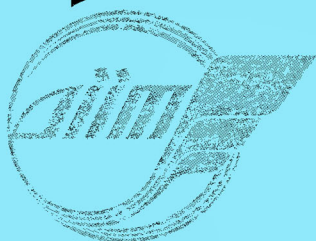


06
259

МІНІСТЕРСТВО ТРАНСПОРТУ ТА ЗВ'ЯЗКУ УКРАЇНИ



ВІСНИК

Дніпропетровського національного
університету залізничного транспорту
імені академіка В. Лазаряна

Випуск 8

Дніпропетровськ
2005

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 8

Дніпропетровськ
2005

Редакційна колегія:

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

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

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

Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна. – Вип. 8. – Д.: Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна, 2005. – 184 с.

Статті присвячені рішенням актуальних питань залізничного транспорту.
Вісник становить інтерес для працівників науково-дослідних організацій, викладачів вищих навчальних закладів, докторантів, аспірантів, магістрантів і інженерно-технічних працівників.
Статті присвячені вирішенню актуальних питань залізничного транспорту.
Вісник представляє інтерес для працівників науково-дослідницьких організацій, викладачів вищих навчальних закладів, докторантів, аспірантів, магістрантів і інженерно-технічних працівників.

Содержание

Рухомий склад і тяга поїздів

1. *Басов Г.Г., Гундарь В.П., Яцко С.И., Романенко О.В.*
Разработка идентификационной системы сбора,
учета, обработки и анализа показателей технической
эксплуатации электропоездов..... 7
2. *Басов Г.Г., Найш Н.М., Мищенко Н.П., Гундарь В.П.,
Сидоров Н.П.*
Динамические ходовые испытания электропоезда ЭПЛ9Т 12
3. *Блохин Е.П., Бондарев А.М., Горобец В.Л., Кривчиков А.Е.,
Чумак В.В., Ягода Д.А.*
Результаты ударных испытаний магистрального
электровоза ДС-3 16
4. *Блохин Е.П., Коротенко М.Л., Грановский Р.Б., Чумак В.В.,
Гаркави Н.Я., Дзичковский Е.М.*
Особенности колебаний электровозов, имеющих
подвешивание тягового привода класса II 21
5. *Блохин Е.П. Плехотник В.Н., Савчук О.М., Заболотный А.Н.,
Бубнов В.М., Кабачный В.П.*
О некоторых результатах испытаний поглощающего
аппарата эластомерного типа разработки ДИИТа..... 23
6. *Блохин Е.П., Черкашин Ю.М., Манашкин Л.А., Коротенко М.Л.,
Мямлин С.В., Грановский Р.Б., Горобец В.Л.,
Гаркави Н.Я., Федоров Е.Ф.*
Определение по результатам ходовых испытаний
усталостной прочности несущих конструкций
железнодорожных вагонов 26
7. *Бубнов В.М., П. Кумар, Богомаз Г.И., Соболевская М.Б.,
Цыбульский В.М., Хрущ И.К.*
Оценка параметров вагона-цистерны
для железных дорог Индии 35
8. *G. Bureika, R. Subačius*
Matematical model of Dynamic Interaction between
Wheel-set and rail Track..... 39

9. Колесов С.Н.
Влияние природы материалов на основные динамические
параметры контактной подвески и на ее взаимодействие
с токоприемником..... 4:
10. Колесов С.Н. Клименко Н.В.
Улучшение динамических характеристик токоприемников...067
11. Коротенко М.Л., Заболотний О.М., Недужа Л.О.,
Нестеренко Н.М., Ягода Д.О.
Експериментальне дослідження зносу бандажів
електровозів ВЛ11м з різними профілями 53
12. Кравец В.В.
Алгоритм определения гироскопических сил
и моментов при взаимодействии колесной пары
скоростного экипажа и рельса 58
13. Кравец В.В., Кравец Е.В.
Аэродинамика частично перекрытого межвагонного
пространства скоростного поезда 61
14. Манашкин Л.А., Мямлин С.В.
Поглощающий аппарат с переменной массой рабочего тела .. 70
15. Науменко Н.Е., Хижа И.Ю., Богомаз Е.Г., Горобец Д.В.
Оценка эффективности использования элементов защиты
конструкций локомотивов и вагонов пассажирских поездов
при аварийных соударениях 79
16. Нестеренко В.И.
Экспериментальное определение динамических параметров
тягового привода транспортного средства..... 86
17. Панасенко В.Я., Клименко И.В.
К вопросу модернизации тормозной рычажной передачи
электровоза ДСЗ 88
18. Савоськин А.Н., Ляпушкин Н.Н.
Кинетика процесса сцепления колесо-рельс..... 94
19. Савоськин А.Н., Сердобинцев Е.В., Крушев С.Д., Званцев П.Н.
Исследование сцепных свойств вагона электропоезда
на четырёх одноосных тележках 97

20. *Самсонкин В.Н.*
Системный подход в проблеме управления
безопасностью движения 103
21. *Урсуляк Л.В., Железнов К.И.*
Новый подход к решению задачи о моделировании
продольной динамики и поступательного движения поезда . 109
22. *Ушкалов В.Ф., Ромен Ю.С., Заверталюк А.В., Рубан В.И.*
К вопросу о влиянии продольных усилий, действующих
на боковую раму тележки грузового вагона, на показатели
его вертикальной динамики 114
23. *B. Fisher, R. Menssen, O. Markova, H. Kovtun.*
Design Simulation to Pass Tests for Acceptance as Defined
in pren14363 or UIC518 117
24. *Е.Н.Шапран*
Удосконалення систем керування тяговими електродвигунами
тепловозів..... 124

Ремон і експлуатація транспортних засобів

25. *Будниченко В.Б.*
Концепція гальмівного керування трамвайного вагона 152
26. *Вещева Н.Е., Шалаева Т.А.*
Классификаторы предпосылок и причин железнодорожных
транспортных происшествий..... 136
27. *Дмитриев Д.В.*
Автоматизированная диагностика механической части
пассажирских вагонов в ходе их обычной эксплуатации..... 13:
28. *Комаров С.В., Воскобойник В.Э., Зайцев А.Н., Новиков В.Ф.*
Разработка стенда для контроля и диагностики технического
состояния аккумуляторов..... 144
29. *Мойкин Д.А.*
Определение браковочных характеристик и влияние
повреждений на работоспособность вагонов-цистерн 149

Залізнична колія

30. Жулай Ю.А., Дзоз Н.А., Задонцев В.А., Бурылов С.В., Новиков В.Ф.
Возможность очистки путевой структуры
пульсирующими и кавитирующими струями воды
при движении подвижного состава..... 153
31. Иванов П.С., Лесун А.Ф., Букин М.Н., Петров А.А., Чурашов О.А.,
Шулепова Н.Г., Зайцев Н.И., Родионов А.В.
Классификация дефектов рельсов..... 158
32. Ильман В.М., Разумов С.Ю.
К контактной задаче при установившемся качении 163
33. Рыбкин В.В., Татуревич А.П., Сова С.Н.
Результаты исследований по установлению условий
обращения электровоза ДСЗ-001 на сети железных дорог 168
34. Старченко В.Н., Буряк В.Г.
Динамическая контактная задача о взаимодействии
колеса с рельсом..... 192
35. Титова Т.М.
Резервы повышения качества рельсов.
Совершенствование технологии микролегирования
рельсовой стали..... 178

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

УДК 629.423.62-192

Г.Г. БАСОВ, канд. техн. наук (Луганск)

В.П. ГУНДАРЬ, нач. испытательного центра (Луганск)

С.И. ЯЦКО, канд. техн. наук, доцент (УкрГАЗТ)

О.В. РОМАНЕНКО, магистр (Луганск)

РАЗРАБОТКА ИДЕНТИФИКАЦИОННОЙ СИСТЕМЫ СБОРА, УЧЕТА, ОБРАБОТКИ И АНАЛИЗА ПОКАЗАТЕЛЕЙ ТЕХНИЧЕСКОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ ЭЛЕКТРОПОЕЗДОВ

У статті наведена система обліку, обробки й аналізу показників технічної експлуатації і надійності рухомого складу.

В статье представлена разрабатываемая система учета, обработки и анализа показателей технической эксплуатации и надежности подвижного состава.

The developed system of the account, processing and the analysis of parameters of operational exploitation and serviceability of a rolling stock are presented in the article.

Актуальность проблемы

Перспективой развития железнодорожного транспорта Украины является создание экономических систем с высоким уровнем безопасности и таких, которые обладают соответствующим уровнем качества и надежности. Реализация данных требований обуславливает необходимость разработки и внедрения в производство и эксплуатацию автоматизированных систем управления качеством, одной из важнейших составных частей которых является диагностика и прогнозирование надежности. Это, в свою очередь, предопределяет создание эффективной системы сбора, хранения, обработки и анализа данных. Данная проблема предполагает решение задач разного уровня – от создания баз данных так называемых корпоративных информационных систем до создания локальных систем. В настоящее время данные системы интенсивно разрабатываются с использованием прогрессивных технологий и новейшего аппаратного и программного инструментария [1]. Это в полной мере относится и к железнодорожному транспорту, в частности, подвижному составу.

Постановка задачи

Особую актуальность данная задача приобретает при переходе от планово-предупредительной системы обслуживания и ремонта подвижного состава к системе обслуживания и ремонта по фактическому состоя-

нию.

Перспектива внедрения данного технического обслуживания и ремонта подвижного состава в значительной мере будет зависеть от возможности получения исчерпывающей и достоверной информации о состоянии оборудования и деталей каждого подвижного состава. Источником данной информации должны быть результаты анализа как статистической информации о неисправностях оборудования, так и результаты его диагностирования. В настоящее время имеющиеся системы сбора и обработки информации о состоянии подвижного состава не удовлетворяют поставленным целям [2]. Решение данной задачи видится в применении новых информационных технологий, обеспечивающих выполнение поставленной задачи системы учета и обработки информации.

Система учета и обработки информации о надежности подвижного состава

В настоящее время ОАО ХК «Лугансктепловоз» совместно с кафедрой железнодорожного транспорта ВЛУ им. В.Далы (Луганск) и УкрГАЗТ (Харьков) выполняют работу по созданию новой системы учета и обработки информации о надежности подвижного состава. На данном этапе с целью апробации принятых решений создается база данных «Экспресс» по электропоездам ЭПЛ2Т и ЭПЛ9Т (рис. 1). База данных ориентирована на работу в режиме диалога специалиста-технолога, отвечающего

за учет технической эксплуатации подвижного состава, и не требует от него знаний программирования. Создание такой системы сбора информации не требует дополнительных затрат, так как большинство крупных депо на сегодняшний день оборудованы компьютерной

техникой. Предполагается, что информация, хранящаяся в базе данных, позволит обеспечить своевременное обнаружение предотказного состояния системы, оборудования, узла, детали или агрегата электропоезда.

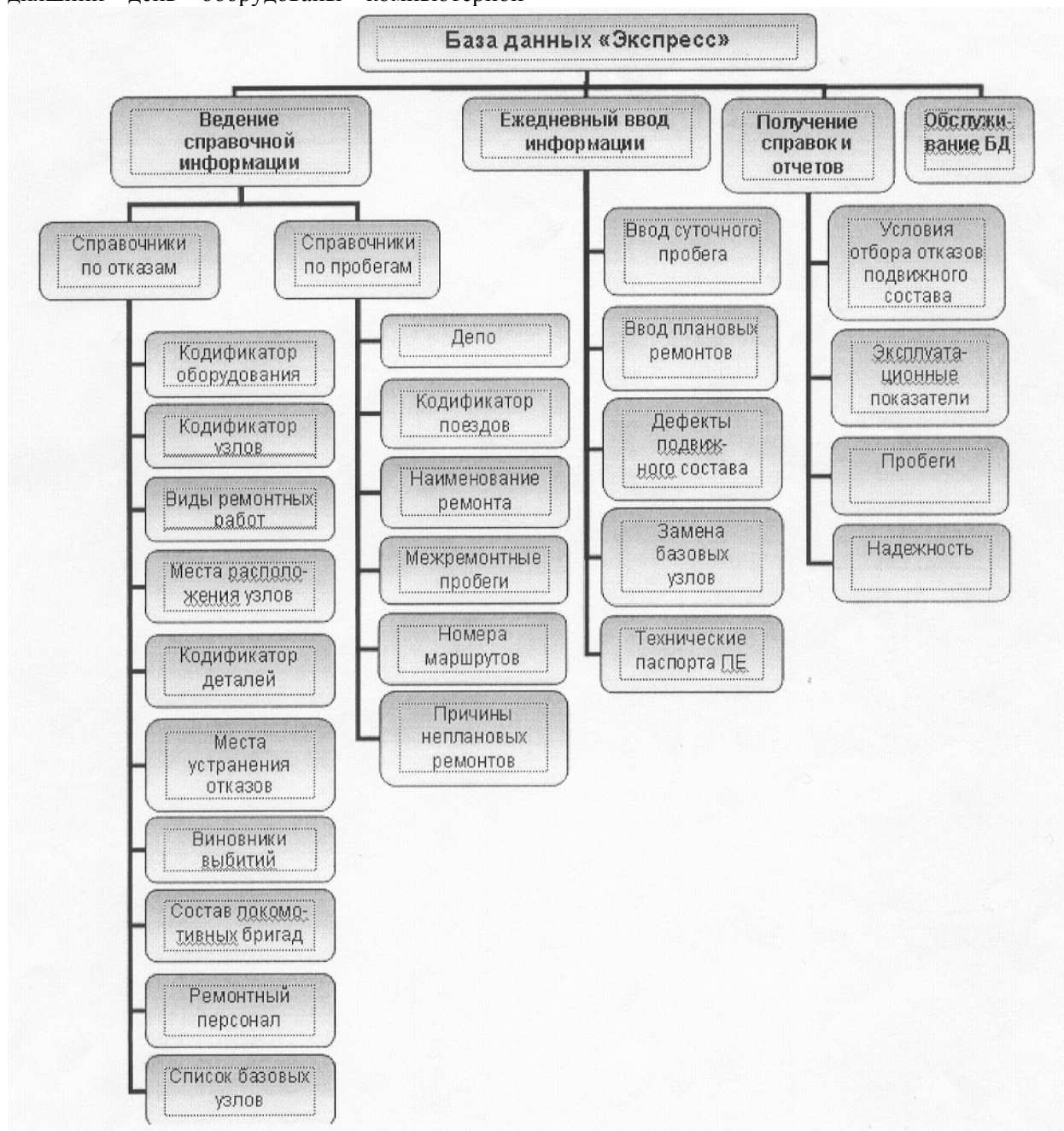


Рис. 1. База данных электронного учета отказов и пробегов ПЕ

На основе проведенных исследований и рекомендаций перечень контролируемых параметров системы значительно расширен.

Идентификационная система на оснащение и деталей по электропоездам «Экспресс» предназначена для ведения электронного учета показателей технической эксплуатации. База данных устанавливается в техническом отделе или

службе подвижного состава или непосредственно в ремонтно-эксплуатационных парках.

Использование идентификационной системы позволяет:

- выполнять автоматизированный ввод и редактирование данных по пробегам и отказам, о ремонтных работах, плановых и неплановых ремонтах подвижного состава;

- добавлять и редактировать, обрабатывать и хранить данные;
- формировать выборки по отказам для систем, узлов, конкретной подвижной единицы и для подвижных единиц одного типа в целом;
- выполнять разбиение отказов по подсистемам с определением процентного соотношения числа отказов по ним;
- строить диаграммы и графики, отражающие динамику возникновения отказов по узлам;
- определять показатели надежности по статистическим данным.

При внедрении систем диагностирования на подвижном составе, а также при переходе на систему обслуживания и ремонта по фактическому техническому стоянию оборудования необходимо решить задачу сбора, накопления и анализа статистической информации по отказам и неисправностям.

Сбор данных об отказах и пробегах электропоездов выполняется непосредственно из первичных документов (бортовых журналов и журналов замен оборудования). Как правило, первичная статистическая информация об отказах электропоездов отличается неточностью формулировок, а также часто в ней содержится описание последствий и признаков отказа вместо наименования отказавшего узла или детали и характера их повреждения. В связи с этим необходим тщательный анализ и изучение такой информации и приведении ее к необходимому виду. Эффективная эксплуатация базы данных требует определения общих принципов систематизации данных о неисправностях (отказах) подвижного состава.

Для реализации системы необходимо разработать единые для каждой серии подвижного состава классификаторы систем, оборудования, деталей, отказов и т.д. В основу разрабатываемой методики положена классификационная схема, построенная по принципу структурного деления сложных схем на части.

При таком подходе в первую очередь описываются все депо. Каждое депо характеризуется своим названием и уникальным кодом. Это позволяет проводить анализ надежности оборудования электропоездов, принадлежащих разным депо, и как следствие – проводить сравнительный анализ отказов подвижного состава по всей железной дороге.

Затем необходимо описать каждый подвижной состав. Он характеризуется номером, типом подвижного состава и принадлежностью к депо. Каждому электропоезду присваивается свой позиционный код. В информации о нем

описываются его вагоны. В зависимости от исходной информации ПЕ может иметь любое количество номеров единиц (вагонов). Ввод данных по поездом осуществляется в следующей форме (рис. 2.).

Код	Наименование	Сокращенное
01	Головной	Г
02	Моторный	М
03	Прицепной	П
04	Моторный	М
05	Прицепной	П
06	Моторный	М

Рис. 2. Кодификатор подвижных единиц

Это позволит производить анализ эксплуатационных характеристик и надежности по каждой подвижной единице и при необходимости по каждому вагону указанного пользователем электропоезда.

Для проведения полного анализа надежности подвижного состава предполагается следующее структурное деление:

1. **Кодификатор оборудования.** Все оборудование ПЕ делится на несколько видов. Каждому виду оборудования ПЕ присваивается отдельный код. Наличие данного кодификатора позволяет получать справки и отчеты по надежности каждого вида оборудования.

Кодификатор узлов. Кодификатор используется для подготовки информации по надежности узлов.

Кодификатор мест расположения узлов. Программа создает типовой кодификатор мест деталей. Можно внести изменения в любое название или удалить код. Кодификатор используется для контроля вводимой информации об отказах деталей (узлов). Создание данного кодификатора необходимо при наличии на ПЕ узлов (деталей) одинакового наименования.

Кодификатор видов ремонтных работ. Программа создает типовой кодификатор ремонтных работ. Можно внести изменения в любое название или удалить код. Кодификатор используется для контроля вводимой информации, расчета трудозатрат и стоимости работ по устранению отказов, а также для подготовки справок и отчетов по количеству замен деталей

(или других работ, выполняемых на подвижном составе).

Кодификатор деталей. Чтобы создать кодификатор деталей ПЕ, необходимо из всех деталей ПЕ отобрать те детали, по которым Вы желаете вести учет отказов. Деталь может быть включена в кодификатор, если она может быть отдельно заменена на ПЕ. В качестве детали можно записать агрегат (узел), если он может быть отдельно заменен на ПЕ. Включение таких агрегатов в кодификатор обязательно.

При вводе кода детали необходимо указать, к какому виду оборудования или агрегата она относится. Поле "Коды мест" заполняется при наличии на ПЕ одинаковых деталей (тележка задняя, тележка передняя), в остальных случаях в графе проставляется 0. Графа "Коды работ" заполняется при необходимости вести учет выполненных ремонтных работ, иначе в ней достаточно записать код 0.

6. Кодификатор причин отказов деталей. Необходимо определить, какие виды отказов имеются на подвижном составе, который эксплуатируются в Вашем парке. Каждому виду отказа присвойте код. Типовыми видами отказов являются: пробой изоляции, механический износ, старение, ослабление крепления, коррозия и т.д. Кодификатор используется для подготовки справок и отчетов о причинах отказов узлов.

7. Кодификатор мест устранения дефектов. Программа создает типовой кодификатор мест устранения дефектов. Вы можете изменить название любого кода либо дополнить его. Кодификатор используется для контроля вводимой информации об отказах узлов и подготовки справок и отчетов о количестве восстановлений ПЕ, выполненных при ТО и т.д.

8. Кодификатор виновников выбытий. Программа создает типовой кодификатор виновников выбытий. Кодификатор используется при подготовке информации о количестве выбытий по каждому виновнику.

9. Состав локомотивных бригад. База данных хранит информацию о составе бригад в следующем виде: табельный номер, класс, номер бригады, номер подвижной единицы, закрепленной за бригадой.

Список бригад заполняется в случае необходимости вести учет отказов ПЕ по бригадам.

10. Ремонтный персонал. База данных хранит информацию о ремонтном персонале в следующем виде: табельный номер слесаря, разряд слесаря, номер бригады.

Список слесарей заполняется при необхо-

димости вести учет выполненных работ каждым слесарем и для расчета коэффициента трудового участия.

