетные коэффициенты запаса устойчивости (KU1, KUP1)

Результаты статистической обработки с доверительной вероятностью 0,95 вертикальных сил, записанных при помощи стандартной (Кдв) и предлагаемой (Кдвп) схем измерения, при движении опытного вагона по прямым участкам пути приведены на рисунках 5 и 6.

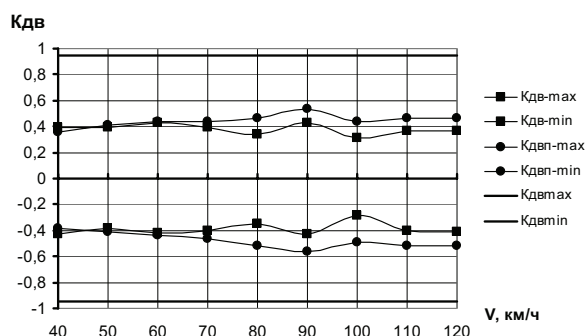


Рис. 5. Зависимости Кдв и Кдвп от скорости левого колеса первой оси по ходу движения хоппера-цементовоза

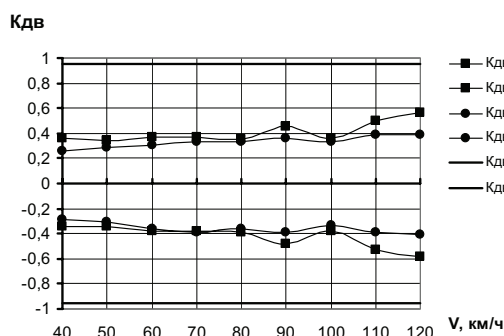


Рис. 6. Зависимости Кдв и Кдвп от скорости правого колеса первой оси по ходу движения хоппера-цементовоза

Также были получены законы распределения коэффициентов запаса устойчивости от схода с рельс KU1 и KUP1, характерные из которых приведены на рис. 7. Из рисунка видно, что процесс KUP1 более узкополосный чем KU1, что существенно при определении минимального коэффициента запаса устойчивости. Кроме того, процесс KUP1 ближе к нормальному закону распределения, чем процесс KU1.

На основании анализа результатов статистической обработки измеренных вертикальных и горизонтальных сил, а также полученных расчетным путем коэффициентов запаса устойчи-

вости от схода с рельсов можно сделать следующие выводы:

1) при измерении вертикальных сил в тележках грузовых вагонов с помощью стандартной измерительной схемы коэффициенты вертикальной динамики получаются завышенными, а коэффициенты запаса устойчивости вагона — заниженными. Особенно это проявляется при испытаниях порожних грузовых вагонов;

2) измерение вертикальных сил с помощью предлагаемой измерительной схемы позволяет более достоверно оценивать динамические качества грузовых вагонов, а также делать более обоснованные заключения о допустимых скоростях и безопасности движения грузового подвижного состава на железных дорогах стран СНГ.

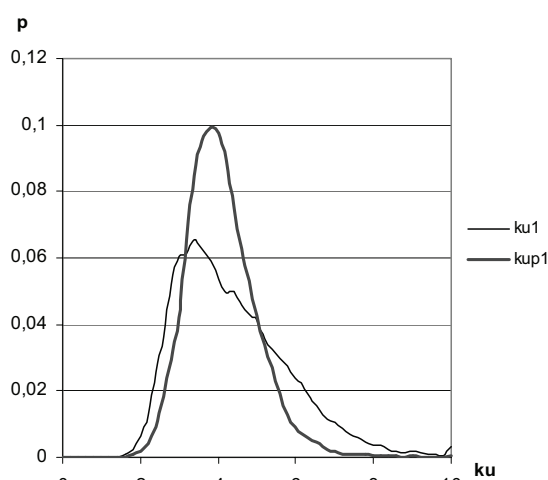


Рис. 7. Законы распределения коэффициентов запаса устойчивости KU1 и KUP1 для набегавшей оси при движении вагона-хоппера по прямой со скоростью 120 км/ч

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. РД 24.050.37.95 Вагоны грузовые пассажирские. Методы испытаний на прочность и ходовые качества [Текст]. — М.: ГосНИИВагоностроения, 1996.
2. Пасичник, С. С. Выбор рациональных схем расположения тензорезисторов на боковине тележки для измерения вертикальных сил [Текст] / С. С. Пасичник // Техническая механика. — 2004. — № 1. — С. 116-119.