11. Кодификатор видов выбытий. Программа создает типовой кодификатор видов выбытий. Вы можете изменить название любого кода или дополнить его другими кодами.

12. Список базовых узлов. Программа создает типовой кодификатор базовых узлов.

Для ведения учета по пробегам подвижных единиц необходимо описать следующие данные:

1. *Наименование ремонтов.* Кодификатор используется для контроля ввода, подготовки справок и отчетов о выполненных плановых ремонтах.

2. *Номера маршрутов.* С помощью данной программы Вам необходимо записать все номера маршрутов, которые обслуживаются Вашим парком.

3. *Межремонтные пробеги.* Программа создает типовой кодификатор межремонтных пробегов. Здесь имеются следующие поля: тип ПЕ, Код ремонта, Нормированный пробег, Время работы.

4. *Причины неплановых ремонтов.* Программа создает типовой кодификатор видов неплановых ремонтов. Кодификатор используется для контроля ввода, подготовки справок и отчетов о выполненных неплановых ремонтах.

Предполагается ежедневный ввод следующих данных:

1. *Суточный пробег.* Программа предназначена для записи данных о суточном пробеге каждой ПЕ.

2. *Плановые ремонты.* Программа позволяет записать информацию о выполненных плановых ремонтах. В базе данных, которую создает программа, запоминается номер ПЕ, код ремонта, дата постановки и дата выхода ПЕ из ремонта.

3. *Неплановые ремонты.* Программа позволяет записать информацию о выполненных неплановых ремонтах. В базе данных, которую создает программа, запоминается номер ПЕ, код ремонта, дата постановки и дата выхода ПЕ из ремонта.

4. *Дефекты подвижного состава.* Программа ввода дефектов ПЕ позволяет записать информацию об отказах (неисправностях) ПЕ и ремонтных работах, выполненных на ПЕ. Количество вводимой информации определяется пользователем при запуске пакета программ в эксплуатацию и в процессе эксплуатации может быть увеличено или уменьшено.

5. *Замена базовых узлов.* Программа позволяет записать в базу данных информацию о перестановках узлов ПЕ, имеющих индивидуальные номера (назовем их базовыми узлами). Ведение учета замен узлов позволит Вам получать любую информацию о заменах базовых узлов. Например, возможно получение информации о работе узла с начала его эксплуатации, или получение информации о распределении причин отказа узла и распределении пробега единицы оборудования (детали) на ПЕ от замены до замены.

Представленная выше система учета и обработки информации о надежности подвижного состава является открытой и допускает корректировки и дополнения. В настоящее время данная система проходит апробацию в ходе проведения эксплуатационных испытаний электропоездов ЭПЛ2Т и ЭПЛ9Т производства ОАО ХК «Лугансктепловоз».

Выводы

Представлен один из возможных вариантов системы учета и обработки информации о на-

дежности подвижного состава. Данная система рассматривается авторами как составная часть автоматизированной системы управления качеством, внедрение которой создаст основу для перехода на систему обслуживания и ремонта подвижного состава по фактическому состоянию, позволит снизить затраты на обслуживание и ремонт с одновременным повышением их качества.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Кривуля Г.Ф., Мухайрат М., Калачева В.В. Проблемы проектирования баз данных корпоративных информационных систем // Інформаційно-керуючі системи на залізничному транспорті – 2000. – № 4. – С. 9-12.
2. Очкасов А.Б., Боднар Е.Б. Система учета и обработки информации о надежности локомотивов // Збірник наукових праць Київського університету економіки і технологій транспорту. Серія „Транспортні системи і технологія». Вип.1-2. – К.: КУЕТТ. – 2003. – С. 136-137.

Г.Г. БАСОВ, канд. техн. наук, (Луганск)
 Н.М. НАЙШ, академик ТАН, (Луганск)
 К.П. МИЩЕНКО, академик ТАН, (Луганск),
 В.П. ГУНДАРЬ, начальник ИЦ (Луганск),
 Н.П. СИДОРОВ, вед. инженер-конструктор (Луганск)

ДИНАМИЧЕСКИЕ ХОДОВЫЕ ИСПЫТАНИЯ ЭЛЕКТРОПОЕЗДА ЭПЛ9Т

У статті наведені результати динамічних ходових випробувань електропоїзда ЕПЛ9Т в прямих і криволінійних ділянках колії. Визначено коефіцієнти горизонтальної і вертикальної динаміки, запасу стійкості від сходження колеса з рейки, а також горизонтальні і вертикальні прискорення в салонах вагонів. За рівнем динамічних показників встановлено умови обертання електропоїзда ЕПЛ9Т на залізницях.

В статье приведены результаты динамических ходовых испытаний электропоезда ЭПЛ9Т в прямых и криволинейных участках пути. Определены коэффициенты горизонтальной и вертикальной динамики, запаса устойчивости от схода колеса с рельса, а также горизонтальные и вертикальные ускорения в салонах вагонов. По уровню динамических показателей установлены условия обращения электропоезда ЭПЛ9Т на железных дорогах.

The results of the experimental investigation of dynamic performance of the electric train EPL9T was described. The range of exploitation velocities is appoint.

Динамические ходовые и по воздействию на путь испытания электропоезда ЭПЛ9Т были проведены в апреле-мае 2002 года на станциях Казатин-2, Попельная и перегонах Попельная – Бровки Юго-Западной дороги. Работа выполнена испытательным центром «Транссерв» ХК «Лугансктепловоз» совместно с путепытательной лабораторией ОНИЛ ДГУЖТ. На испытания был представлен опытный образец электропоезда ЭПЛ9Т-001 в основном исполнении восьмивагонной составности. Электропоезд ЭПЛ9Т предназначен для природного сообщения на электрифицированных участках железных дорог с шириной колеи 1520 (1524) мм при номинальном напряжении в контактной сети 25 кВ переменного тока с частотой 50 Гц. Сформирован электропоезд из двух головных вагонов (ГВ) по концам поезда, промежуточных моторных (МВ) и прицепных (ПВ) вагонов, располагаемых между головными. Предусмотрены также четырех-, шести-, десяти- и двенадцативагонные схемы составов; при этом количество моторных вагонов составляет 50 % от общего числа вагонов.

При ходовых испытаниях регистрация динамических процессов производилась на головном, моторном и прицепном вагонах. Поездки проводились с различными скоростями по прямым участкам пути, криволинейным участкам радиусом 300 и 600 м, а также на боковое направление стрелочных переводов типа Р65 марок 1/9 и 1/11.

Ниже приведены результаты динамических испытаний электропоезда ЭПЛ9Т по прямым и криволинейным в плане участкам пути, а также при движении на боковое направление стрелочных переводов как в порожнем, так и в состоянии максимальной загрузки.

Весовые характеристики вагонов приведены в табл.1.

Таблица 1

Масса (кг) опытных вагонов электропоезда ЭПЛ9Т

Тип вагона	Состояние загрузки вагонов	
	порожний	максимальная
ГВ	49630	71340
МВ	66020	86820
ПВ	45190	68790

1. Коэффициент запаса устойчивости от схода колеса с рельса

Коэффициент запаса устойчивости K_y от схода колеса с рельса является одним из основных показателей безопасности движения подвижного состава. Величины коэффициента устойчивости от схода колеса с рельса вычислялись по формуле:

$$K_y = \frac{tg\beta}{1 + \mu tg\beta} \cdot \frac{P_v}{H},$$

где H , P_v – поперечные и вертикальные компоненты взаимодействия колеса и рельса; μ – коэффициент трения между колесом и рельсом;

β – угол наклона гребня колеса к вертикали.

В соответствии с требованиями действующих нормативов [1, 2] минимально допустимая величина K_y составляет 1,4. Для оценки безопасности движения электропоезда ЭПЛ9Т, в отношении вкатывания гребнем колеса на головку рельса, сравнивались фактические наименьшие значения коэффициента устойчивости с допустимым нормативным значением.

1.1 Прямые участки пути

В табл. 2 приведены наименьшие фактические значения коэффициента K_y , полученные при движении электропоезда по различным участкам пути в порожнем и груженом состояниях. В диапазоне скоростей движения 40...140 км/ч электропоезда как в порожнем, так и в груженом состояниях по прямым участкам пути фактические наименьшие значения коэффициента запаса устойчивости удовлетворяют требованиям действующих нормативов, то есть безопасность от схода с рельсов обеспечена.

1.2 Кривые радиусом 600 м

Как видно из табл. 2, при движении электропоезда по криволинейным участкам пути радиусом 600 м со скоростями до 80 км/ч наименьшее значение коэффициента запаса устойчивости составляет 1,62 то есть безопасность движения обеспечивается.

1.3 Кривые радиусом 300 м

При движении электропоезда по кривым радиусом 300 м со скоростями до 60 км/ч фактическое наименьшее значение коэффициента запаса устойчивости составляет 1,42, что не меньше минимального нормированного значения и свидетельствует об обеспечении безопасности движения.

1.4 Стрелочные переводы

Как следует из табл. 2, при движении электропоезда на боковое направление стрелочных переводов со скоростью до 40 км/ч наименьшее замеренное значение коэффициента запаса устойчивости от схода с рельсов равно 1,45, то есть во всех рассмотренных случаях безопасность движения обеспечивается.

2 Коэффициент горизонтальной динамики

Оценка безопасности движения единиц подвижного состава в горизонтально-поперечном направлении производится по величине рамных сил H_p , допускаемая величина которых в нормативных документах определяется как

$$[H_p] = [K_{дг}] - P_{ст},$$

где $[K_{дг}] = 0,3$ – допускаемое значение коэффициента горизонтальной динамики для моторвагонного подвижного состава [2]; $P_{ст}$ – статическая нагрузка от колесной пары на рельс.

Таблица 2

Наименьшее значение коэффициента запаса устойчивости (K_y) от схода колеса с рельсов

Участок пути	Тип вагона	Состояние загрузки вагонов	
		порожний	груженный
Прямая	ГВ	1,61	1,76
	МВ	2,47	2,36
	ПВ	1,73	2,26
Кривая R=600	ГВ	1,62	1,64
	МВ	1,56	2,60
	ПВ	2,13	1,96
Кривая R=300	ГВ	1,86	1,42
	МВ	2,61	2,16
	ПВ	2,07	1,83
Стрелочный перевод типа Р65М 1/11	ГВ	1,75	1,45
	МВ	2,30	1,86
	ПВ	1,99	2,25
Стрелочный перевод типа Р65М 1/9	ГВ	1,73	1,78
	МВ	2,39	2,50
	ПВ	1,87	2,2

Для удобства сопоставления динамические качества вагонов электропоезда в горизонтально-поперечной плоскости при движении по различным участкам пути оцениваются значением коэффициента горизонтальной динамики:

$$K_{дг} = \frac{H_p}{P_{ст}}.$$

2.1 Прямые участки пути

Значения коэффициентов горизонтальной динамики вагонов электропоезда при движении по прямым участкам пути в диапазоне скоростей движения 80...140 км/ч приведены в табл. 3.

Таблица 3

Максимальные значения коэффициента горизонтальной динамики $K_{дг}$

Тип вагона	Скорость движения, км/ч			
	80	100	120	140
ГВ	0,186	0,213'	0,246	0,284
	0,137	0,163	0,182	0,241
МВ	0,081	0,112	0,116	0,152
	0,070	0,089	0,098	0,130
ПВ	0,149	0,166	0,213	0,213
	0,103	0,114	0,163	0,163

Примечание: числитель – порожний вагон; знаменатель – груженный вагон.

Как видно из табл. 3, фактические значения коэффициента горизонтальной динамики вагонов электропоезда не превышают допустимого значения, то есть безопасность движения обеспечивается.

2.2 Кривые радиусом 600 м

Значения коэффициентов горизонтальной динамики в диапазоне скоростей движения 40...80 км/ч по кривой радиусом 600 м приведены в табл. 4.

Таблица 4

Максимальные значения коэффициента горизонтальной динамики

Тип вагона	Скорость движения, км/ч		
	40	60	80
ГВ	0,191	0,213	0,284
	0,178	0,216	0,251
МВ	0,132	0,156	0,181
	0,122	0,143	0,160
ПВ	0,163	0,189	0,222
	0,160	0,142	0,181

Примечание: числитель – порожний вагон; знаменатель – груженный вагон.

Как видно из табл. 4, фактические значения коэффициента горизонтальной динамики меньше допустимого, равного 0,3, то есть безопасность движения электропоезда обеспечивается.

2.3 Кривые радиусом 300 м

Максимальные значения коэффициентов горизонтальной динамики на скоростях движения 20...60 км/ч по кривой радиусом 300 м представлены в табл. 5.

Таблица 5

Максимальные значения коэффициента горизонтальной динамики

Тип вагона	Скорость движения, км/ч		
	20	40	60
ГВ	0,169	0,186	0,234
	0,148	0,152	0,175
МВ	0,108	0,132	0,160
	0,110	0,116	0,134
ПВ	0,126	0,192	0,234
	0,119	0,138	0,158

Примечание: числитель – порожний вагон; знаменатель – груженный вагон.

Из данных табл. 5 видно, что фактические значения коэффициентов горизонтальной динамики в кривой радиусом 300 м не превышают допустимого.

2.4 Стрелочные переводы

Коэффициенты горизонтальной динамики, замеренные при движении вагонов электропоезда на боковое направление стрелочных переводов, приведены в табл. 6.

Таблица 6

Максимальные значения коэффициентов горизонтальной динамики

Тип стрелочного перевода	Тип вагона	Скорость движения, км/ч		
		15	25	40
Р65М 1/11	ГВ	0,191	0,213	0,284
		0,178	0,216	0,251
	МВ	0,132	0,156	0,181
		0,122	0,143	0,160
	ПВ	0,163	0,189	0,222
		0,160	0,142	0,181
Р65М 1/9	ГВ	0,249	0,264	0,291
		0,262	0,273	0,299
	МВ	0,205	0,216	0,233
		0,164	0,176	0,208
	ПВ	0,198	0,240	0,267
		0,197	0,213	0,240

Примечание: числитель – порожний вагон; знаменатель – груженный вагон.

Из данных табл. 6 следует, что фактические значения коэффициентов горизонтальной динамики не превышают допустимого значения, то есть безопасность движения и в этом случае обеспечивается.

3. Коэффициенты вертикальной динамики

Динамические качества единиц подвижного состава в вертикальной плоскости оценивались величиной коэффициентов вертикальной динамики для каждой ступени рессорного подвешивания. В качестве допускаемых значений коэффициентов вертикальной динамики принимаются следующие значения [1, 2]:

– моторный вагон:

буксовая ступень 0,35;

центральная ступень 0,20;

– немоторный вагон:

буксовая ступень 0,30;

центральная ступень 0,20.

В табл. 7 приведены максимальные значения коэффициентов вертикальной динамики для скоростей движения 80...140 км/ч вагонов электропоезда в прямых участках пути.

Как видно из табл. 7, фактические значения коэффициентов вертикальной динамики не превышают допускаемых значений.

4. Ускорения

В процессе испытаний электропоезда ЭПЛ9Т измерялись вертикальные W_z и гори-

зонтально-поперечные W_y ускорения в салонах вагонов. Максимальные величины ускорений в частотном диапазоне 0...4 Гц не должны превышать 0,35g в вертикальном направлении и 0,30g – в горизонтально-поперечном [1, 2]. В табл. 8 приведены максимальные значения ускорений в салонах (на сидении) вагонов при движении электропоезда по различным участкам пути.

Таблица 7

Максимальные значения коэффициентов вертикальной динамики

Тип вагона	Степень резсорного подвешивания	Скорость движения, км/ч			
		80	100	120	140
ГВ	буксовая	0,212 0,164	0,234 0,196	0,258 0,223	0,275 0,234
	центральная	0,147 0,102	0,157 0,118	0,171 0,137	0,188 0,161
МВ	буксовая	0,111 0,084	0,163 0,127	0,208 0,168	0,239 0,204
	центральная	0,124 0,08	0,140 0,094	0,164 0,107	0,184 0,143
ПВ	буксовая	0,209 0,121	0,216 0,158	0,267 0,177	0,289 0,223
	центральная	0,171 0,086	0,186 0,096	0,195 0,113	0,198 0,172

Примечание: числитель – порожний вагон; знаменатель – груженный вагон.

Как видно из табл. 8, полученные значения ускорений не превышают допускаемых.

Выводы

1. Как видно из приведенных данных, по коэффициентам запаса устойчивости от схода колеса с рельса, коэффициентам вертикальной и горизонтальной динамики, вертикальным и горизонтальным поперечным ускорениям при

движении по прямым, кривым участкам пути и стрелочным переводам электропоезд ЭПЛ9Т удовлетворяет требованиям нормативных документов [1, 2].

2. По уровню динамических показателей при движении по пути, удовлетворяемому требованиям нормативных документов, допускаемая скорость движения на прямых участках пути может быть равной конструкционной 130 км/ч, а на боковое направление стрелочных переводов марок 1/9 и 1/11 – 40 км/ч, а по прямому направлению – как для пассажирских вагонов.

Таблица 8

Максимальные значения ускорений (в долях g)

Тип вагона	Участок пути				
	прямая	кривая R=600	кривая R=300	P65M 1/11	P65M 1/9
ГВ	0,156 0,1	0,131 0,25	0,23 0,29	0,15 0,19	0,16 0,151
МВ	0,135 0,16	0,189 0,275	0,25 0,30	0,16 0,78	0,21 0,21
ПВ	0,145 0,16	0,17 0,205	0,22 0,27	0,15 0,175	0,19 0,183

Примечание: числитель – вертикальные ускорения; знаменатель – горизонтальные поперечные ускорения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. РД 24.050.37-91. Вагоны грузовые и пассажирские. Методы испытаний на прочность и ходовые качества.
2. Нормы расчета и оценки прочности несущих элементов и динамических качеств экипажных частей МВПС ж.д. МПС РФ колеи 1520 мм. – М., 1997.

Е.П. БЛОХИН, д-р техн. наук, профессор, ДИИТ (Украина)
 А.М. БОНДАРЕВ, канд. техн. наук, доцент, ДИИТ (Украина)
 В.Л. ГОРОБЕЦ, канд. техн. наук, ДИИТ (Украина)
 А.Е. КРИВЧИКОВ, аспирант, ДИИТ (Украина)
 В.В. ЧУМАК, канд. техн. наук, НПК «ДЭВЗ» (Украина)
 Д.А. ЯГОДА, научн. сотр., ДИИТ (Украина)

РЕЗУЛЬТАТЫ УДАРНЫХ ИСПЫТАНИЙ МАГИСТРАЛЬНОГО ЭЛЕКТРОВОЗА ДС-3

У роботі приведено результати ударних випробувань магістрального електровоза ДС3.

В работе приведены результаты ударных испытаний магистрального электровоза ДС3.

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

1 Методика проведения испытаний

Целью испытаний являлось: определение напряженного состояния основных несущих конструкций рамы кузова и тележки, коэффициентов запаса прочности и проверка их соответствия требованиям [1] и Нормам [2]; определение ускорений рамы тележки, кузова электровоза, а также основных устройств систем управления работой электровоза.

При проведении испытаний использовались вагон-лаборатория, электровоз ДС3-001, тепловоз ЧМЭЗ и состав из одиннадцати груженных вагонов Приднепровской железной дороги.

При этом измерялись в продольном направлении ускорения в следующих местах: на шкафах оборудования в кузове электровоза (шесть шкафов, датчики А1...А6, рис. 1); на продольной балке кузова электровоза (три точки по длине, датчики А7...А9, рис. 1); на раме тележки (одна точка, датчик А10, рис. 2). В наиболее нагруженных точках основных элементов несущих конструкций рамы кузова и рамы тележки с помощью тензорезисторов измерялись деформации и далее вычислялись напряжения (всего двадцать одна точка, на рис. 3 приведены основные из них). Эти точки были определены на основании предварительных расчетов, выполненных сотрудниками ГП НПК «Электровозостроение», а также на основании результатов стендовых испытаний на продольное сжатие статическими нагрузками. Сила, возникающая в поглощающем аппарате автосцепки при продольном ударе и действующая на раму кузова электровоза, измерялась с помощью специальной, с наклепом, динамометрической

автосцепки. Скорость движения в момент удара вычислялась с помощью приспособления, состоящего из двух датчиков, которые фиксировали прохождение первой колесной пары, и датчика времени (таймера).