Поступила в редколлегию 21.07.2009

ВЛИЯНИЕ НАКЛОНА КУЗОВА ВАГОНА ПРИ ДВИЖЕНИИ ПО КРИВЫМ УЧАСТКАМ ПУТИ НА ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ КОЛЕС С РЕЛЬСАМИ

У статті наведено інформацію щодо розрахункових сил взаємодії в системі «колесо-рейка» при русі вагона по кривих ділянках колії зі швидкістю до 160 км/год та прогнозується зміна зносу коліс.

В статье приведена информация о расчетных силах взаимодействия в системе «колесо-рельс» при движении по кривым участкам пути со скоростью до 160 км/ч и прогнозируется изменение износа колес.

In the article the information on calculated forces of interaction in the system "wheel-rail" is presented at movement on curve sections of a track with a speed less than 160 km/h and the change of wear of wheels is predicted.

Предельно допустимые возвышения наружного рельса в кривых, принятые на отечественных железных дорогах, не позволяют поднимать скорости движения из-за ограничений по непогашенному ускорению. Эта проблема может быть решена путем оборудования поездов устройствами для наклона кузова [1, 2].

Системы для наклона кузова применяются на большинстве современных пассажирских железнодорожных транспортных средствах, в первую очередь на новейших высокоскоростных поездах и в пригородном сообщении. Их эволюция происходит в направлении усовершенствования механических схем, обеспечивающих наклон кузова, совершенствовании силового привода путем перехода от гидравлического к электромеханическому. Параллельно разрабатываются электронные системы управления, обладающие большей отказоустойчивостью и эффективностью.

В научно-технической литературе информации о динамике вагонов с наклоняемыми кузовами недостаточно и, прежде всего, относительно сил взаимодействия колес с рельсами. В [3] отмечается, что оборудование вагона механизмом наклона кузова ухудшает динамику движения в прямых участках пути, а именно – увеличивается боковая качка вагонов. Кроме того, наклон кузова приводит к взаимному смещению центров масс экипажных частей, что может влиять на их динамические показатели.

В данной работе преследовалась следующая цель: исследовать влияние наклона кузова вагона на силы взаимодействия в системе «колесо-рельс» при движении по кривым, оценить изменение износа колес при различных конструкциях механизмов и устройств, реализующих этот наклон.

Как отмечается в научно-технической литературе по данной тематике, поворот кузова лучше всего осуществлять относительно продольной оси симметрии вагона, размещенной на высоте центра масс пассажиров, чтобы обеспечить для них наиболее комфортные условия. Однако координата центра масс пассажиров по высоте является величиной переменной, т.к. зависит от типа вагона (спальный, пригородного сообщения с сидячими местами, двухэтажный и др.). Кроме того, у каждого пассажира расположение центра масс индивидуальное (например, у детей и взрослых). Следовательно, координата центра масс пассажиров является случайной величиной. Все это влечет за собой либо увеличение номенклатуры конструкций механизмов поворота кузова, либо необходимость в их настройке в зависимости от типа вагона.

В связи с этим конструкторы предпочитают размещать продольную ось поворота кузова по высоте не в самом центре масс системы «кузов – пассажиры», а вблизи него.

По месту расположения продольной оси кузова относительно общего центра масс, механизмы поворота можно разделить на два типа.

К первому типу отнесем механизмы, реализующие повороты кузова вокруг продольной оси, размещенной ниже общего центра масс. Они могут быть реализованы, например, с помощью пневматических рессор. Под воздействием центробежной силы кузов отклоняется (заваливается) наружу кривой, принуждая увеличивать угол поворота (внутрь кривой), реализуемый механизмом наклона кузова. Применение пневматических рессор, жесткость которых поддается регулированию, позволяет предотвратить заваливание кузова. Более того, воз-

можно реализация наклона кузова внутрь кривой на угол до 4° . Такая система получила название «гибридной» и получила воплощение на японских поездах с принудительным наклоном кузова и активным пневматическим рессорным подвешиванием [4, 5].

Ко второму типу устройств отнесем механизмы, осуществляющие повороты кузова вокруг продольной оси, размещенной выше центра масс. Такие устройства содержат роликовые опоры кузова на тележки, которые перемещаются по направляющим, выполненным в виде дуг окружностей и размещенных на раме тележки. Известны также устройства второго типа, конструкция которых подобна люлечному подвешиванию вагонов. В последнем случае наблюдаются вертикальные перемещения координаты продольной оси поворотов кузова, приводящие к поперечным смещениям общего центра масс системы «кузов-пассажиры». Это перераспределяет нагрузки от колес на наружный и внутренний рельсы, изменяя направляющие силы, действующие на гребни колес, углы набега гребней, их износ и прокат колес. Количественные оценки этих изменений в научно-технической литературе освещены недостаточно.

В связи с этим нами исследовано влияние наклона кузова на рабочие свойства системы «колесо - рельс».

Исследование производилось путем математического моделирования с использованием компьютерных технологий. Рассмотрено установившееся движение по кривым обобщенного экипажа вагона, имеющего нелинейные характеристики связей рам тележек с кузовом и буксами, пневматическое рессорное подвешивание во второй ступени, опорно-рамную подвеску тяговых электродвигателей (у моторного вагона), устройства для наклона кузова различной конструкции. Силы в контактах поверхностей качения колес с рельсами находились по нелинейной модели крипа или сухого трения [6].

Исследование показало, что наклон кузова не оказывает заметного влияния на распределение вертикальных сил между наружным и внутренним рельсами, если центр поворота кузова совпадает с центром масс системы «кузов-пассажиры». Смещение же продольной оси поворота вверх или вниз от центра масс вызывает поперечные отклонения центра масс.

Первый тип устройств смещает центр масс внутрь кривой, а второй тип смещает его наружу кривой. При этом изменяются вертикальные нагрузки от колес на рельсы, а вместе с ними

изменяются силы трения (крипа) в контактах колес с рельсами.

Направляющая сила, действующая на гребень колеса, набегающего на рельс, определяется по известной зависимости

$$Y_n = Y_b \pm F_{тр}$$

где Y_b – боковая сила, действующая от колеса, на рельс, вызывая его упругое отжатие; $F_{тр}$ – поперечная составляющая силы трения на поверхности качения этого же колеса.

У двухосных тележек со шкворнем, размещенным в середине рамы, полюс поворота находится позади передней колесной пары. Поэтому знак перед $F_{тр}$ будет положительным, т.е. уменьшение нагрузки на набегающее колесо приведет к уменьшению направляющей силы, а увеличение ее – к соответствующему увеличению этой силы у систем наклона кузова первого и второго типов. Следовательно, можно ожидать соответствующих изменений износа гребня этого колеса, поскольку он прямо пропорционален направляющей силе (рис. 1).

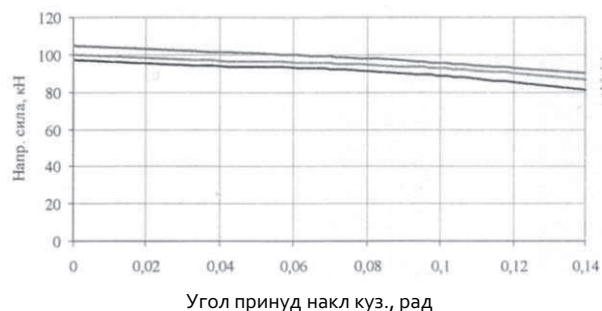


Рис. 1. Зависимость направляющей силы, действующей на гребень колеса, катящегося по наружному рельсу кривой радиусом: 1 – 1000 м, 2 – 650 м, 3 – 350 м, - от угла наклона кузова; скорость движения 160 км/ч; механизм наклона первого типа

Исследование показало, что при первом типе устройств для наклона кузова уменьшение износа гребня набегающего колеса снижается в сравнении с экипажем без наклона кузова, но в меньшей мере, чем ожидалось. Это объясняется тем, что одновременно увеличивается угол перекоса тележки в колесе, составляющий основную долю угла набега гребня на рельс (рис. 2). Этот угол возрастает в связи с тем, что увеличение угла наклона кузова приводит к уменьшению непогашенного ускорения соответствующей центробежной силы, передающейся через шкворень на тележку. При этом снижается эффект от наблюдаемого уменьшения направляющих сил.