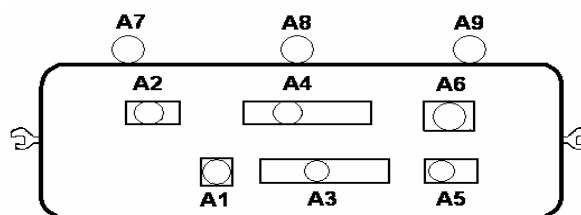


Рис. 1. Схема размещения на продольной боковой балке рамы кузова электровоза и на шкафах оборудования датчиков ускорений

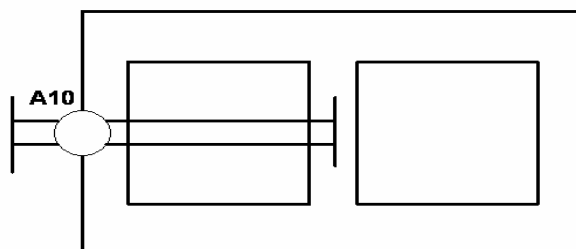


Рис. 2. Схема размещения на раме тележки датчика для измерения продольных ускорений

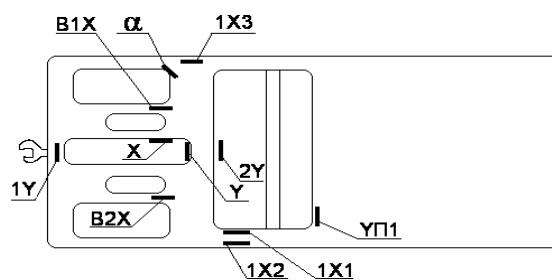


Рис. 3. Схема размещения на несущих конструкциях рамы кузова электровоза тензорезисторов

Таким образом, при проведении ударных испытаний измерялись: ускорения в 10 точках; напряжения в 21 точке; усилия в одном сечении.

Согласно [2] испытания проводились по двум схемам. При испытаниях по первой схеме электровоз накатывался при помощи вспомогательного локомотива на заторможенный состав из одиннадцати груженных полувагонов. При испытаниях по второй схеме на электровоз, подпертый составом заторможенных грузовых вагонов, накатывался вагон-боек. Испытуемый электровоз оборудован эластомерными поглощающими аппаратами, а состав из полувагонов и вагон-боек – фрикционными. Схемы размещения единиц подвижного состава во время проведения испытаний приведены на рис. 4 и 5.



Рис. 4. Схема размещения единиц подвижного состава при накатывании электровоза на состав из заторможенных грузовых вагонов



Рис. 5. Схема размещения единиц подвижного состава в случае, когда на электровоз, подпертый составом заторможенных грузовых вагонов, накатывался вагон-боек

В соответствии с требованиями [1] и рекомендациями Норм [2] ударные испытания электровоза ДС3-001 начинались со скорости 2 км/ч. Интервал изменений скоростей движения электровоза или вагона-бойка был равным 0,5 км/час.

Во время испытаний после первого ударного нагружения при данной скорости проводился анализ измеряемых величин (напряжений, усилия в автосцепке, ускорений рамы кузова, рамы тележки и шкафов оборудования, расположенных в кузове электровоза).

Проектируемый локомотив соответствует требованиям [1], если при максимальной вели-

чине продольной ударной силы в автосцепке, равной 2500 кН, величины коэффициентов запаса прочности не ниже допускаемых значений ($[n]=1,1$ для элементов несущих конструкций кузова и $[n]=1,2$ для элементов несущих конструкций рам тележек).

Ускорения шкафов оборудования, расположенных в кузове электровоза, определялись для проверки соответствия Техническому заданию на разработку и изготовление электровоза. Оборудование, расположенное в шкафах фирмы «Siemens», рассчитано на ускорения не более 5g.

2 Результаты испытаний на удар

На рис. 6 и 7 приведены осциллограммы усилий F_a в поглощающем аппарате автосцепки, напряжений σ_{1Y} в одном из элементов несущих конструкций кузова, а также ускорений A_{10} рамы тележки.

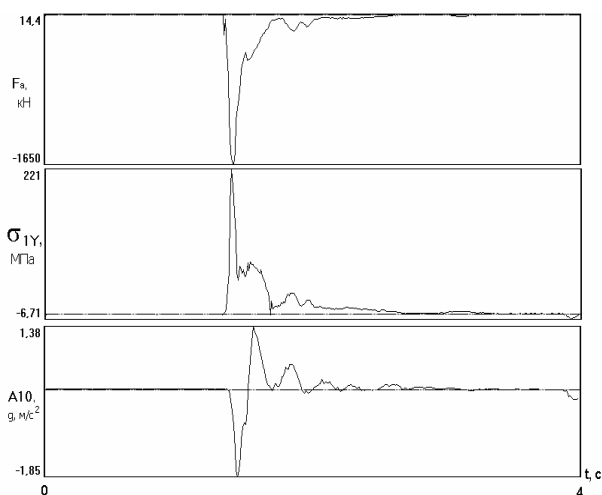


Рис. 6. Осциллограммы при соударении по первой схеме при скорости удара 10,3 км/ч

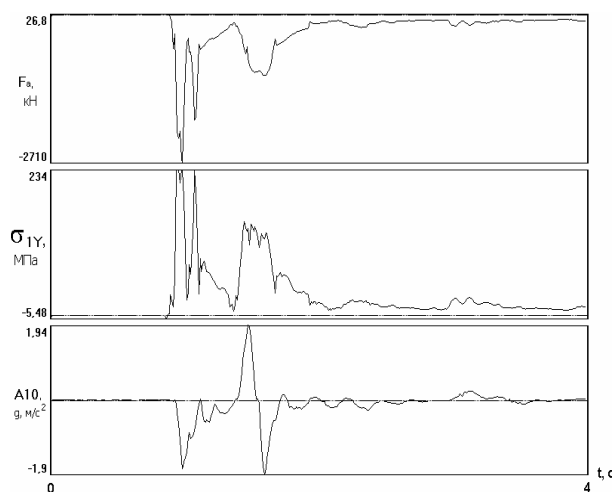


Рис. 7. Осциллограммы при соударении по второй схеме при скорости удара 15 км/ч

Из приведенных рисунков следует, что при соударениях по первой схеме (см. рис. 4), когда электровоз накатывался на заторможенный сцеп вагонов, усилие в автосцепке F_a имеет вид одиночного импульса длительностью 0,15 с (см. рис. 6). Общая длительность ударного нагружения электровоза составляла 1,3 с.

При соударениях по схеме 2 (см. рис. 5), когда на электровоз, прицепленный к составу из десяти груженных и заторможенных вагонов, накатывался вагон-боек, усилие в автосцепке F_a имеет вид трех импульсов с амплитудами 2710, 1990 и 1160 кН соответственно (см. рис. 7). Это обстоятельство объясняется возникающими продольными колебаниями в образовавшейся после удара системе. Показателен и тот факт, что после удара в автосцепке не возникает растягивающих усилий, что свидетельствует о хорошем поглощении энергии удара эластомерным поглощающим аппаратом.

С целью получения возможности оценивать величины ударных сил, формируемых в поглощающем аппарате в зависимости от скорости соударений, а напряжений и ускорений – в зависимости от продольной ударной силы, в результате соответствующей статистической обработки были получены регрессионные зависимости. Примеры этих зависимостей приведены на рис. 8 и 9.

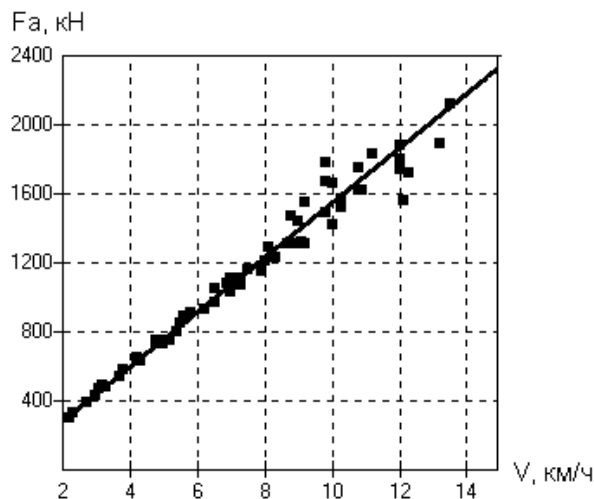


Рис. 8. Зависимость максимальных сжимающих усилий F_a в автосцепке от скорости соударения по первой схеме

Из приведенных рисунков следует, что при соударениях, когда на подпорную стенку накатывался опытный электровоз ДС3-001 (см. рис. 8), максимальные значения усилий в автосцепке от скорости зависят практически линейно. Во втором случае, когда электровоз был присоединен к составу вагонов и на опытный элект-

ровоз накатывался вагон-боек (см. рис. 9) при скоростях соударения 12 км/ч и более усилия возрастают более интенсивно.

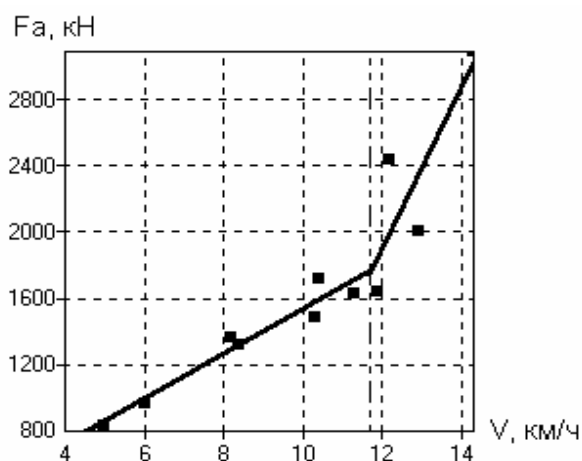


Рис. 9. Зависимость максимальных сжимающих усилий F_a в автосцепке от скорости соударения по второй схеме

Эту особенность можно объяснить тем, что поглощающий аппарат автосцепки вагона, к которому был присоединен опытный электровоз, закрывался при меньшем уровне ударной силы, нежели это было при соударениях по первой схеме. Отметим также, что применение эластомерного поглощающего аппарата автосцепки на электровозе ДС3 позволило в сравнении с поглощающим аппаратом Ш1Т, который установлен на электровозе ДЭ1, снизить уровень ударных нагрузок при одинаковых скоростях соударений. Так, на электровозе ДЭ1 максимальные значения ударных сил $F_a=2500$ кН достигались при скоростях соударений $V=8,5$ км/ч, а на электровозе ДС3 – при $V=13...15$ км/ч. Это обстоятельство позволяет сделать вывод о том, что благодаря стабильной работе эластомерного поглощающего аппарата, экипажная часть электровоза ДС3 лучше защищена от ударных нагрузок.

На рис. 10 и 11 приведены примеры регрессионных зависимостей наибольших напряжений σ для точки 1У от наибольших значений продольных усилий, возникающих в поглощающем аппарате автосцепки F_a .

Регрессионные зависимости максимальных значений напряжений от наибольших значений продольной ударной силы практически во всех точках изменяются по линейному закону. Необходимо отметить, что в связи с отсутствием испытаний при малых скоростях соударений по второй схеме регрессионные зависимости напряжений от силы в автосцепке не всегда начинаются в начале координат. Однако при силах,

превышающих 800 кН, достоверность всех построенных регрессионных зависимостей достаточно высока. Наибольшие напряжения возникают в точках 1У, X, У, 1Х1, 1Х3, 11Х1, 11Х2. При этом в некоторых точках наибольшими оказались растягивающие напряжения, а в некоторых точках – сжимающие напряжения. Ранее обращалось внимание на то обстоятельство, что за счет кратковременных изгибных колебаний в некоторых точках наблюдаются как растягивающие, так и сжимающие напряжения. Продольные колебания кузова электровоза как системы с конечным числом степеней свободы или как системы с распределенными параметрами не наблюдаются (поскольку после удара в автосцепке не наблюдалось растягивающих усилий).

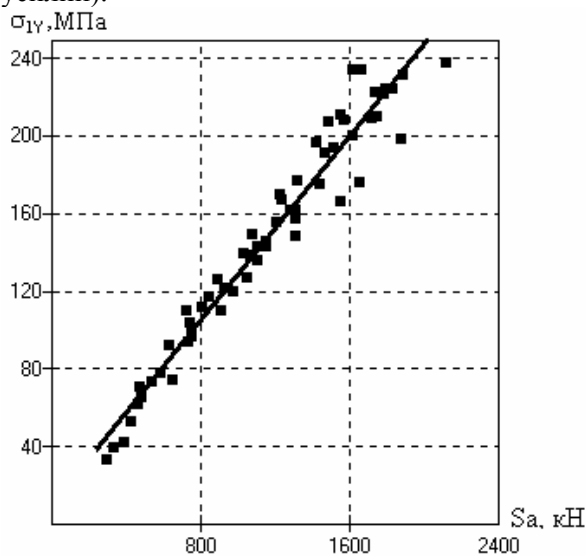


Рис. 10. Наибольшие растягивающие напряжения в точке 1У при соударениях по первой схеме

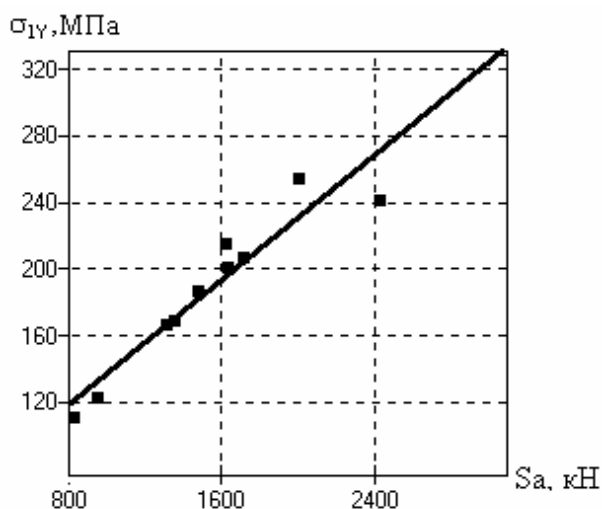


Рис. 11. Наибольшие растягивающие напряжения в точке 1У при соударениях по второй схеме

На рис. 12 приведены распределения зависимостей наибольших значений измеренных ускорений от наибольших усилий в автосцепке для датчика на А6. Наибольшие ускорения, как и ожидалось, испытывают шкафы оборудования, расположенные ближе к месту действия ударной продольной силы. На раме кузова наибольшие ускорения возникают на противоположной относительно места удара части кузова. Из приведенного рисунка следует также, что зависимость ускорения рамы тележки от ударной силы практически линейна. Это объясняется большой жесткостью связи через наклонную тягу между узлом восприятия ударной силы и рамой тележки.

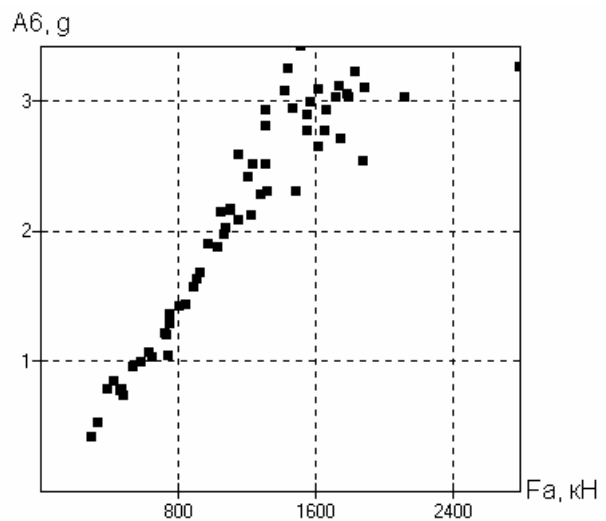


Рис. 12. Наибольшие замеренные значения ускорений в точке А6 при соударениях по первой схеме

Значения коэффициентов запаса прочности определялись согласно положению Технических требований [1] по формуле

$$n = \frac{\sigma_T}{\beta_K (\sigma_Y + \sigma_{СТ})}, \quad (1)$$

где n – коэффициент запаса прочности; σ_T – предел текучести материала; β_K – эффективный коэффициент концентрации напряжений (для сварных швов, выполненных автоматической сваркой, этот коэффициент равен 1,5); σ_Y – наибольшее значение измеренного динамического напряжения при ударном нагружении силой 2500 кН; $\sigma_{СТ}$ – статическая составляющая напряжений в соответствующей точке от веса установленного оборудования, полного запаса песка и воды и от собственного веса данного элемента конструкции.

Наиболее опасной с точки зрения прочности оказалась точка 1У. Необходимо обратить внимание на точки 1Х1, 1Х3, X, в которых напря-

жения примерно на 35...40 % меньше по сравнению с точкой 1Y. В точке 1Y при продольной ударной силе, изменяющейся в диапазоне 2400...2700 кН, и скоростях соударения 13...15 км/ч, максимальные значения напряжений оказались равными 306 МПа, что практически равно пределу текучести материала 305 МПа. Необходимо отметить, что в условиях эксплуатации скорость соударения локомотива при подходе к поезду не должна превышать 5 км/ч. При таких скоростях соударений усилия в автосцепке будут не выше 850...900 кН, а напряжения в опасной точке 1Y не превысят 120 МПа.

Наибольшие продольные ускорения, возникающие при продольных ударах, оказались в точках А9, А1. При максимальной продольной силе 2710 кН ускорения в указанных точках, а также на раме тележки оказались равными: на раме кузова в точке А9 – 2,69g, на шкафах оборудования в точке А1 – 2,99g, на раме тележки в точке А10 – 1,94g.

В результате расчета коэффициентов запаса прочности и сравнения их с допускаемыми было установлено, что во всех точках, кроме точки 1Y, расчетные значения больше минимально допустимых. В точке 1Y, которая находится на нижнем листе, примыкающем к лобовому брусу, в зоне розетки поглощающего аппарата автосцепки, коэффициент запаса прочности равен 0,66 (при допускаемом значении 1,1).

Коэффициенты запаса прочности определялись при величине предела текучести $\sigma_T = 305$ МПа. Значения статических составляющих напряжений $\sigma_{ст}$ рассчитывались специалистами ГП НПК «Электровозостроение».

Значения коэффициентов запаса прочности приведены в табл. 1.

Таблица 1

Значения коэффициентов запаса прочности

№ п/п	Точка	Значение n	Допустимое значение n
1	1Y	0,66	1,1
2	2Y	1,77	1,1
3	X	1,14	1,1
4	Y	1,77	1,1
5	B1X	2,23	1,1
6	B2X	1,88	1,1
7	A	1,94	1,1
8	1X1	1,1	1,1
9	1X2	3,31	1,1
10	1X3	1,1	1,1
11	YП1	2,2	1,1

Максимальные ускорения рамы кузова и рамы тележки не превышают 3g даже при максимальной продольной ударной силе, равной 2710 кН.

Выводы

В процессе проведения ударных испытаний по двум схемам было выполнено свыше семидесяти соударений со скоростями в диапазоне от 2 до 15 км/час.

По результатам расчетов в точке 1Y не выполняются требования по условию прочности. Поэтому специалистам ГП НПК «Электровозостроение» была дана рекомендация выполнить работы по усилению данного фрагмента розетки автосцепки путем приварки полосы металла соответствующей толщины. Толщина листа определялась на основании теоретического расчета по методу конечных элементов. После проведенных заводом-изготовителем работ по усилению указанного фрагмента конструкции кузовной части с целью снижения максимальных динамических напряжений в точке 1Y до уровня 180 МПа электровоз ДС3-001 был передан на эксплуатационные испытания.

В процессе обработки результатов измерений были построены: регрессионные зависимости ударных усилий в автосцепке от скорости соударения; регрессионные зависимости максимальных значений напряжений в основных элементах несущих конструкций и в наклонной тяге от усилия в автосцепке; зависимости максимальных ускорений кузова, рамы тележки и шкафов основного оборудования от усилия в автосцепке.

На основании регрессионных зависимостей наибольших значений динамических напряжений от силы удара были определены наибольшие их значения при силе удара 2500 кН. Далее по методике, изложенной в требованиях [1], определялись коэффициенты запаса прочности.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Технические требования к проектируемым локомотивам по условиям прочности, динамики и воздействия на путь. – М.: ВНИИЖТ, 1964.
2. Нормы для расчета и оценки прочности несущих элементов, динамических качеств и воздействия на путь экипажей локомотивов железных дорог МПС РФ колеи 1520 мм. – М.: ВНИИЖТ РФ, 1998.

Е.П. БЛОХИН, д-р техн. наук, проф. (ДНУЖТ),
М.Л. КОРОТЕНКО, д-р техн. наук, проф. (ДНУЖТ),
Р.Б. ГРАНОВСКИЙ, канд. техн. наук (ДНУЖТ),
В.В. ЧУМАК, канд. техн. наук (НПК «ДЭВЗ»),
Н.Я. ГАРКАВИ, ст. научн. сотр. (ДНУЖТ),
Е.М. ДЗИЧКОВСКИЙ, аспирант (ДНУЖТ).

ОСОБЕННОСТИ КОЛЕБАНИЙ ЭЛЕКТРОВОЗОВ, ИМЕЮЩИХ ПОДВЕШИВАНИЕ ТЯГОВОГО ПРИВОДА КЛАССА II

Стаття присвячена впливу розміщення тягових двигунів і редукторів на коливання рам візків і кузова електровоза, що має підвищення тягового привода класу II.