Моделирование показало, что износ гребня направляющего колеса экипажа снижается при использовании механизмов первого типа, смещающих центр масс системы «кузов-пассажиры» внутрь кривой (рис. 3). Эта особенность свойственна механизму наклона кузова на основе пневморессор.

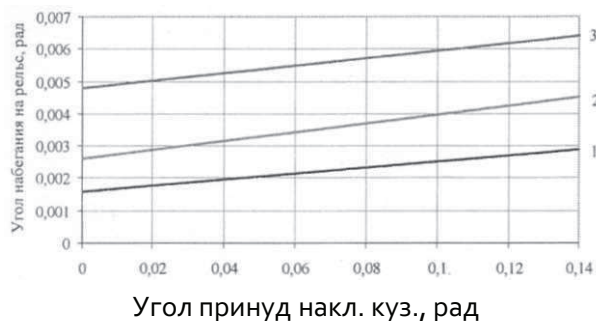


Рис. 2. Зависимость угла набегания гребня колеса, катящегося по наружному рельсу кривой радиусом: 1 - 1000 м, 2 - 650 м, 3 - 350 м, от угла наклона кузова; скорость движения до 160 км/ч

Исследование влияния на процесс взаимодействия направляющих колес экипажа оборудованного устройствами для наклона кузова второго типа с рельсами выявило следующие особенности. Центр масс системы «кузов-пассажиры» смещается в поперечном направлении наружу кривой, что увеличивает вертикальные нагрузки от колес на наружный рельс.

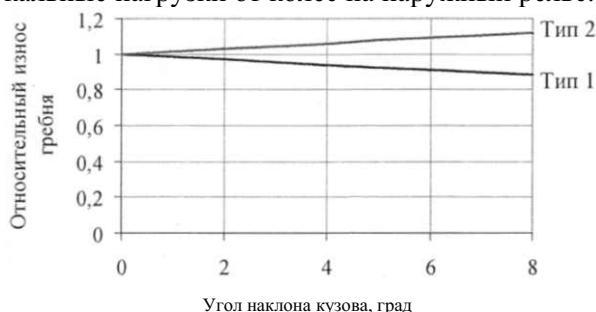


Рис. 3. Зависимость износа гребня колеса от угла наклона кузова для механизмов наклона первого и второго типа

В результате этого возрастают направляющие силы, действующие на гребни набегающих колес экипажа. Углы набегания этих гребней на рельсы изменяются также как и при устройствах для наклона кузова первого типа. Исследование показало, что при реализации наклона кузова посредством механизмов второго типа, смещающих центр масс системы наружу кривой, износ гребней при тех же условиях будет больше, чем у вагона без наклона кузова, другими словами, он имеет тенденцию к росту пропорционально увеличению угла наклона кузова (см. рис. 3).

Оценка износа поверхности качения колеса в кривых участках пути по «фактору износа» показала, что прокат колес изменяется пропорционально величине смещения центра масс системы.

Выводы

1. Проведен анализ наиболее характерных конструкций механизмов, осуществляющих наклон кузова вагона в кривых участках пути, который позволил разделить их на два типа, у первого из которых продольная ось поворота (наклона), кузова размещена ниже центра масс системы «кузов-пассажиры», а у второго она расположена выше этого центра масс.

2. При наклонах кузова наблюдается смещение центра масс системы «кузов-пассажиры» в поперечном направлении у первого типа устройств внутрь кривой, а у второго типа наружу кривой.

3. Поперечные смещения центра масс системы «кузов-пассажиры» приводит к перераспределению нагрузок на наружный и внутренний рельсы кривой: при первом типе устройств наружный рельс разгружается, а при втором типе – догружается до 11 % при угле наклона 8°.