Статья посвящена влиянию размещения тяговых двигателей и редукторов на колебания рам тележек и кузова электровоза, имеющего подвешивание тягового привода класса II.

The paper is dedicated the influence of the draft engine and reduction placement; it also concerns the oscillation of the the bogie frames and the locomotive body, which has a draft drive suspension of the 2nd class

Применение асинхронных тяговых двигателей и опорно-рамного их подвешивания считается перспективным направлением в развитии электровозостроения, так как позволяет повысить мощность электровоза и уменьшить массу необрессоренной его части. Однако использование подвешивания тягового привода класса II, при котором тяговый двигатель связан с рамой тележки, а редуктор имеет опорно-осевое подвешивание, и особенности компактного размещения в двухосной тележке двух индивидуальных тяговых приводов приводят к возникновению кососимметричной нагрузки, действующей на раму тележки. Величина нагрузки зависит от расположения тяговых электродвигателей, расположения точек подвески редукторов относительно геометрического центра тележки, от мощности двигателя, а также от передаточного отношения тягового редуктора.

Во время проведения ходовых динамических испытаний первого опытного образца скоростного односекционного четырехосного электровоза с асинхронными двигателями и типом подвешивания тягового привода класса II авторы имели возможность регистрировать величины сжатия рессорных комплектов в первой и во второй ступенях подвешивания и сравнивать их с аналогичными величинами у подобного ему электровоза-эталона ЧС8, имеющего две четырехосные секции и суммарную мощность, близкую к мощности опытного электровоза. Оба электровоза находились в одном сцепе. Опыты проводились так, что в одних случаях электровоз-эталон был заторможен, а опыт-

ный электровоз сначала медленно набирал силу тяги до максимального ее значения (310 кН) и затем медленно сбрасывал ее, а в других – опытный электровоз работал в режиме толкания. Графики полученных зависимостей прогибов в первой ступени подвешивания от силы тяги приведены на рисунках 1,2.

Опыты показали, что у одного и у другого электровозов имеет место пропорциональная силе тяги или тормозной силе в режиме рекуперации кососимметричная квазистатическая деформация пружин первой ступени подвешивания. К этой квазистатической составляющей во время движения добавляется динамическая составляющая (рисунок 3). В то время, как динамическая составляющая с ростом скорости растет, квазистатическая составляющая уменьшается в соответствии с тяговой характеристикой локомотива.

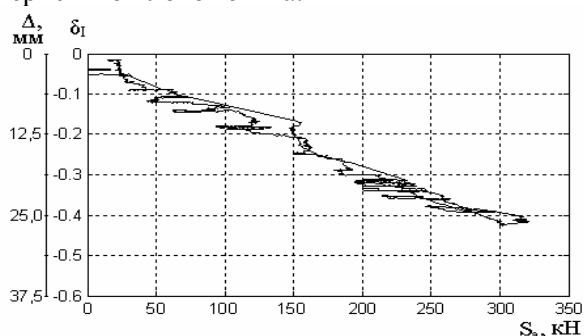


Рис. 1. Перемещения левого пружинного комплекта первой колесной пары при создании силы тяги

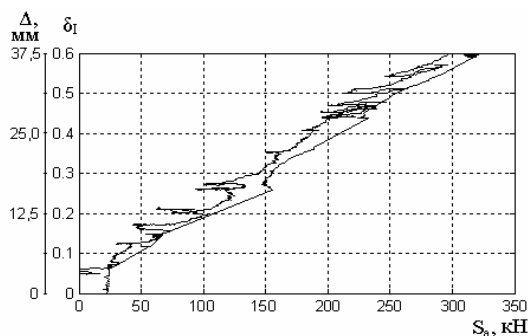


Рис. 2. Переещения правого пружинного комплекта второй колесной пары при создании силы тяги

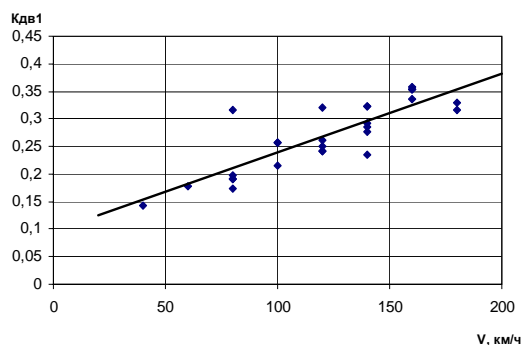


Рисунок 3 - Коэффициенты вертикальной динамики в I ступени рессорного подвешивания

Наиболее заметна кососимметричная деформация у односекционного электровоза, у которого мощность распределяется не по 8-ми, по 4-м колесным парам. В тяговом и тормозном режимах наибольшие деформации имеют место у пружинных комплектов, находящихся со стороны редукторов. Так, у опытного электровоза при максимальной силе тяги дополнительное сжатие левого пружинного комплекта первой по ходу колесной пары первой тележки составило 26 мм, а деформация другого знака правого пружинного комплекта второй колесной пары оказалась равной 37,5 мм, что составляет 42 и 60% от значения статического прогиба. Деформации противоположных комплектов незначительны. В табл. 1 приведены значения прогибов всех пружинных комплектов для режима тяги и рекуперации. Первый индекс в названии пружинного крмплекта соответствует номеру оси, второй – стороне (1-левая, 2-правая). Знак «+» соответствует растяжению пружинного комплекта, «-» - сжатию.

Разница в прогибах соответствующих пружин первой ступени подвешивания первой и второй тележек составила 10 % от значения статической нагрузки, при этом догружения оси колесной пары от перекаса тележки не наблюдалось. Эта разница обусловлена догрузением второй тележки и разгрузкой первой от действия силы тяги в авто-

сцепке. По этим данным коэффициент использования сцепного веса локомотива составляет 0,95. По расчетам этот коэффициент составил 0,93 для угла наклонной тяги 4° . На рис. 3 представлено положение тележки при создании силы тяги.

Таблица 1

Прогибы пружинных комплектов (мм)

Режим	Тяга	Рекуперация
P_{11}	-26,0	24,5
P_{12}	4,5	-2,2
P_{21}	6,7	-4,3
P_{22}	37,5	-31,0
P_{31}	-33,5	29,1
P_{32}	-1,7	3,7
P_{41}	1,0	-2,5
P_{42}	31,0	-27,9

Как видно из табл. 1 деформации пружинных комплектов второй тележки аналогичны деформациям у первой тележки. Следствием этого является поворот кузова электровоза. Поворот кузова при этом вокруг продольной и поперечной горизонтальных осей вызывает смещение центра тяжести, а это, в свою очередь, создает неодинаковые условия прохождения стрелочных переводов, левых и правых кривых.

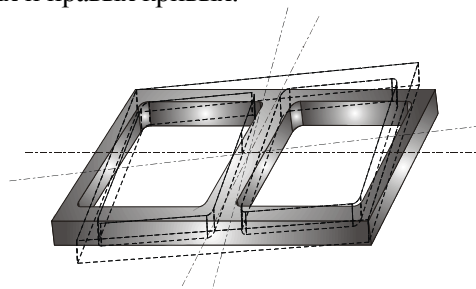


Рис. 4 - Перемещения тележки при создании силы тяги

Выводы. Явление кососимметричной деформации вызывает неравномерную нагрузку на пружинные комплекты, подшипники, раму тележки и раму кузова, влияет на динамические показатели, создает неодинаковые условия прохождения левых и правых кривых. За счет конструктивных решений необходимо свести к минимуму кососимметричную деформацию.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Конструкция и динамика тепловозов / Под ред. В.Н. Иванова. – М.: Транспорт, 1974. – 336 с.
2. Нормы для расчета и оценки прочности несущих элементов, динамических качеств и воздействия на путь экипажей локомотивов железных дорог МПС РФ колеи 1520 мм. М.: ВНИИЖТ РФ, 1998.

Е.П. БЛОХИН, профессор, д-р техн. наук (ДНУЖТ)
В.Н. ПЛАХОТНИК, профессор, д-р хим. наук (ДНУЖТ)
О.М. САВЧУК, профессор, д-р техн. наук (ДНУЖТ)
А.Н. ЗАБОЛОТНЫЙ, научн. сотр. (ДНУЖТ)
В.М. БУБНОВ, д-р техн. наук, ОАО «Азовмаш»
В.П. КАБАЧНЫЙ, Укрзалізниця, Киев

О НЕКОТОРЫХ РЕЗУЛЬТАТАХ ИСПЫТАНИЙ ПОГЛОЩАЮЩЕГО АППАРАТА ЭЛАСТОМЕРНОГО ТИПА РАЗРАБОТКИ ДИИТа

У статті розглянуті результати статичних і динамічних щодо співударяння вагонів і на копрі випробувань поглинаючого апарата еластомерного типу розробки ДІІТу. Зроблено висновки про необхідні удосконалення.

В статье рассмотрены результаты статических и динамических по соударению вагонов и на копре испытаний поглощающего аппарата эластомерного типа разработки ДИИТа. Сделаны выводы по необходимым усовершенствованиям.

The results of the steady-state test happen to in article, dynamic on blow coach and blow on copra. Findings are done on improvement of the designs.

Интенсификация процесса роспуска вагонов на горках, особенно автоматизированных, наблюдающееся увеличение скоростей соударения вагонов в подгорочном парке, переходные режимы движения поездов и возникающие при этом в поезде волны продольных ударных нагрузок, способных разрушить вагон и перевозимый в нем груз, заставляют изыскивать средства амортизации продольных ударов.

Наиболее распространенные на сети железных дорог поглощающие аппараты фрикционного типа стали вытесняться резино-металлическими, гидрогазовыми, а в последнее время эластомерными.

Начиная с 1998 г. в ДИИТе ведутся работы по созданию поглощающего аппарата эластомерного типа, который был бы не хуже и стоил дешевле зарубежных аналогов, удовлетворял повышенным требованиям к поглощающим аппаратам автосцепки и производился бы одним из предприятий Украины.

Опытные образцы поглощающих аппаратов, разработанных ДИИТом и произведенных ОАО «Завод «Днепропресс», были подвержены стендовым испытаниям.

Стендовые испытания состоят из двух видов испытаний:

- статические;
- копровые динамические.

В связи с этим были проведены работы по подготовке и выполнению указанного этапа. Первый вид стендовых испытаний проводился

в условиях Отраслевой научно исследовательской лаборатории динамики и прочности подвижного состава, а второй – в условиях завода «Азовмаш».

Ниже приводятся условия, результаты и анализ проведенных работ.

1. Описание объекта испытаний

Испытаниям подвергался опытный поглощающий аппарат эластомерного типа, общий вид которого представлен на рис.1.

Аппарат был разработан и сконструирован совместно работниками ДИИТа и ОАО «Завод «Днепропресс»». Рабочим телом данного аппарата является относительно жидкий эластомер, свойство которого сжиматься в объеме позволяет его использовать в качестве поглощающего материала при дросселировании и в то же время в качестве пружины.

2. Статические испытания

Исследования были организованы на базе ДИИТа, в лаборатории динамики и прочности подвижного состава. Стенд, использованный для испытаний, позволяет прикладывать силу ступенчато с любым интервалом нагрузки.

Испытания проводились в соответствии с методикой СТ ССФЖТ ЦВ-ЦД 09.04-99 «Методика статических испытаний поглощающих аппаратов автосцепного устройства». Результаты испытаний приведены на рис.2.

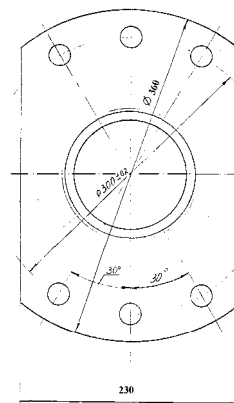
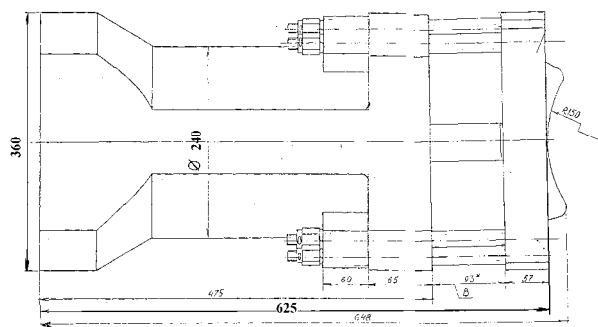


Рис. 1. Опытный поглощающий аппарат эластомерного типа по чертежу ДА 3090А2.00.001 СБ

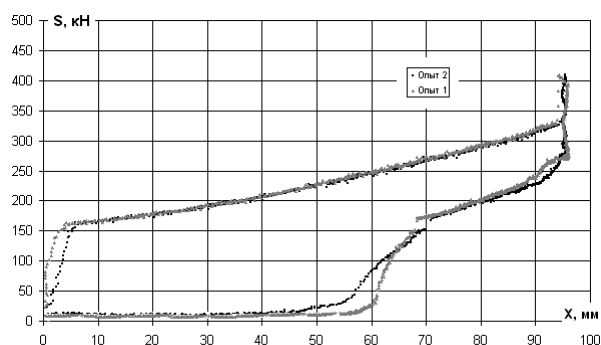


Рис. 2. Статическая характеристика поглощающего аппарата эластомерного типа разработки ДИИТа

Как видно из данных рисунков, сила начальной затяжки составляет 23...25 кН, а сила закрытия поглощающего аппарата – 330 кН.

Наложение характеристик, полученных в разных опытах, показывает повторяемость и стабильность характеристик при статических испытаниях.

3. Копровые испытания

Испытания проводились в соответствии с методикой СТ ССФЖТ ЦВ-ЦЛ 09.05-99 «Методика копровых испытаний поглощающих аппаратов автосцепного устройства». Испытания поглощающего аппарата были проведены в условиях завода «Азовмаш» (г. Мариуполь). Копер имеет массу падающего груза 7175 кг. При испытаниях по указанной методике нужно контролировать энергоемкость (E_0). При этом начинать сброс груза для опытных поглощающих аппаратов нужно с высоты не более $H_0 = 0,6...0,8$ м, при ожидаемой энергоемкости 100 кДж. Затем высоту сброса увеличивают до тех пор, пока при очередном ударе упорная плита автосцепного устройства сомкнется с корпусом аппарата (закрытие аппарата). Приращение высоты составляло 100 мм. Закрытие аппарата контролировалось с помощью прово-

локи диаметром 3 мм из мягкой стали. Считается, что аппарат закрылся, если проволока деформировалась и ее толщина стала 2 мм. При ударе с высоты 1,2 м было замечено закрытие аппарата. Таким образом, энергоемкость аппарата при вышеперечисленных условиях составила

$$E_0 = (H + X_k) \cdot G, \quad (1)$$

где E_0 – энергоемкость поглощающего аппарата, кДж; H – высота сброса груза, $H = 1,2$ м; X_k – ход аппарата конструктивный $X_k = 0,09$ м; G – вес падающего груза, $G = 71,75$ кН. Тогда

$$E_0 = (1,2 + 0,09) \cdot 71,75 = 92,6 \text{ кДж}.$$

4. Испытания по соударению вагонов

Испытания проводились на территории ОАО «АЗОВМАШ» (Мариуполь) и при участии сотрудников Главного специализированного конструкторского бюро вагоностроения, АЗОВМАШТЕСТА и ДИИТа. Температура окружающего воздуха во время испытаний была $+2^\circ\text{C}$.

Проводились соударения двух груженых вагонов, один из которых неподвижно стоял на горизонтальном участке пути в незаторможенном состоянии, а второй накатывался на него с заданной скоростью. В соответствии с СТ ССФЖТ ЦВ-ЦЛ 09 07-99 оба вагона были загружены до 102 т (по указанному стандарту 100 ± 5 т). Вагон-боёк был оборудован серийным фрикционным поглощающим аппаратом. Скорость соударения задавалась от 3 км/ч с шагом приращения 1...2 км/ч (см. рис.3) до скорости, при которой аппарат закрывался. Сила, при этом составила 3,05 МН (по указанному стандарту 3,0...3,5 МН).

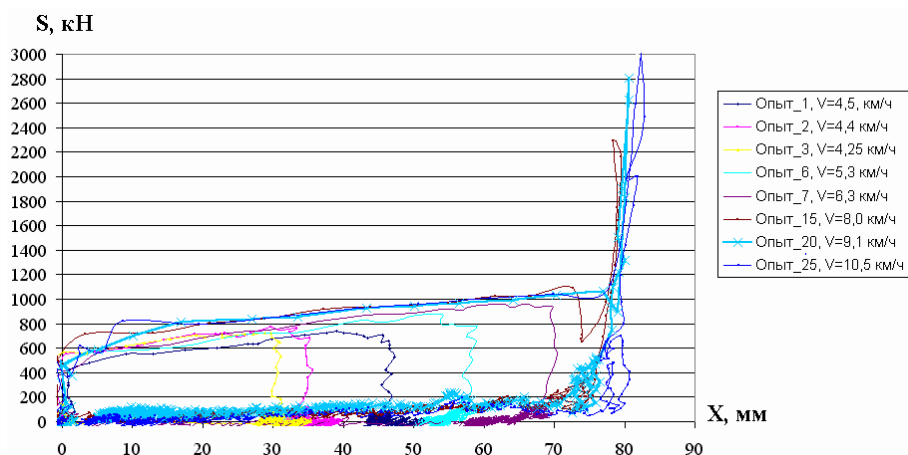


Рис. 3. Характеристики поглощающего аппарата эластомерного типа, полученные при соударении вагонов

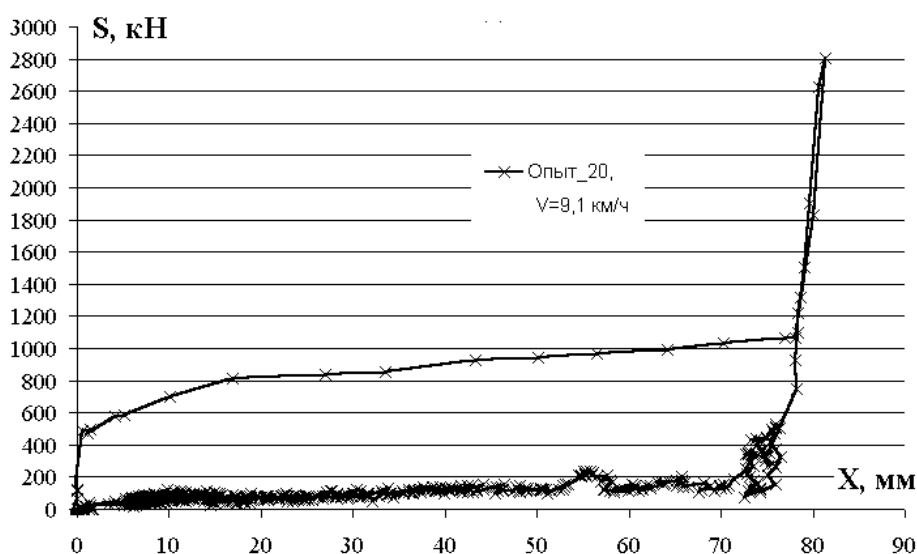


Рис. 4. Максимальная характеристика поглощающего аппарата эластомерного типа разработки ДИИТа

Так называемая максимальная характеристика, при которой и максимальный ход составил 84 мм, а наибольшее усилие – 3,05 МН, была получена при скорости соударения 9,1 км/ч. Такая характеристика представлена на рис. 4.

Из рис. 3, 4 видно, что сила сопротивления поглощающего аппарата изменялась от 800 до 1150 кН.

При этом поглощенная энергия $W_e = 82,2$ кДж, а коэффициент поглощения 0,83. Конструктивный ход аппарата 90 мм, но из-за приливов в хомуте упругого устройства автосцепки пришлось предварительно прижать аппарат на 6 мм, почему и не был реализован полный ход.

Выводы

Для улучшения характеристик аппарата планируется внести в его конструкцию ряд изменений:

- увеличить ход аппарата до 120 мм (данное изменение возможно без существенного изменения конструкции);
- увеличить силу начальной затяжки до 70...200 кН (данное изменение возможно без существенного изменения конструкции);
- внести ряд изменений для нормальной скорости возврата штока поршня аппарата в исходное положение (быстрой готовности к повторному нагружению);
- изменить способ заправки эластомером;
- для увеличения поглощения энергии (увеличения энергоемкости) планируется оптимизировать площадь дросселирования (произвести расчеты и проверить их на стендах).

После внесения в конструкцию указанных изменений аппарат будет более надежен, технологичен и класс его будет улучшен. Рассчитанное поглощение энергии достигнет значения 120...140 кДж, что при ходе 120 мм поставит аппарат в класс Т2, а возможно Т3.

УДК 620.178.3

Е.П. БЛОХИН, д-р техн. наук, профессор (ДИИТ)
Ю.М. ЧЕРКАШИН, канд. техн. наук (ВНИИЖТ)
Л.А. МАНАШКИН, Dr., Prof., Mechanical Engineering Department, Njit, США
М.Л. КОРОТЕНКО, д-р техн. наук, профессор (ДИИТ)
С.В. МЯМЛИН, д-р техн. наук, доцент (ДИИТ)
Р.Б. ГРАНОВСКИЙ, канд. техн. наук, ст. научн. сотр. (ДИИТ)
В.Л. ГОРОБЕЦ, канд. техн. наук, вед. научн. сотр. (ДИИТ)
Н.Я. ГАРКАВИ, ст. научн. сотр. (ДИИТ)
Е.Ф. ФЕДОРОВ, ст. научн. сотр. (ДИИТ)

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПО РЕЗУЛЬТАТАМ ХОДОВЫХ ИСПЫТАНИЙ УСТАЛОСТНОЙ ПРОЧНОСТИ НЕСУЩИХ КОНСТРУКЦИЙ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ ВАГОНОВ

Приведено алгоритми обробки результатів ходових випробувань залізничних вагонів з метою визначення запасу витривалості несучих конструктивних елементів.

Приведены алгоритмы обработки результатов ходовых испытаний железнодорожных вагонов с целью определения запаса выносливости несущих конструктивных элементов.

The algorithms of treatment of results of working tests of railway carriages with the target of decision of supply of endurance of bearing structural elements are resulted.

Как известно [1], под усталостью понимают процесс постепенного накопления повреждений материала при действии повторно-переменных (циклических) напряжений, не достигающих предела прочности. Усталость металлов проявляется в возникновении и развитии трещин. При этом задолго до появления трещин усталости в металле накапливаются необратимые изменения. Поскольку завершающий этап усталостного разрушения напоминает по внешнему виду хрупкое разрушение [1], то чаще всего считают, что усталость металла определяется только нормальными напряжениями. Согласно документам [2, 3] усталостная прочность несущих конструкций железнодорожных вагонов характеризуется коэффициентом запаса, чем подразумевается, что в течение всего времени эксплуатации вагона возникновение усталостных трещин в металле принципиально невозможно. Поэтому задача определения усталостной прочности несущей конструкции вагона может быть дополнена [4] определением расчетного напряжения, предопределяющего накопление в металле усталостных повреждений, и определением расположения площадки, в которой накапливаются наи-

большие расчетные напряжения. Выводы об усталостной прочности несущих конструкций железнодорожных вагонов в соответствии с требованиями [2] должны формироваться по результатам ходовых испытаний. В настоящей работе приводится алгоритм обработки информации, зарегистрированной тензодатчиками во время ходовых испытаний.

Можно предположить [1], что свободная плоская поверхность несущей конструкции испытывает плоское напряженное и трехмерное деформированное состояние. Тензоры напряжений и деформаций в случае плоского напряженного состояния соответственно

$$T_{\sigma} = \begin{bmatrix} \sigma_x & \tau_{x,y} & 0 \\ \tau_{x,y} & \sigma_y & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, T_{\varepsilon} = \begin{bmatrix} \varepsilon_x & \gamma_{x,y}/2 & 0 \\ \gamma_{x,y}/2 & \varepsilon_y & 0 \\ 0 & 0 & \varepsilon_z \end{bmatrix}$$

Поскольку [1] напряжения σ_x , σ_y и $\tau_{x,y} = \tau$ от деформации ε_z не зависят, для регистрации плоского напряженного состояния используется розетка деформаций. Если до начала испытаний известно, что рассматриваемый элемент конструкции испытывает одноосное напряженное состояние, то для

регистрации напряжений достаточно одного тензодатчика.

Во время ходовых испытаний железнодорожной техники правильно регистрируются только динамические добавки деформаций. Нулевые уровни деформаций медленно смещаются относительно своего первоначального положения (в том числе и вследствие дрейфа нулей тензоусилителей). Процесс, регистрируемый одним тензодатчиком в одноосном напряженном состоянии, назовем $x_0(t)$. Процессы, регистрируемые прямоугольной трехэлементной розеткой деформаций [1,4] в случае плоского напряженного состояния, назовем $x_1(t)$, $x_2(t)$ и $x_3(t)$. При этом положим, что $x_1(t)$ и $x_2(t)$ регистрируются датчиками, ориентированными во взаимно перпендикулярных направлениях, а $x_3(t)$ регистрируется датчиком, ориентированным вдоль биссектрисы угла между направлениями измерения $x_1(t)$ и $x_2(t)$. Для компенсации дрейфа нулей процессы $\bigvee_{i=0}^3 x_i(t)$ необходимо центрировать. Для центрирования при прохождении испытательным поездом прямых участков пути определяются средние значения [5] процессов $\bigvee_{i=0}^3 x_i(t)$

$$m_i = \frac{1}{T} \int_0^T x_i(t) dt. \quad (1)$$

Центрирование в прямых участках пути заключается в вычитании из $x_i(t)$ величины m_i , соответствующей данному участку, а центрирование в кривых участках пути и при прохождении стрелок – в вычитании величины m_i , зарегистрированной в ближайшей к данному участку прямой. В выражении (1) символом T обозначена длительность процесса $x_i(t)$. Значение деформации $\varepsilon_i(t)$ смещено относительно центрированного процесса $(x_i(t) - m_i)$ на статическую составляющую деформации $X_{ст,i}$:

$$\bigvee_{i=0}^3 \varepsilon_i(t) = x_i(t) - m_i + X_{ст,i}. \quad (2)$$

Обычно значение $X_{ст,i}$ определяется расчетным путем. Иногда (например, в случае од-

ноосного растяжения или сжатия) удастся определить значение $X_{ст,i}$ прямыми или косвенными измерениями.

Нормальные и касательные напряжения плоского напряженного состояния в плоскости розетки определяются согласно зависимостям [1, 4]:

$$\sigma_x(t) = A \cdot (\varepsilon_1(t) + \mu \cdot \varepsilon_2(t)), \quad (3)$$

$$\sigma_y(t) = A \cdot (\varepsilon_2(t) + \mu \cdot \varepsilon_1(t)), \quad (4)$$

$$\tau(t) = B \cdot (2 \cdot \varepsilon_3(t) - \varepsilon_1(t) - \varepsilon_2(t)), \quad (5)$$

где $A = E/(1 - \mu^2)$; $B = 0,5 \cdot E/(1 + \mu)$; E – модуль Юнга, μ – коэффициент Пуассона.

Поскольку при плоском напряженном состоянии $\sigma_z(t) = \tau_{x,z}(t) = \tau_{y,z}(t) = 0$, нормальные (расчетные) напряжения в площадках, расположенных наклонно к плоскости розетки, определяются согласно [4]:

$$\begin{aligned} \sigma_p(t) = & \sigma_x(t) \cdot \cos^2(x, v) + \\ & + \sigma_y(t) \cdot \cos^2(y, v) + \\ & + 2 \cdot \tau(t) \cdot \cos(x, v) \cdot \cos(y, v) \end{aligned} \quad (6)$$

где (x, v) и (y, v) – углы между нормалью \vec{v} к площадке и положительными направлениями осей датчиков, фиксирующих процессы $x_1(t)$ и $x_2(t)$;

$$(x, v) \in [0^\circ, 30^\circ, 45^\circ, 60^\circ, 90^\circ],$$

$$(y, v) \in [0^\circ, 30^\circ, 45^\circ, 60^\circ, 90^\circ]; \quad (7)$$

при этом

$$\cos^2(x, v) + \cos^2(y, v) \leq 1. \quad (8)$$

Очевидно, при одноосном напряженном состоянии в соответствии с принятыми ранее обозначениями

$$\sigma_p(t) = E \cdot \varepsilon_0(t). \quad (9)$$

Соответствующая выражениям (6) и (9) реализация расчетного $\sigma_p(t)$ напряжения для каждой площадки сначала подвергается "выделению экстремумов" [6], после чего в реализации остаются только экстремальные значения, причем, соседние экстремумы отличаются не менее, чем на ширину

класса K . Ширина класса согласно [6] определяется как

$$K = \frac{\max(\sigma_p^{(0)}(t)) - \min(\sigma_p^{(0)}(t))}{(12 \div 30)}, \quad (10)$$

где $\sigma_p^{(0)}(t)$ - полный ансамбль реализаций, участвующих в обработке. Поскольку априори глобальные экстремумы напряжений в ансамбле не известны, можно положить $K \leq \sigma_T / 50$, где σ_T - предел текучести для данного материала. Ширина класса должна быть не меньше двойной амплитуды шумов регистрирующей аппаратуры. Для стали 09Г2, например, обычно принимают $K \approx 4$ МПа.

После "выделения экстремумов" реализация схематизируется по методу "дождя" [6, 7]. При этом из реализации последовательно выделяются размахи полуциклов $2X_a$ и средние значения в полуциклах X_M , после чего асимметричные циклы нагружения приводятся к эквивалентным симметричным [6]:

$$X_{np} = \begin{cases} X_a + \psi X_M \Leftarrow X_M > 0; \\ X_a \Leftarrow X_M \leq 0. \end{cases} \quad (11)$$

Согласно [8] коэффициент асимметрии цикла нагружения определяется выражением $\psi = (0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot \sigma_B) / K_K$. Здесь σ_B - предел прочности, измеряемый в МПа. Коэффициент K_K , учитывающий влияние концентрации напряжений, нормируется в [3]. Если предел усталостной прочности детали (σ_{-1} / K_K) известен, то для легированных сталей согласно [8] допускается определять коэффициент асимметрии цикла нагружения из выражения $\psi = (\sigma_{-1} / K_K) / (2\sigma_B - (\sigma_{-1} / K_K))$. Здесь σ_{-1} - предел выносливости материала по нормальным напряжениям, измеряемый в МПа.

Если в реализации $\sigma_p(t)$ для площадки, идентифицированной углами (x, v) и (y, v) , в соответствии с (11) было выделено N_p полуциклов с приведенными полуразмахами $\sum_{j=1}^{N_p} X_{np}(J)$,

то согласно гипотезе о линейном накоплении усталостных повреждений (несмотря на отсутствие повреждений, видимых глазом) критерий усталости определится из выражения

$$D((x, v), (y, v)) = 0,5 \cdot \sum_{j=1}^{N_p} X_{np}^m(J). \quad (12)$$

Показатель степени m в [4] называется параметром циклической трещиностойкости металла. Согласно [3] величина m для сварных и литых рам и балок определяется из выражения

$$m \approx \begin{cases} \frac{16}{K_k} & \text{для малоуглеродистых сталей} \\ \frac{16}{K_k} & \text{для низколегированных сталей} \end{cases}$$

Согласно [6, 7] допускается определять значения критерия усталости из циклограммы:

$$D((x, v), (y, v)) = \sum_k X^m(k) \cdot n((x, v), (y, v), k). \quad (13)$$

Здесь $X(k)$ - напряжение, соответствующее середине класса (интервала) с номером k , в который попали амплитуды $n((x, v), (y, v), k)$ полных циклов напряжений. Следует отметить, что $\inf(X_{np}(J)) = K/2$, то есть приведенных полуразмахов, меньших, чем полуширина класса, не бывает. При построении циклограмм не обязательно, чтобы ширина интервала амплитуд (приведенных полуразмахов) напряжений равнялась ширине класса. Количество циклов нагружения с приведенным полуразмахом напряжений класса k (k -го интервала) для каждой площадки $n((x, v), (y, v), k)$ равно половине количества полуциклов, попавших в класс k . Здесь и далее для наглядности $X(0) = 0,75 \cdot K$, то есть классу с номером 0 соответствует $K/2 \leq X_{np} < K$; для всех остальных классов $\forall X(k) = (k + 0,5) \cdot K$, а условие попадания амплитуды напряжений в класс с номером $k \geq 1$: $k \cdot K \leq X_{np} < (k + 1) \cdot K$. Допускается при построении циклограмм принимать $\forall X(k) = k \cdot K$, $k \geq 1$

а условие попадания амплитуд в класс с номером k формулировать в виде

$$(k - 0,5) \cdot K \leq X_{np} < (k + 0,5) \cdot K.$$

При измерении напряжений с использованием розетки деформаций каждому фрагменту опытных поездок испытательного поезда со сквозным номе-

ром по ансамблю j поставим в соответствие величину критерия усталости

$$D_j = \max_{(x,v),(y,v)} D((x,v),(y,v)) \quad (14)$$

и длину участка L_j . При одноосном напряженном состоянии, когда деформация $x_0(t)$ фиксировалась одним датчиком, а не розеткой деформаций, критерий усталости в реализации с номером j определяется аналогично (12) или (13):

$$D_j = 0,5 \cdot \sum_{J=1}^{N_p} X_{np}^m(J)$$

или

$$D_j = \sum_k X^m(k) \cdot n(k).$$

Здесь, как и в (13), $n(k)$ – количество циклов с приведенным полуразмахом напряжений класса k в реализации с номером j .

Отметим, что определение критерия усталости согласно (13) по сравнению с (12) в запас усталостной прочности испытуемого объекта идет не всегда.

Интересно отметить, что в достаточно широких пределах от ширины класса K значение критерия усталости D почти не зависит. В табл. 1 в качестве примера приведены циклограммы и значения критериев усталости, полученные согласно (2, 11, 13) по реализации $x_0(t)$ при $K=4$ МПа и $K=2$ МПа (в обоих случаях $E \cdot X_{cr}=25,3$ МПа; $\psi=0,02$; $m=4$). Реализация $x_0(t)$ была зафиксирована на нижней поверхности неконсольной части хребтовой балки вблизи пятникового узла во время ходовых испытаний полувагона на прямом участке стыкового пути длиной 1,898 км при скорости 80 км/ч.

Таблица 1.

Зависимость значения критерия усталости D от ширины класса K

K , МПа	D , (МПа) ⁴												
4	$0,26 \cdot 10^7$	k	0		1		2		3		4		
		Интервал, МПа	[2,4)		[4,8)		[8,12)		[12,16)		[16,20)		
		$X(k)$, МПа	3		6		10		14		18		
		$2 \cdot n(k)$	292		419		137		61		10		
2	$0,28 \cdot 10^7$	k	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	
		Интервал, МПа	[1,2)	[2,4)	[4,6)	[6,8)	[8,10)	[10,12)	[12,14)	[14,16)	[16,18)	[18,20)	
		$X(k)$, МПа	1,5	3	5	7	9	11	13	15	17	19	
		$2 \cdot n(k)$	426	292	264	155	95	42	40	21	5	5	

В дальнейшем будем пользоваться удельным критерием усталости $G_j = D_j / L_j$, где j – сквозной по ансамблю номер фрагмента испытательной поездки. Поставим в соответствие [9] каждому фрагменту испытательной поездки комбинацию параметров Π , Φ , $У$, V и рассортируем значения G_j по этим параметрам. Ниже

перечислены возможные значения параметров Π , Φ , $У$, V .

Значение параметра $\Pi = ж$ определяет порожний пробег испытуемого вагона в данном фрагменте испытательной поездки, $\Pi = г$ – пробег с полной загрузкой. Допускается оценивать усталостную прочность только по результатам испытаний вагона с полной загрузкой. Погрешность такой

оценки обычно идет в запас усталостной прочности объекта испытаний.

Параметр Φ определяет план пути. $\Phi = np$ – следование по прямому участку пути, $\Phi = k$ – в кривой, $\Phi = c$ – по стрелкам; иногда целесообразно вместо $\Phi = k$ ввести следующие градации: $\Phi = мал$ – следование в кривых малого радиуса $R \leq R_c$ (обычно принимается $R_c = 350$ м); $\Phi = ср$ – следование в кривых среднего радиуса $R_c < R \leq R_6$ (обычно принимается $R_6 = 650$ м); $\Phi = бол$ – следование в кривых большого радиуса $R > R_6$. Каждая реализация, соответствующая следованию испытательного поезда в кривых, должна содержать информацию о прохождении с постоянной скоростью либо S-образной кривой, либо участка, содержащего, как правую, так и левую кривые примерно одинакового радиуса.

В зависимости от технологии укладки пути обычно достаточно двух градаций для сортировки по параметру Y : $Y = ct$ – стыковой путь, $Y = бст$ – бесстыковой путь. Для бесстыкового пути каждая обработанная реализация напряжений должна соответствовать прохождению участка, содержащего стыковые вставки.

Отметим, что сортировки в зависимости от технологии укладки пути $Y \in \{ct, бст\}$ и разделение кривых в зависимости от их радиуса в [2] не предусматривается.

Очевидно, перечисленные условия сортировок можно формально записать в виде множеств допустимых значений параметров Π , Φ , Y : $\Pi \in \{(ж, з) \vee з\}$, $\Phi \in \{np, c, (k \vee (мал, ср, бол))\}$, $Y \in \{(ct, бст) \vee 0\}$. Здесь $Y = 0$ подразумевает отсутствие сортировок реализаций по признаку следования по стыковому или бесстыковому пути.

Параметр V – интервальная оценка скорости испытательного поезда.

В общем случае элемент $G(\Pi, \Phi, Y, V)$ должен содержать суммарные за все испытания сведения для всех j , удовлетворяющих требованиям к каждому конкретному сочетанию Π , Φ , Y и V :

$$\forall \Pi \forall \Phi \forall Y \forall V G(\Pi, \Phi, Y, V) = \frac{\sum_j G_j \cdot L_j}{\sum_j L_j} \Bigg|_{j: [\Pi, \Phi, Y, V]} \quad (15)$$

Допускается (в запас усталостной прочности) определять $G(\Pi, \Phi, Y, V)$ как наибольшее (наихудшее) значение G_j среди всех j , удовлетворяющих требованиям к каждому конкретному сочетанию Π , Φ , Y и V :

$$\forall \Pi \forall \Phi \forall Y \forall V G(\Pi, \Phi, Y, V) = \max_j G_j \quad (16)$$

Согласно нормативным документам [2, 3] коэффициент запаса усталостной прочности конструкции (n) определяется выражением

$$n = \frac{\sigma_{-1}}{K_\kappa \cdot \sigma_{экв}} \geq [n], \quad (17)$$

где $[n]$ – табулированное в [2, 3] минимальное допустимое значение коэффициента n ,

$$\sigma_{экв} = m \sqrt{\frac{\Gamma \cdot S_c \cdot G_{B3B}}{N_0}}, \quad (17)$$

$$G_{B3B} = \sum_Y P_Y^{(m)}(Y) \sum_\Pi P_\Pi^{(m)}(\Pi) \sum_\Phi P_\Phi^{(m)}(\Phi, Y) \sum_V P_V^{(m)}(\Pi, \Phi, Y, V) \cdot G(\Pi, \Phi, Y, V) \quad (19)$$

– S_c – срок службы (количество лет) испытываемого вагона, N_0 – базовое число циклов до разрушения образца данного материала при циклическом нагружении симметричным циклом напряжений амплитудой σ_{-1} (величина N_0 нормирована в [2]), Γ – нормативный годовой пробег (км) испытываемого вагона (среднестатистический грузовой полувагон, к примеру, проходит $\Gamma \approx 76800$ км/год; полувагон, курсирующий в маршруте, – $\Gamma \approx 130000$ км/год), $P_Y^{(m)}(Y)$, $P_\Pi^{(m)}(\Pi)$, $P_\Phi^{(m)}(\Phi, Y)$, $P_V^{(m)}(\Pi, \Phi, Y, V)$ – модифицированные распределения вероятностей;

– $P_Y(Y)$ – распределение вероятностей (в долях пути) эксплуатации испытываемого вагона на стыковом ($Y = ct$) и бесстыковом ($Y = бст$) пути. Очевидно $P_Y(0) = 1$. Для Приднепровской железной дороги, например, на 2001 год можно было принять $P_Y(ct) = P_Y(бст) = 0,5$. В табл. 2 приведены циклограммы и значения критериев G , полученные согласно [2, 11, 13, 15], по всем реализациям, зарегистрированным тем же самым датчиком, находящимся на хребтовой балке, при испытаниях полувагона в прямых участках пути со скоростями $30 \leq v < 45$ (км/ч) на стыковом и бесстыковом пути ($E \cdot X_{ст} = 25,3$ МПа; $\psi = 0,02$; $m = 4$; $K = 2$ МПа).