4. Конструктивно механизмы первого типа содержат пневматические рессоры в центральной ступени, а механизмы второго типа содержат опорные ролики, размещаемые в дугообразных направляющих, установленных между кузовом и тележкой, либо содержат устройства типа люлечного подвешивания вагонов.

5. Механизмы первого типа, осуществляющие поворот кузова путем изменения давления или количества воздуха в правой и левой группах рессор с помощью multifunctional клапанов (или других устройств). Они незначительно усложняют конструкцию экипажа, но угол принудительного наклона, который можно реализовать, не превышает 4° по условиям надежной работы автосцепных устройств.

6. Механизмы второго типа, содержащие опорные ролики или выполненные по типу люлечного подвешивания вагонов в большей мере усложняют конструкцию экипажей, но позволяют получить угол наклона кузова до 8°.

7. Исследование показало, что в целом наклон кузова в кривых не приводит к существенным изменениям направляющих сил, действующих от боковой грани рельса на гребень колеса, а, следовательно, и его износа, который при самых больших углах наклона кузова из-

меняется в пределах 9 % при движении со скоростями до 160 км/ч.

8. Боковые силы, вызывающие упругие отжатая наружного рельса в кривых, изменяются в зависимости от поперечной составляющей силы трения колеса по внутреннему рельсу: смещение центра масс внутрь кривой приводит к увеличению боковой силы, а наружу к ее уменьшению.

9. В большей мере это увеличение боковых сил наблюдается у первого типа механизмов вследствие того, что у них смещение центра масс системы «кузов-пассажиры» происходит в направлении от центра кривизны пути наружу кривой, когда перегружается внутренний рельс.

10. Таким образом, выбор типа механизма для наклона кузова вагона в кривых в процессе проектирования экипажной части решается конструктором с учетом технологических возможностей производства.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Корниенко, В. В. Высокоскоростной электрический транспорт. Мировой опыт [Текст] / В. В. Корниенко, В. И. Омеляненко. – Х.: НТУ «ХПИ», 2007. – 159 с.

2. Поезда с наклоняемыми кузовами для скоростного пассажирского движения [Текст] / В. И. Омеляненко и др. // Локомотив-информ. – Х.: Техностандарт, 2008. – № 5. – С. 12-17.
3. Zolotas, A. C. A Comparison of Tilt Control Approaches for High Speed Railway Vehicles [Текст] / A. C. Zolotas, R. M. Goodall, G. D. Halikiast // Proc. ICSE 2000, Coventry, UK. – vol. 2 (2000), September. – P. 632-636.
4. Маслиев, В. Г. К вопросу о выборе системы управления наклоном кузова скоростного подвижного состава [Текст] / В. Г. Маслиев, Д. И. Якунин // Східноукр. нац. ун-т ім. В. Даля. – Луганськ, 2008. – № 5 (123). – С. 33-36.
5. A control method for hybrid tilting system using tilting beams and air spring inclination [Текст] / S. Kamoshita et al. // QR of RTRI. – Vol. 48, No. 1. – Feb 2007.
6. Некоторые результаты компьютерного моделирования динамики перспективного подвижного состава [Текст] / В. Г. Маслиев и др. // Східноукр. нац. ун-т ім. В. Даля. – Луганськ, 2007. – № 8 (114). – С. 31-34.

Поступила в редколлегию 28.08.2009

Наукове видання

В І С Н И К

**Дніпропетровського
національного університету залізничного транспорту
імені академіка В. Лазаряна**

Випуск 30

Українською, російською та англійською мовами

Відповідальний за випуск *І. П. Корженевич*
Комп'ютерна верстка *В. В. Кузьменко*

Статті в збірнику друкуються в авторській редакції

Здано до набору 28.09.2009. Підписано до друку 28.09.2009. Формат 60×84 1/8.
Папір офсетний. Друк офсетний. Умов. друк. арк. 30,46.
Обл.-вид. арк. 31,86. Тираж 100 прим. Зам. № 1132. Вид. № 81.

Видавництво Дніпропетровського національного університету залізничного
транспорту імені академіка В. Лазаряна. ДК № 1315 від 31.03.2003

Адреса видавництва та дільниці оперативної поліграфії:
49010, Дніпропетровськ, вул. Лазаряна, 2, www.ditrvv.dp.ua