Таблица 2

Значения критериев усталости, полученные на стыковом и бесстыковом пути

V	$G_j, (\text{МПа})^4/\text{км}$	$L_j, \text{км}$	Интервал, МПа	[1,4)	[4,6)	[6,8)	[8,10)	[10,12)	[12,14)	[14,16)	[16,18)	[18,20)	[20,22)
			$X(k), \text{МПа}$	2,5	5	7	9	11	13	15	17	19	21
cm	$0,96 \cdot 10^6$	9,725	$2 \cdot n(k)$	5652	1724	931	463	250	118	42	18	2	5
			$2 \cdot n(k)/L_j$	581,2	177,3	95,7	47,6	25,7	12,1	4,3	1,9	0,2	0,5
$бсм$	$0,68 \cdot 10^6$	1,126	$2 \cdot n(k)$	620	184	74	37	31	12	1	1		
			$2 \cdot n(k)/L_j$	550,6	163,4	65,7	32,9	27,5	10,7	0,9	0,9		

Из табл. 2 видно, что при одинаковых скоростях значение критерия G на стыковом пути несколько выше, чем на бесстыковом. Поскольку на стыковом пути обычно не реализуются скорости, близкие к конструкционной, то при $V=0$ высоким скоростям приходится ставить в соответствие информацию, зарегистрированную на бесстыковом пути, а таким скоростям, которые реализуются и на стыковом, и на бесстыковом пути, – информацию об испытаниях на стыковом пути;

– $P_{II}(\Pi)$ – распределение вероятностей (в долях пути) эксплуатации испытуемого вагона в порожнем ($\Pi = ж$) и загруженном ($\Pi = з$) состоянии. Очевидно, $P_{II}(ж) + P_{II}(з) = 1$. Согласно [2] для универсальных полувагонов $P_{II}(ж) = 0,25$; $P_{II}(з) = 0,75$;

– $P_{\Phi}(V, \Phi)$ – распределение вероятностей (в долях пути) эксплуатации испытуемого вагона на прямых участках пути ($\Phi = np$), в кривых малого радиуса ($\Phi = мал$), в кривых среднего радиуса ($\Phi = ср$), в кривых большого радиуса ($\Phi = бол$) и при следовании по стрелкам ($\Phi = c$). Допускается [2] не сортировать результаты испытаний в зависимости от радиуса кривых. Выражение $\Phi = \kappa$ соответствует эксплуатации вагона в кривых вне зависимости от радиуса. Очевидно:

$$\bigvee_V \begin{cases} P_{\Phi}(V, np) + P_{\Phi}(V, \kappa) + P_{\Phi}(V, c) = 1 \\ \quad \Leftarrow \Phi \in [np, \kappa, c], \\ P_{\Phi}(V, np) + P_{\Phi}(V, мал) + \\ P_{\Phi}(V, ср) + P_{\Phi}(V, бол) + P_{\Phi}(V, c) = 1 \\ \quad \Leftarrow \Phi \in [np, мал, ср, бол, c]. \end{cases}$$

Распределение $P_\Phi(Y, \Phi)$ для $\Phi \in [np, \kappa, c]$ нормируется в [2, 3], распределение $P_\Phi(Y, \Phi)$ для $\Phi \in [np, мал, ср, бол, c]$ в зависимости от R_c и R_6 можно построить на основании [10]. При этом отметим, что на бесстыковом пути обычно нет кривых радиусом меньше 350 м, т.е. для $R_c = 350$ м выполняется условие $P_\Phi(бст, мал) = 0$. Интересно отметить, что согласно [2] $P_\Phi(Y, np) = 0,7$, а согласно [3] $P_\Phi(Y, np) = 0,75$.

– $P_V(\Pi, \Phi, Y, V)$ – распределения по скоростям вероятностей (в долях пути) эксплуатации испытуемого вагона при заданных Π , Φ , Y . Так $P_V(\Pi, \Phi, Y, V_D)$ – это вероятность эксплуатации экипажа при заданных Π , Φ , Y и скоростях V испытуемого экипажа, соответствующих зависимости

$$V_D - \Delta V / 2 \leq v < V_D + \Delta V.$$

Здесь ΔV – интервал скоростей, принятый согласно требованиям [2]. Очевидно,

$$\forall \Pi \forall \Phi \sum_{D=1}^{\partial_{\max}} P_V(\Pi, \Phi, Y, V_D) = 1.$$

В [2] табулировано распределение вероятностей $P_v(V)$ – долей времени эксплуатации вагона в заданных интервалах скоростей. P_V и P_v связаны зависимостью

$$\forall_{j \geq 1} P_{V,j} = \frac{V_j \cdot P_{v,j}}{\sum_i V_i \cdot P_{v,i}}, \quad (20)$$

где j , i – номера интервалов скоростей; V_j , V_i – центральные для j -го и i -го интервала скорости (например, $V_j = (j - 1/2) \cdot \Delta V$); $P_{v,j}$ – доля времени, а $P_{V,j}$ – доля пути при движении испытуемого вагона со скоростями V , соответствующими зависимости

$$V_j - \Delta V / 2 \leq v < V_j + \Delta V / 2.$$

При обработке результатов испытаний может оказаться, что для какого-то сочетания параметров значения $G(\Pi, \Phi, Y, V)$ не определя-

лись. Тогда распределения $P_Y(Y)$, $P_\Pi(\Pi)$, $P_\Phi(Y, \Phi)$, $P_V(\Pi, \Phi, Y, V)$ должны быть модифицированы согласно следующих правил.

1. Если при каком-то сочетании Π , Φ , Y для скоростей $V_{\partial 1} - \Delta V / 2 \leq v < V_{\partial 2} + \Delta V / 2$ при $\partial 2 - \partial 1 + 1 < \partial_{\max}$ значения критериев $G(\Pi, \Phi, Y, V)$ не определялись, то есть $\forall_{D=\partial 1}^{\partial 2} G(\Pi, \Phi, Y, V_D) = 0$, то распределение $P_V(\Pi, \Phi, Y, V)$ модифицируется:

$$\left\{ \begin{array}{l} \forall_{D=\partial 1}^{\partial 2} P_V^{(M)}(\Pi, \Phi, Y, V_D) = 0, \\ P_V^{(M)}(\Pi, \Phi, Y, V_{\partial 1-1}) = \sum_{D=\partial 1-1}^{\partial 2} P_V(\Pi, \Phi, Y, V_D) \\ \Leftarrow \lambda \\ \vee \lambda_2, \\ P_V^{(M)}(\Pi, \Phi, Y, V_{\partial 2+1}) = \sum_{D=\partial 1}^{\partial 2+1} P_V(\Pi, \Phi, Y, V_D), \\ \Leftarrow \lambda_3 \vee \lambda_4 \\ P_V^{(M)}(\Pi, \Phi, Y, V_D) = P_V(\Pi, \Phi, Y, V_D) \\ \text{для прочих значений } D. \end{array} \right.$$

Здесь

$$\begin{aligned} \lambda_1 &= (\partial 1 > 1) \wedge (\partial 2 \leq \partial_{\max}) \wedge \\ &\wedge (G(\Pi, \Phi, Y, V_{\partial 1-1}) > G(\Pi, \Phi, Y, V_{\partial 2+1})), \\ \lambda_2 &= (\partial 1 > 1) \wedge (\partial 2 = \partial_{\max}), \\ \lambda_3 &= (\partial 1 \geq 2) \wedge (\partial 2 < \partial_{\max}) \wedge \\ &\wedge (G(\Pi, \Phi, Y, V_{\partial 1-1}) \leq G(\Pi, \Phi, Y, V_{\partial 2+1})), \\ \lambda_4 &= (\partial 1 = 1) \wedge (\partial 2 < \partial_{\max}). \end{aligned}$$

2. Если на участках стыкового $Y = ст$ или бесстыкового $Y = бст$ пути данного плана $\Phi = \phi 1$ значения критериев $G(\Pi, \Phi, Y, V_D)$ не определя-

лись, то есть $\forall_{D=1}^{\partial_{\max}} G(\Pi, \Phi, Y, V_D) = 0$, то модифицируется распределение $P_\Phi(Y, \Phi)$:

$$\left\{ \begin{array}{l} P_\Phi^{(M)}(Y, \phi 1) = 0, \\ P_\Phi^{(M)}(Y, \phi 2) = P_\Phi(Y, \phi 1) + P_\Phi(Y, \phi 2). \end{array} \right.$$

Правило выбора значения $\phi 2$ следующее:

$$\begin{cases} \phi 2 = np & \Leftarrow \phi 1 = c, \\ \phi 2 = cp & \Leftarrow \phi 1 = мал, \\ \phi 2 = бол & \Leftarrow \phi 1 = cp, \\ \phi 2 = np & \Leftarrow \phi 1 = бол. \end{cases}$$

Для прочих значений Φ принимается $P_{\Phi}^{(м)}(Y, \Phi) = P_{\Phi}(Y, \Phi)$.

3. Если измерения на бесстыковом пути ($Y = бсм$) не проводились, то есть

$$\bigvee_{D=1}^{\partial_{\max}} G(\Pi, \Phi, Y = бсм, V_D) = 0,$$

то $P_Y^{(м)}(бсм) = 0$; $P_Y^{(м)}(см) = 1$. Если измерения на стыковом пути ($Y = см$) не проводились

$$\bigvee_{D=1}^{\partial_{\max}} G(\Pi, \Phi, Y = см, V_D) = 0, \text{ то } P_Y^{(м)}(см) = 0,$$

а $P_Y^{(м)}(бсм) = P_Y(бсм) + 2 \cdot P_Y(см)$. Здесь в запас усталостной прочности испытуемого вагона подразумевается, что значения критерия G , определенные на стыковом пути, не более, чем в 2 раза, превышают значения этого же критерия G , определенные на бесстыковом пути.

4. Если измерения в груженом режиме вагона не проводились $\bigvee_{D=1}^{\partial_{\max}} G(\Pi = з, \Phi, Y, V_D) = 0$,

а нагружение вагона по условиям эксплуатации в груженом и порожнем режимах значительно отличаются, то делать выводы об усталостной прочности вагона по данной методике нельзя. Если нагружение вагона в груженом и порожнем режимах мало отличаются (например, у купейного пассажирского вагона), то правомерно делать заключение об усталостной прочности несущих конструкций вагона по результатам испытаний в каком-то одном режиме:

$$\left\{ \begin{array}{l} P_{\Pi}^{(м)}(з) = 1 \\ P_{\Pi}^{(м)}(жс) = 0 \end{array} \right\} \Leftarrow \bigvee_{\Phi} \bigvee_{D=1}^{\partial_{\max}} G(\Pi = жс, \Phi, Y, V_D) = 0,$$

$$\left\{ \begin{array}{l} P_{\Pi}^{(м)}(з) = 0 \\ P_{\Pi}^{(м)}(жс) = 1 \end{array} \right\} \Leftarrow \bigvee_{\Phi} \bigvee_{D=1}^{\partial_{\max}} G(\Pi = з, \Phi, Y, V_D) = 0.$$

Допускается определять $\sigma_{экг}$ из выражения:

$$\sigma_{экг} = \sqrt[n]{\frac{G \cdot S_c}{N_0} \cdot G_{\max}}, \quad (21)$$

где $G_{\max} = \max_{\Pi, \Phi, Y, V} G(\Pi, \Phi, Y, V)$. Если при этом

окажется, что $n > [n]$, то закругление расчетов идет в запас усталостной прочности конструкции.

В некоторых [6, 7] источниках приводится пессимистический прогноз долговечности конструкции по формуле

$$S_c \geq \frac{\sigma_{-1}^m \cdot N_0}{K_K^m \cdot \tilde{G}_{\max} \cdot G}, \quad (22)$$

где

$$\tilde{G}_{\max} = \max_j (G_j : [X_{пр} \geq \sigma_{-1}/K_K]) \quad (22)$$

определяется только теми циклами нагружения, при которых приведенные полуразмахи напряжений превышали величину σ_{-1}/K_K . Следует отметить, что этот прогноз противоречит требованиям [2], так как условие (16) может оказаться не выполненным, даже если $\bigvee_j X_{пр} < \sigma_{-1}/K_K$.

При компьютерной обработке результатов испытаний частота квантования $f_{кв}$ определяется [11] выражением

$$f_{кв} = (10 \dots 20) \cdot f_m,$$

где f_m определяется из выражения

$$f_m = \max_{f_0 > 0} (f_0 : [A(f_0) \geq 0,05 \cdot \max_{0 < f < \infty} A(f)]) \quad (23)$$

Здесь $A(f)$ – модуль преобразования Фурье от самой высокочастотной реализации регистрируемых процессов $\bigvee_{i=0}^3 x_i(t)$. Для обработки результатов ходовых испытаний самоходных железнодорожных вагонов обычно достаточно $f_{кв} = 600$ Гц, а для несамоходных железнодорожных вагонов – даже $f_{кв} = 100$ Гц.

Изложенный в данной статье алгоритм компьютерной обработки результатов ходовых испытаний железнодорожных вагонов может также рассматриваться как основа программы и методики тестирования для дальнейшей аттестации и проверки компьютерной системы измерений усталостной прочности несущих конструкций подвижного состава.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Экспериментальные методы исследования деформаций и напряжений. Справочное пособие / Б.С. Касаткин, А.Б. Кудрин, Л.М. Лобанов и др. – К.: Наукова думка, 1981. - 584 с.

2. РД 24.050.37-95. Вагоны грузовые и пассажирские. Методы испытаний на прочность и ходовые качества. - 101 с.

3. Нормы для расчета и проектирования новых и модернизируемых вагонов железных дорог МПС колес 1520 мм (несамоходных). - М.: ГосНИИВ-ВНИИЖТ, 1996. - 319 с.

4. Гусев А.С. Сопротивление усталости и живучесть конструкций при случайных нагрузках. - М.: Машиностроение, 1989. - 248 с.

5. Корн Г., Корн Т.. Справочник по математике для научных работников и инженеров. - М.: Наука, 1968. - 720 с.

6. ГОСТ 25.101-83. Расчеты и испытания на прочность. Методы схематизации случайных процессов нагружения элементов машин и конструкций и статистического представления результатов.

7. Когаев В.П., Махутов Н.А., Гусенков А.П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность. - М.: Машиностроение, 1985. – 223 с.

8. ГОСТ 25.504-82. Расчеты и испытания на прочность. Методы расчета характеристик сопротивления усталости.

9. Фор Р., Кофман А., Дени-Папен М. Современная математика. - М.: Мир, 1966. - 272 с.

10. Иоанесян А.И. Улучшение трассы существующего железнодорожного транспорта. - М.: Транспорт, 1972. - 171 с.

11. Гаркави Н.Я., Добров И.В. О способах имитации вибрационного состояния объектов // Вестник машиностроения. – 1999. – № 4. - С. 52-54.

В.М. БУБНОВ, д-р техн. наук, профессор, ООО ГСКБВ (Украина)
 П. КУМАР, РИТЕС, Нью Дели, (Индия),
 Г.И. БОГОМАЗ, д-р техн. наук, профессор, ИТМ НАНУ и НКАУ (Украина)
 М.Б. СОБОЛЕВСКАЯ, ст. научн. сотр., ИТМ НАНУ и НКАУ (Украина)
 В.М. ЦЫБУЛЬСКИЙ, ИТМ НАНУ и НКАУ (Украина)
 И.К. ХРУЩ, ИТМ НАНУ и НКАУ (Украина)

ОЦЕНКА ПАРАМЕТРОВ ВАГОНА-ЦИСТЕРНЫ ДЛЯ ЖЕЛЕЗНЫХ ДОРОГ ИНДИИ

Розроблено безрамну конструкцію чотиривісного вагона-цистерни для перевезення нафтопродуктів по залізницях Індії з мінімальними коефіцієнтами тари. На основі розробленої конструкторської документації побудовані кінцево-елементні математичні моделі, проведені дослідження пружньо-деформованого стану елементів вагона-цистерни при різних режимах навантаження і дана оцінка міцнісних якостей конструкції в експлуатації.

Разработана безрамная конструкция четырехосного вагона-цистерны для перевозки нефтепродуктов по железным дорогам Индии с минимальными коэффициентами тары. На основе разработанной конструкторской документации построены конечно-элементные математические модели, проведены исследования напряженно-деформированного состояния элементов вагона-цистерны при различных режимах нагружения и дана оценка прочностных качеств конструкции в эксплуатации.

On the basis of the developed design documentation a tank-car structure finite element mathematical model is created, and the analysis of stresses in elements of frameless tank-car for oil transportation on the Indian railways at various operational loading is carried out. The results of calculations are compared with the data of prototype tests.

В связи с необходимостью повышения провозной способности железных дорог актуальной задачей является создание вагонов-цистерн с минимальным коэффициентом тары, определяющим отношение массы тары к массе перевозимого груза. Снижение массы тары вагона-цистерны может быть достигнуто путем создания безрамной конструкции вагона-цистерны и использования высокопрочных сталей.

Главным специализированным конструкторским бюро вагоностроения ОАО "МЗТМ" разработана безрамная конструкция вагона-цистерны модели 15-1717 для транспортировки нефтепродуктов (бензин, дизельное масло, керосиновое масло, нефть, авиационное топливо, легкое дизельное масло) по колеям индийских железных дорог шириной 1676 мм. Схема разработанной конструкции вагона-цистерны показана на рис. 1. Цилиндрическая обечайка котла, подкрепленная для увеличения жесткости конструкции четырьмя шпангоутами, составлена из трех частей: горизонтально расположенной средней и двух концевых, наклоненных к средней части под углом 1°. Между концевыми рамами в нижней части котла установлены два стрингера. Котел цистерны соединен с концевыми рамами продольными и поперечными связями. Основные несущие элементы

вагона-цистерны (котел, рама, опоры) изготовлены из высокопрочных сталей.

Основные технические параметры вагона-цистерны приведены в табл. 1.

Таблица 1

Основные технические параметры вагона

Параметр, размерность	Значение
Вес тары, т	23,44
Грузоподъемность, т	57,84
Общий вес, т	81,28
Нагрузка на ось, т	20,32
Длина по осям автосцепки, мм	12420,00
База цистерны, мм	8391,00
Максимальная высота автосцепки, мм	1105,00
Расстояние между сливными устройствами, мм	4140,00
Длина по концевым балкам, мм	11491,00
Полный объем котла, м ³	76,00
Внутренний диаметр котла, мм	2950,00
Габарит	"X"

Математическая модель рассматриваемой конструкции цистерны построена с использованием программного комплекса, реализующего метод конечных элементов, на основе разработанной и представленной в электронном виде конструкторской документации. Для моделирования цилиндрической обечайки котла, под-

крепляющих ее элементов, концевых рам и опор выбран конечный элемент пластины преимущественно прямоугольной формы, а для торосферических днищ – треугольный элемент пластины. Модель вагона-цистерны (рис. 2) со-

ставлена из 45 946 конечных элементов и имеет 241 332 степени свободы.

Оценка прочности конструкции цистерны проводилась в соответствии с Нормами [1] и заданиями индийской стороны.

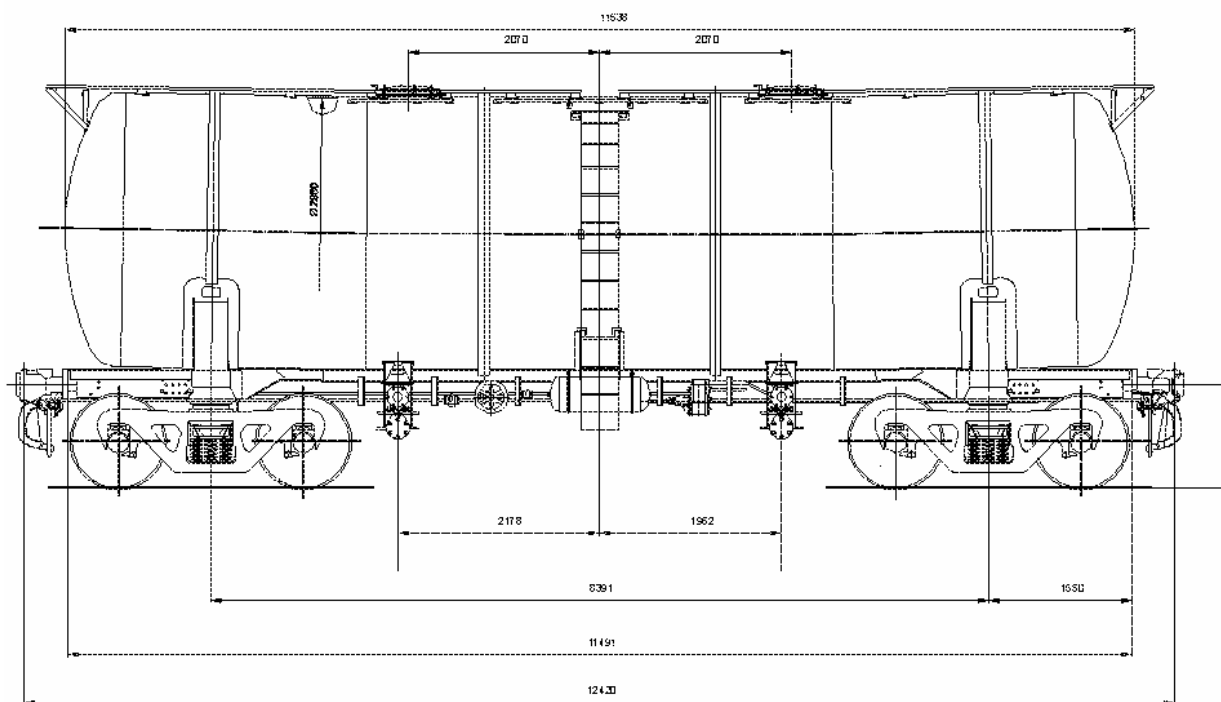


Рис. 1. Вагон-цистерна безрамной конструкции для железных дорог Индии

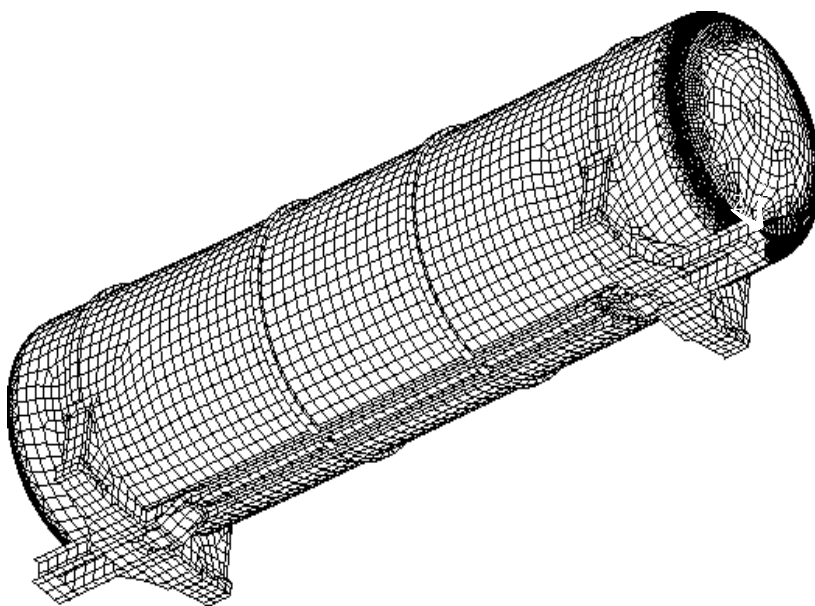


Рис. 2. Конечно-элементная схема вагона-цистерны

Различные режимы эксплуатации, в том числе пуск в ход и торможение, избыточное внутреннее давление, подъем за концевые рамы, моделировались соответствующим комплексом внешних статических нагрузок: весом жидкого груза как гидростатического давления; внутренним давлением, равномерно распределен-

ным по оболочке котла; продольными сжимающими и растягивающими силами, приложенными к автосцепке; весом конструкции и силами ее инерции от удара в автосцепку, задаваемыми с помощью ускорения, приложенного к элементам конструкции соответственно в вертикальном и продольном направлениях;

давлением от гидроудара, равномерно распределенным по поверхности переднего днища и цилиндрической обечайки. Величина давления от гидроудара P_z определялась как отношение силы инерции жидкого груза N_u к площади вертикальной проекции днища и принималась по всей длине обечайки котла равной давлению на переднем днище (заднее днище считалось ненагруженным):

$$P_z = \frac{4 \cdot N_u}{\pi \cdot D^2}, \quad (1)$$

$$N_u = \frac{Q_{zp}}{Q_{zp} + Q_m} \cdot N, \quad (2)$$

где D – диаметр котла; N – продольно-тяговая сила; Q_{zp} – масса жидкого груза; Q_m – масса тары.

Вес груза прикладывается в виде неравномерно распределенного давления P . Изменение давления по высоте определяется как

$$\text{grad}(P) = \frac{dP}{dh} = \rho \cdot g, \quad (3)$$

где ρ – плотность перевозимого груза; g – ускорение свободного падения.

Ускорение a , приложенное к элементам конструкции для компенсации разницы между силой продольного удара и силой инерции груза, вычисляется по формуле

$$a = \frac{N - N_u}{Q_m}. \quad (4)$$

При воздействии на конструкцию продольных нагрузок рассматривались два вида граничных условий:

– при сжатии конструкция шарнирно опирается в месте крепления заднего упора автосцепки;

– при растяжении конструкция шарнирно опирается в месте крепления переднего упора автосцепки.

Рассмотрены шесть вариантов сочетаний расчетных нагрузок.

I расчетный режим:

1) сила продольного сжатия 2,5 МН, приложенная к заднему упору автосцепки;

2) равномерное внутреннее давление паров бензина 0,2 МПа;

3) давление гидроудара 0,26 МПа, определяемое по формуле (1) при $N=2,5$ МН;

4) вес груза, прикладываемый в виде неравномерно распределенного давления с

$\text{grad}(P)=7357,5 \text{ Н} \cdot \text{м}^{-3}$, вычисленного по формуле (3);

5) вес конструкции;

6) силы инерции конструкции, определяемые путем умножения масс ее элементов на ускорение $a = 3 \text{ g}$, вычисленное по формуле (4) при $N=2,5$ МН.

Допускаемые напряжения для этого режима в соответствии с [1]:

– для полурам и опор котла 315 МПа;

– для котла 385 МПа.

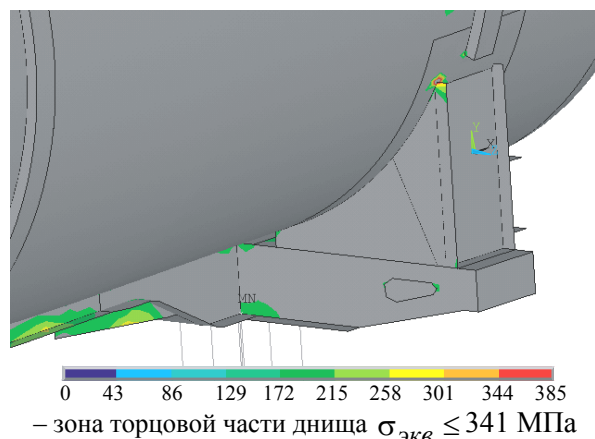
В результате проведенных исследований установлено, что наиболее нагруженными зонами для этого режима являются (рис. 3):

– зона диафрагм шкворневой балки, где максимальные значения $\sigma_{экв}=213$ МПа;

– зона перехода от хребтовой балки к стрингеру, где максимальные $\sigma_{экв}=302$ МПа;

– зона верхней части опоры $\sigma_{экв} \leq 295$ МПа;

– зона торцевой части днища $\sigma_{экв} \leq 341$ МПа.



– зона торцевой части днища $\sigma_{экв} \leq 341$ МПа

Рис. 3. Наиболее нагруженные зоны (I режим)

II-й расчетный режим:

1) сила продольного растяжения 1,0 МН;

2) давление паров бензина 0,2 МПа;

3) давление гидроудара 0,104 МПа;

4) вес груза с $\text{grad}(P)=10300,5 \text{ Н} \cdot \text{м}^{-3}$ и с учетом коэффициента вертикальной динамики $K_d=0,4$;

5) вес конструкции с учетом коэффициента вертикальной динамики $K_d = 0,4$;

6) силы инерции конструкции, определяемые путем умножения масс ее элементов на ускорение $a = 1,23 \text{ g}$, вычисленное по формуле (4) при $N=1,0$ МН.

Допускаемые напряжения для этого режима:

– для полурам и опор котла 220 МПа;

– для котла 247 МПа.

Наиболее нагруженными зонами при этом режиме, так же, как и при I расчетном режиме, являются зона диафрагм шкворневой балки $\sigma_{э\kappa\beta} \leq 142$ МПа; зона перехода от хребтовой балки к стрингеру $\sigma_{э\kappa\beta} \leq 110$ МПа; зона верхней части опоры $\sigma_{э\kappa\beta} \leq 215$ МПа; зона торцевой части днища $\sigma_{э\kappa\beta} \leq 246$ МПа.

III расчетный режим:

1) внутреннее давление 0,28 МПа.

IV расчетный режим:

1) давление 0,58 МПа.

Допускаемые напряжения для этих режимов составляют:

- для полурам и опор котла 318 МПа;
- для котла 409 МПа.

Наиболее нагруженной зоной при рассмотренных режимах является зона торцевой части днища (рис. 4) $\sigma_{э\kappa\beta} \leq 191$ МПа (для III режима) и $\sigma_{э\kappa\beta} \leq 395$ МПа (для IV режима).

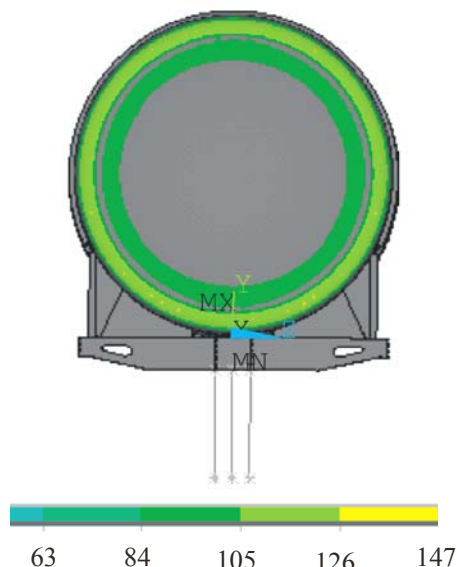


Рис. 4. НДС торевой части днища (III режим)

V расчетный режим (по техническим требованиям индийской стороны):

1) подъем цистерны, груженной до номинальной грузоподъемности, под консоль хребтовой балки в сечении между упорами автоцепки и розетки на одном конце вагона, с опиранием на пятник.

Допускаемые напряжения:

- для полурам и опор котла 315 МПа;
- для котла 405 МПа.

Наиболее нагруженные зоны: зона диафрагм шкворневой балки (рис. 5) $\sigma_{э\kappa\beta} \leq 312$ МПа; зона перехода от хребтовой балки к стрингеру и

прилегающая к ней обечайка котла $\sigma_{э\kappa\beta} \leq 255$ МПа.

VI расчетный режим:

1) подъем цистерны, груженной до номинальной грузоподъемности, под концы одной шкворневой балки.

Допускаемые напряжения:

- для полурам и опор котла 315 МПа;
- для котла 405 МПа.

Наиболее нагруженные зоны: зона верхней части опоры $\sigma_{э\kappa\beta} \leq 246$ МПа; зона на торцах шкворневой балки $\sigma_{э\kappa\beta} \leq 191$ МПа.

В целом анализ напряженно-деформированного состояния конструкции вагона-цистерны модели 15-1717 показал, что наиболее нагруженными являются торцовая часть днища и зоны перехода от хребтовых балок концевых рам к стрингеру.

Создан опытный образец вагона-цистерны для перевозки нефтепродуктов по железным дорогам Индии и проведены его натурные испытания при рассмотренных эксплуатационных режимах нагружения.

Результаты проведенных экспериментальных исследований опытного образца показали, что выбранные параметры конструкции обеспечивают допускаемый Нормами [1] уровень напряжений в несущих элементах вагона-цистерны для всех рассмотренных режимов эксплуатации.

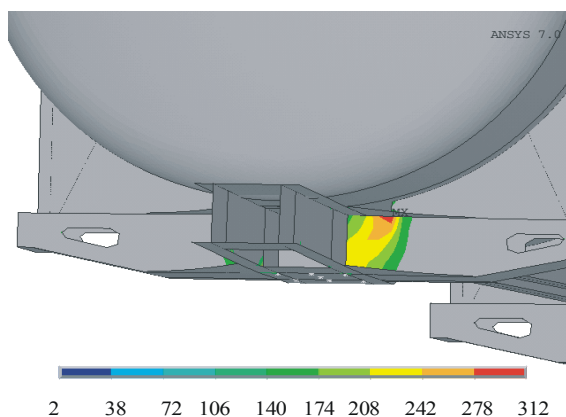


Рис. 5. НДС шкворневой балки (V режим)

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). – М.: ГосНИИвагоностроения – ВНИИЖТ, 1996. – 319 с.

G. BUREIKA, Vilnius Gediminas Technical University
R. SUBAČIUS, Vilnius Gediminas Technical University

MATEMATICAL MODEL OF DYNAMIC INTERACTION BETWEEN WHEEL-SET AND RAIL TRACK

У статті показаний вплив моделюючих параметрів, що враховуються раціональним способом, застосовуючи фракційний факторіал двох рівнів, на розподіл напружень у різних місцях рейки. Представлено аналіз вертикальної динаміки взаємодії твердого колеса з рейкою. З метою мінімізації напружень рейки шукається оптимальний варіант комбінації безлічі параметрів із застосуванням методу фракційного факторіала двох рівнів.

В статье показано влияние моделируемых параметров, которые учитываются рациональным способом с применением фракционного факториала двух уровней на распределение напряжений в различных местах рельсового звена. Представлен анализ вертикальной динамики взаимодействия жесткого колеса с рельсом. С целью минимизации напряжений рельса производится поиск оптимального варианта комбинации множества влияющих параметров с применением метод фракционного факториала двух уровней.

The main goal of this paper is to show how the effects of maximum bending tensions at different locations in the track caused by simultaneous changes of various parameters can be estimated in a rational manner. The dynamics of the vertical interaction between a moving rigid wheel and a flexible railway track is investigated. An asymmetric linear three-dimensional beam structure model of a finite length of the track is suggested. The influence of eight selected track parameters on the dynamic behaviour of the track is investigated. A two-level fractional factorial design method is used in the search for the combination of numerical values of these parameters minimizing the maximum bending tensions.

Introduction

The aim of this paper is to show how the effects on maximum pressure tensions at different locations in the track caused by simultaneous changes of the parameters can be estimated in a rational manner [1, 2]. An accurate mathematical modelling and numerical solution of dynamic interaction problems for vehicles on their tracks were investigated [3–5]. Higher vehicle speeds and axle loads generally lead to the increased magnitudes of dynamic responses (such as deformations, accelerations and tensions) of the track as well as of the vehicle. The interactive forces developed between vehicle and track depend on the dynamic properties of the two and also on the vehicle speed and the initial irregularities along the track and the wheel perimeter. Therefore, a rather comprehensive mathematical model of the compound system including both vehicle and track should be used.

Track models including rails and pads and also flexible sleepers resting on an elastic foundation have earlier been presented in reference [5]. The modelled rail is an infinite beam resting on a uniform support. This support includes three continuous layers on top of each other describing firstly, resilient pads with viscous damping, secondly, sleepers modelled as uniform beams and

thirdly ballast modelled as a viscously damped foundation.

Rails and sleepers were modelled using of Euler-Bernoulli beam elements. The response due to a moving mass with a non-linear Hertzian contact spring traversing a corrugated track was calculated using of time integration and modal superposition with proportional viscous damping added. Field experiments were performed which, according to [6], confirmed the predicted dynamic responses. The same type of track model and the same solution technique were also adopted. The contact force due to a moving wheel-set mass with different irregularities was calculated in [4].

The dynamic interaction between moving rigid wheel-set mass, with a perfectly round and smooth tread, and an initially straight and non-corrugated continuous railway track model was studied in this paper. Some examples including a four degrees-of-freedom wheel-set model on a track model with 40 sleeper bays were given in [5]. Rather comprehensive three-dimensional beam structure model of the track containing rail, pads, sleepers and ballast was developed.

As it was mentioned, the dynamic interaction studied in this paper is restricted to the special case of a single rigid wheel with a smooth peripheral surface traversing an initially straight and non-corrugated track. However, the general solution

technique in [6] allows a great variation of possible loading cases to be studied including a non-linear discretised vehicle model with several degrees-of-freedom on a track with an arbitrary continuous vertical surface profile. Since complex modal synthesis is used, the model of the track structure can be very general (but linear).

1. Mathematical Models of Track and Wheel-set

The mathematical model of a railway track section of finite length (12.5 m) to be used in the numerical theoretical experiments will now be described. It consists of 25 sleepers bays as shown in Fig 1.

Note that the dynamic loading of the track is here assumed to be symmetric with respect to a centre line between the two rails. Therefore only

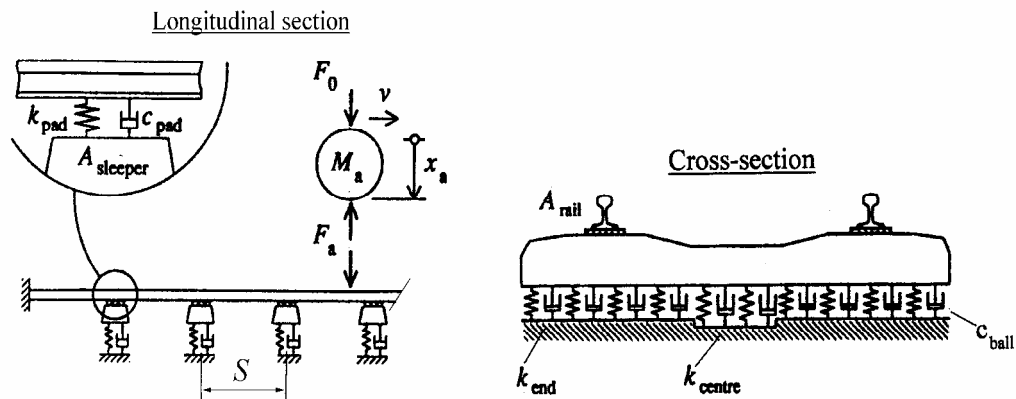


Fig 1. Model of railway track structure and vehicle wheel-set mass:

M_a – unsprung rigid mass; S – distance between sleepers; F_0 – static vertical load; F_a – dynamic vertical load

Table 1

Track parameters investigate

Nº	Track parameter	Indication
1.	Cross-sectional area of sleeper	$A_{sleeper}$, m ²
2.	Sleeper distance	S , m
3.	Cross-sectional area of rail	A_{rail} , m ²
4.	Pad stiffness	k_{pad} , N/m
5.	Pad viscous damping	c_{pad} , N/(m/s)
6.	Stiffness of ballast under center	k_{center} , (N/m)/m
7.	Stiffness of ballast under end	k_{end} , (N/m)/m
8.	Viscous damping of ballast	c_{ball} , N/(m/s)

Rail and sleepers are modelled using beam elements with distributed mass, stiffness and damping. Each beam element is dynamically described using exact transcendently frequency-dependent finite elements. The general complex 12·12 exact stiffness matrix for a damped uniform beam member in space vibration established in [9] was exploited.

Two chosen numerical levels for A_{rail} pertain to two types of rails used in Lithuania, namely R65 ir R75. Each level of A_{rail} thereby corresponds to a

one half of the full structure is modelled. The railway track model consists of one rail, 25 resilient pads and 25 (halves of) concrete sleepers on ballast. Eight selected parameters influencing the dynamic properties of the track were investigated. These are the cross-sectional area $A_{sleeper}$ of the sleepers, the cross-sectional area A_{rail} of the rail, the sleeper distance S , the pad stiffness k_{pad} , the pad viscous damping c_{pad} , the stiffness k_{centre} of ballast under the centre portion of sleepers, the stiffness k_{end} of ballast under the rail-carrying portion of sleepers and viscous of ballast c_{ball} (see Fig 1 and Table). The notation in Table refers to the numbering in the factorial design adopted in Chapter 5.

certain pressure stiffness EI_{rail} and a certain mass m_{rail} per unit rail length.

Since the concrete sleepers used in this study have a varying cross-sectional area $A_{sleeper}$, each half sleeper is here modelled using five uniform beam elements. They are taken as undamped and obeying the beam theory. Each one of these five beam elements (with a specific numerical level of $A_{sleeper}$) has a constant pressure stiffness $EI_{sleeper}$, a constant shore stiffness $A_{sleeper}^{shore}$, a constant mass $m_{sleeper}$ per unit beam length, and a constant rotator inertia $mr_{sleeper}^2$ per unit beam length. The measured eigenfrequencies were found to agree well with those calculated for the mathematical model used here [6]. The sleeper model rests on a viscously damped foundation (Fig 1). Along the sleeper two different foundation stiffness (each with two different numerical levels) are assigned, namely, one stiffness of the ballast under the centre portion of the sleeper k_{centre} , and another stiffness of the ballast under the rail-carrying portion of the sleeper, k_{end} . The full length of a Lithuanian sleeper

is 2.7 m. The centre portion here is assumed to have a total length of 0.7 m (leaving 1.0 m for each of the rail-carrying portions). The damping of the ballast under the full length of the sleepers is, however, assigned a constant numerical value. The sleeper equidistant is denoted by $S=0.420$ m and the length of M62 locomotive $L=18$ m.

The resilient pads are modelled as linear discrete mass-less spring-damper systems with stiffness k_{pad} and viscous damping c_{pad} . The track is assumed to be initially straight with no corrugations on the railhead. It was found that a length of 25 sleeper bays is sufficient for the loading case studied here (Chapter 3). The response calculated for the mid portion of the track model is thus only slightly affected by the choice of boundary conditions. These were chosen to allow a smooth entrance and exit of the moving mass on the track portion considered. Therefore the left boundary is fixed while the rightmost sleeper is free, but it rests on a foundation with double stiffness as compared with the other sleepers (Fig 1).

Since the track response is of primary interest in the present study, the vehicle traversing the track model is simply modelled by a single rigid mass M_a . The wheel is assumed to have a smooth peripheral surface and it carries a static load F_0 equal to half the static axle load of the train. The wheel-set mass is moving with a prescribed constant linear velocity v .

Loading Cases

The dynamic responses depend on the loading applied to the track. One exemplifying loading case is chosen to illustrate the calculation technique in this paper. The case studied models one wheel of a Russian freight locomotive 2M62 with unsprung mass $M_a=1925$ kg, axle load $F_0 = 99$ kN and velocity $v=100$ km/h.

The dynamic responses of the track model chosen to be calculated in the numerical cases are:

- maximum pressure tension σ_A in bottom beam fibre of sleeper cross-section at rail-seat;
- maximum pressure tension σ_B in upper beam fibre of sleeper cross-section at centre;
- maximum pressure tension σ_C in bottom beam fibre of rail cross-section between two sleepers (rail portion centrally between two sleepers).

Which one of the sleepers and rail cross-section to be studied depends on the contact force calculated. The cross-section under each of three above mentioned cases (a,b,c) with the highest load found is considered.

Physical and Modal Components

The full interaction problem between the moving vehicle and the track is solved in a unified manner using an extended state-space vector approach and a complex modal superposition. The method allows the analysis of structures containing both physical and modal components. The so-called physical components may be vehicles modelled as linear or non-linear (time-variant and state-independent) continuous physical components. The complex modal parameters can be determined through the analysis or experiments.

In the present paper the vehicle wheel-set mass M_a is taken as a physical component and the track as a modal component. Note that only vertical vibration of the wheel-set is studied. The equation of motion for the wheel-set mass is (Fig 1):

$$M_a \ddot{x}_a + F_a = F_0, \quad (1)$$

where $\ddot{x}_a = \ddot{x}_a(t)$ is the vertical acceleration of the wheel-set and $F_a = F_a(t)$ is the contact force.

The modal parameters of the track are determined here analytically. In a harmonic vibration at a fixed angular frequency ω , the relationship between the structural displacements \bar{x}_t of the track and the vector associated loads \bar{F}_t on the track can be written as:

$$\bar{E}_t(\omega) \bar{x}_t = \bar{F}_t, \quad (2)$$

here \bar{x}_t and \bar{F}_t are complex-valued column vectors containing amplitudes in the frequency domain at the chosen nodes of the track model; $\bar{E}_t(\omega)$ - the dynamic structure stiffness matrix.

The matrix $\bar{E}_t(\omega)$ will contain elements which are transcendental functions of ω . Due to damping of the track some elements in $\bar{E}_t(\omega)$ will be complex.

The complex structure stiffness matrix obtained in this study is symmetric and the problem (Formula 2) is thus self-adjoint. This means that the complete modal solution can be determined from the eigenvalue problem:

$$\bar{E}_t(\omega^{(n)}) \bar{q}^{(n)} = 0, \quad (3)$$

here $\bar{q}^{(n)}$ is the complex eigenvector pertaining to the complex eigenfrequency $\bar{\omega}^{(n)}$.

In order to attain full decoupling of the governing equations of motion for the nodes of the

non-proportionally damped track structure, a complex modal superposition is adopted. The uncoupled equations of motion describing the transient loading of the track are written as [6]:

$$diag(\bar{a}_n)\dot{\bar{q}}(t) + diag(\bar{b}_n)\bar{q}(t) = \bar{P}^{int^T} N^T F_a(t), \quad (4)$$

where \bar{a}_n and \bar{b}_n are so-called modal damping and modal stiffness (modal normalisation constants) [9] pertaining to the eigenvector n ($n=1, 2, \dots, 2N$, with N being the number of mode pairs included in the analysis). The complex modal displacements are assembled in the vector $\bar{q}(t)$. The right-hand side of (Formula 4) contains the modal loads. These are obtained by first transforming the physical contact force $F_a(t)$ into equivalent nodal forces and moments using interpolation polynomials assembled in the vector N , and then applying them to the two track nodes adjacent to the contact point. A pre-multiplication by the transpose of the modal matrix \bar{P}^{int} (containing partitions of the eigenvectors $\bar{q}^{(n)}$ as columns) finally yields the modal loads [6].

Two algebraic equations impose constraints on the transverse velocity and acceleration at the interface between wheel-set and track. These constraint equations can account for a possible given irregular profile of the track and out-of-roundness of the wheel but this will not be done here. Loss of contact and recovered contact between wheel-set mass and track can also be treated but this phenomenon will not occur here. The two constraint equations are given in Formulae 5 and 6:

$$\dot{x}_a(t) = \frac{dN}{d\xi} v \bar{P}^{int} \bar{q}(t) + N \bar{P}^{int} \dot{\bar{q}}(t), \quad (5)$$

$$\ddot{x}_a(t) = \frac{d^2 N}{d\xi^2} v^2 \bar{P}^{int} \bar{q}(t) + 2 \frac{dN}{d\xi} v \bar{P}^{int} \dot{\bar{q}}(t) + N \bar{P}^{int} diag(i\bar{\omega}_n) \ddot{\bar{q}}(t), \quad (6)$$

where ξ is a local length co-ordinate determining the instant location of the wheel-set mass between two nodes of the rail model.

Note. The terms on the right-hand side of (Formula 6), determining the vertical acceleration experienced by the moving mass M_a , account for centripetal acceleration, Coriolis acceleration and acceleration of the rail head, respectively.

An extended state-space vector is now introduced containing the physical displacement $x_a(t)$ and the physical velocity $\dot{x}_a(t)$ of the wheel-set

mass, and, further, the modal displacements $\bar{q}(t)$ and the impulse $F_a(t)dt$ of the contact force. Thereby the equations of motion, (Formula 1) and (Formula 4), and the two algebraic constraint equations (Formulae 5 and 6), can all be expressed in one unified first-order matrix format [6]. The so formulated transient vibration problem can be solved numerically in a straight-forward manner using, for instance, Adams integration routine with variable time-step. The time-dependent wheel-set mass displacement, velocity and acceleration and the contact force are thus determined.

1. Two-level Fractional Factorial Design

The dynamic properties of the track model depend on the assigned numerical levels of the eight selected track parameters (Table 1). Choosing and implementing proper levels of these parameters a desired optimal dynamic behaviour of the track (a best performance) may be obtained. The first step in the process of track design is to estimate the effects on critical dynamic responses due to variations in the track parameter levels. The estimated effects can then be used to formulate empirical functions which approximate the dynamic responses in a limited region of the eight-parameter design space, and an optimum combination (in this region) of parameter levels may be found. Non-linear effects can often be neglected when empirical functions are used for limited numerical variations of the parameter levels. In the present study a parametric design involving only two numerical levels of each track parameter is used which is sufficient to estimate the linear effects.

A two-level factorial design method serves the purpose of providing estimates of the linear main effects that are caused by numerical variations of track parameters. In addition, the factorial design can detect and estimate the interactions between parameters, i.e., the cases where the effect of one track parameter is strongly dependent on the numerical levels of the other track parameters. This is an important advantage of a factorial design as compared with the method of varying one parameter at a time while keeping the other parameters constant.

In the following, the two numerical levels will be denoted by (+) for the high (stiff) level and (-) for the low (weak) level. The levels have been chosen in order to span a numerical range that is believed to be relevant to the physical problem considered. Hopefully, non-linear effects can be neglected inside the examined region.

A complete two-level factorial design including eight track parameters would require numerical experiments on $2^8 = 256$ different track models (i.e. all combinations of track parameters). Such a complete factorial design yields, in addition to the estimates of eight main effects, the estimates of all interaction effects from 24 two-factor interactions, 40 three-factor interactions, etc., up to one eight-factor interaction. Note that an estimated main effect yields the change in response when the numerical value of the track parameter is moved from its (-) level to its (+) level. The occurrence of a large two-factor interaction effect means that an effect of one track parameter is strongly dependent on the numerical level another of track parameter.

However, in many practical applications higher-order interactions can be neglected. Therefore, a so-called fractional factorial design with resolution IV and involving only $2^{8-3} = 32$ track models was here assumed to be sufficient. If only 32 (out of 256) track models are investigated, the main effects and interactions can no longer be entirely separated. A confounding of effects occurs. This means that an estimated effect is really the sum of several effects. It is therefore important that the main effects are not confounded with e.g. other main effects. Which track models to investigate in order to avoid the confounding of important effects is determined using fractional factorial design. The design matrix displays 16 track models.

Note that a design of resolution IV means that the main effect is not confounded with other main effects or two-factor interactions, but that two-factor interactions are confounded with each other. The present choice of factorial design motivated by the assumption that three-factor and higher interactions are small that they will not significantly contribute to the estimated main effects, also means that each estimated two-factor interaction is the sum of three different two-factor interaction effects. A randomised order, or replicated runs at numerical experiments (which often are important in other experimental studies) is not necessary here since a repeated run will always render the same calculated results.

When an initial fractional factorial design has been completed a more detailed design may follow. When the estimated main effects are compared, some track parameters may be judged as less important than others. In this case the new design may exclude some of these parameters in order to decrease the number of possible track models. Then a design with a higher resolution can be adopted yet ending up with a reasonable

computation time. A three-level factorial design which allows the estimation of quadratic effects, may also be adopted.

2. Calculation Algorithm

The dynamic interaction between the wheel-set mass and the different track models has been solved for using the technique described in Chapter 4. The calculated normalised wheel displacement $x_a(t)$ and normalised contact force $F_a(t)$ due to the chosen loading case (Chapter 3) on track. The displacement is normalised with respect to static displacement x_{stat} . Contact force is normalised with respect to static load F_0 (Chapter 4). Note that the normalised displacement x_a / x_{stat} is oscillating around a level lower than 1.0. The main reason is that the assumed quasistatic contribution from truncated high-frequency eigenmodes was not accounted for when the dynamic interaction was calculated by numerical integration [6].

A track model with all track parameters on 0-level (i.e., at the origin of the examined eight-parameter design space) was also investigated. This serves as an indication of whether or not the assumption that non-linear effects in the examined region could be neglected was correct. The maximum pressure tensions so obtained should in this case be close to the calculated average tensions. The comparison shows quite satisfactory results, although a relative difference indicating non-linearity is noted for the maximum pressure tension σ_C in the rail.

3. Conclusions

1. In case of using a two level fractional factorial method, 24 dynamical parameters combination are enough to investigate the mathematical model of track.

2. The calculated results show that the suggested mathematical model of track is sufficiently correct and is not contradictory to the mechanic fundamentals laws.

3. The pad viscous damping c_{pad} seems to have only a small effect on the distribution of maximum pressure tensions among the components of track.

4. According to the estimation of stiffness parameters of rail track the maximum pressure tensions were obtained when speed of the locomotive was about 30-50km/h.

BIBLIOGRAPHY

1. Wu TX, Thompson D.J. Theoretical investigation of wheel/rail non-linear interaction due to roughness excitation VEHICLE SYST DYN 34 (4): 2000, p. 261 – 282.

2. Knothe K., Wille R., Zastra B.W. Advanced contact mechanics - Road and rail VEHICLE SYST DYN 35 (4-5): 2001, p. 361– 407.
3. Cai Z. and Raymond G. P. Theoretical model for dynamic wheel/rail and track interaction. Proceedings Tenth International Wheel-set Congress, Sydney, Australia, 1992, p. 128 – 142.
4. True H. On the theory of non-linear dynamics and its applications in vehicle systems dynamics. VEHICLE SYST DYN 31 (5-6): JUN, 1999, p. 393 – 421.
5. Markova O., Kovtun H. A comparison of various theories on the interaction between wheel and rail. VEHICLE SYST DYN 33: Suppl. S. 1999, p. 629 – 640.
6. Nielsen J. C. O. and Abrahamsson T. J. S. Coupling of physical and modal components for analysis of moving non-linear dynamic systems on general beam structures. International Journal for Numerical Methods in Engineering, Vol. 33(9), 1992, p. 1843-1859.

С. Н. КОЛЕСОВ, д-р техн. наук, профессор, ДИИТ (Украина)
Н.В. КЛИМЕНКО, инж., ДИИТ (Украина)

УЛУЧШЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТОКОПРИЕМНИКОВ

Для поліпшення динамічних характеристик струмоприймача пропонується використовувати графітові контактні вставки, нижня і бічна поверхні яких покриті міддю або алюмінієм. Це дозволяє зменшити коефіцієнт відриву і збільшити значення струму, що пропускається через ковзний контакт.

Для улучшения динамических характеристик токоприемника предлагается использовать графитовые контактные вставки, нижняя и боковая поверхности которых покрыты медью или алюминием. Это позволяет уменьшить коэффициент отрыва и увеличить значение тока, пропускаемого через скользящий контакт.

To improve current collector dynamic characteristics, it is offered to use as basis graphite contact inserts whose side parts are coated by copper or aluminium. It leads to the reduction of the detachment factor and to the increase of current.

Колебательные процессы в контактной подвеске, вызванные движущимся токоприемником (Т), из-за его инерционности приводят к скачкообразному изменению силы контактного нажатия. В результате токоприемник либо отрывается от контактного провода (К), либо увеличивает контактное нажатие. При отрыве возникает электрическая дуга и увеличивается интенсивность электрического изнашивания, а при усилении контактного нажатия увеличивается интенсивность механического изнашивания. Максимально допустимый коэффициент отрыва токоприемника составляет на железных дорогах Японии 3% при скорости движения 300 км/ч, Англии – 1% при 160 км/ч, Франции – 2% при 270 км/ч [1]. Контактное нажатие должно быть оптимальным и стабильным (в идеальном случае постоянным). На динамику контактного нажатия и коэффициента отрыва токоприемника от контактного провода существенное влияние оказывает приведенная масса верхнего узла Т m_1 (рис. 1) [2], определяемая массой ползцов и токосъемных элементов. Чем меньше эта масса, тем меньше число отрывов токоприемника от контактного провода, стабильнее контактное нажатие и выше качество токосъема.

Природа материала токосъемных элементов оказывает существенное влияние на качество токосъема. В настоящее время токосъемными элементами являются металлические пластины, угольнографитовые и металлоугольные вставки. Из металлических токосъемных элементов наибольшее применение получили медные пластины, используемые на линиях постоянного

тока. Они в сравнении с другими токосъемными элементами имеют наименьшие значения удельного сопротивления ρ и переходного сопротивления R_k (табл.) в месте скользящего контакта и контакта с корпусом ползца, и поэтому обеспечивают большую величину потребляемого тока (до 2200 А) [3]. Медные пластины более износостойкие чем другие токосъемные элементы. Однако они более интенсивно изнашивают дорогостоящие контактные провода (в среднем 0,571 мм² на 10000 проходов ЭПС [4]), увеличивая тем самым затраты на эксплуатацию электрифицированных линий.

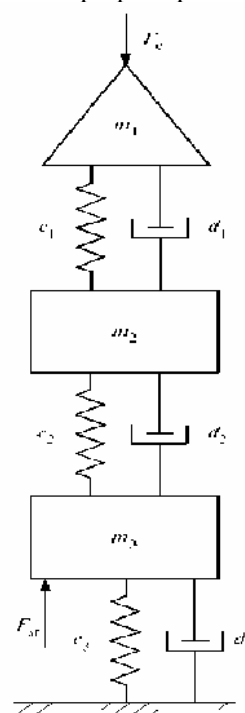


Рис. 1. Отображение токоприемника
в виде системы трех масс

Угольнографитовые вставки на переменном токе напряжением 25 кВ снимают меньшие токи (до 900 А [5] в странах СНГ и до 700 А [6] в Германии). Выпускают угольнографитовые вставки (УГВ) типа А, Б и С. Несмотря на высокое удельное сопротивление УГВ типа А ($\rho=30$ мкОм·м), Б ($\rho=15$ мкОм·м) и С ($\rho=4,1$ мкОм·м) (см. табл.), током малых токов не вызывает превышения допустимой температуры нагрева контактного провода. Использование угольных вставок на электропод-

вижном составе позволяет значительно снизить износ контактных проводов (до $0,07...0,15$ мм² на 10000 проходов токоприемников [4]). В скользящем контакте медного провода и угольных вставок соблюдается высокий уровень совместимости трибосистемы. В трении в этом случае участвуют материалы, резко различающиеся по своей природе: металл и графит. Графит имеет кристаллическое строение и обеспечивается легкое скольжение слоев по базисной плоскости при небольших касательных напряжениях. Его удельное сопротивление невысокое (8 мкОм·м).

Таблица

Основные свойства некоторых угольных и угольных металлосодержащих вставок [7]

Свойства	Тип					
	А	Б	С	УМБ	Медная*	А**
Уд. сопротивление ρ , мкОм·м	30	15	4,1	8	0,0177	5,2
Переходное сопротивление R_k , мОм	30 ¹	9,84 ¹	5 ²	4,2-3 ²	2	17 ¹

Примечание. * Медь марки М1;

** - УГВ типа А с металлизированным основанием и боковыми

поверхностями; 1- измерения проводились при токе 30 А и давлении в контакте

10 кгс; 2- измерения проводились при токах 80-350 А.

Армирование углеродной основы вставок металлом (медью) позволяет снизить удельное сопротивление до 8 мкОм·м (вставка типа УМБ [7]) и повысить прочность материала. Однако содержание меди (30...50 масс.%) снижает антифрикционные свойства и утяжеляет вставки УМБ. При содержании меди 30% масса УМБ возрастает на 43%, что ухудшает динамические характеристики токоприемника. Из работы [8] видно, что оптимальное содержание меди в угольных вставках составляет 35%. Дальнейшее увеличение содержания меди мало влияет на величину ρ и лишь ухудшает механические характеристики, а также утяжеляет вставку.

Нами изготовлены и испытаны в лабораторных условиях УГВ, основание и боковые поверхности которых были покрыты медью или алюминием толщиной около 0,05...0,1 мм. Омеднение производили электролитическим методом, а алюминий наносили плазменным напылением.

Удельное сопротивление определяли в соответствии с ГОСТ 23776. Измерения производили при токе 20 А. Падение напряжения на зондах измеряли при расстоянии между ними 150 мм. Контактное сопротивление измеряли с помощью специального устройства, в который был вмонтирован контактный провод типа МФ-100 и восемь измерительных зондов, уста-

новленных на расстоянии 1; 4,5; 5,5 6,5...10,5 см. Падение напряжения измеряли между контактным проводом и каждым зондом, после чего строили зависимость контактного сопротивления R_k от расстояния между контактным проводом и зондами. Значение R_k находили путем экстраполяции.

Данные измерений R_k от величины тока и контактного нажатия на исходную УГВ типа А и металлизированную приведены на рис. 2 и 3. Из рис. 2 и 3 видно, что величина тока нагрузки и силы нажатия существенно влияют на величину R_k .

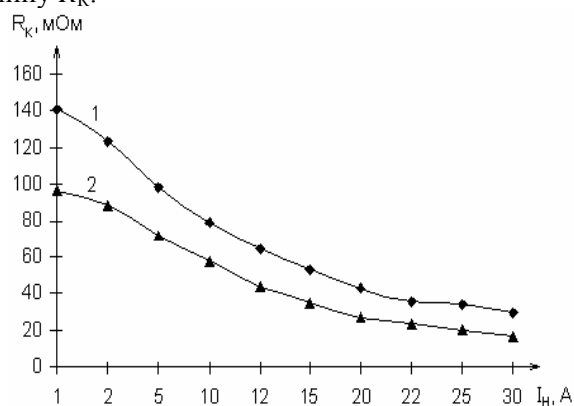


Рис. 2. Зависимость R_k от величины тока нагрузки при контактном давлении * кгс;

1 – угольная вставка типа А; 2 – та же угольная вставка металлизированная

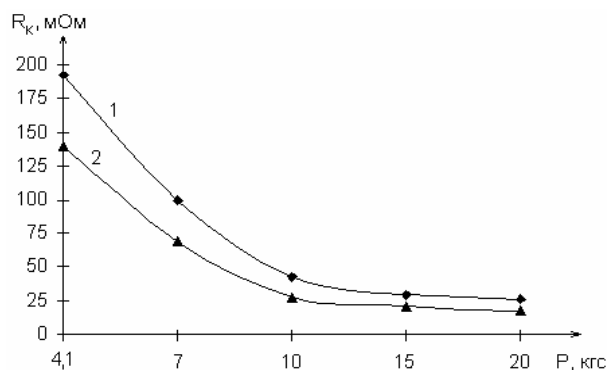


Рис. 3. Зависимость R_K от величины контактного нажатия при токе 20А; 1 – угольная вставка типа А; 2 – та же угольная вставка металлизированная

Омедненные УГВ типа А обладали удельным сопротивлением $\rho \approx 5,2$ мкОм·м, то есть в 5...6 раз меньшим, чем исходные, а их контактное сопротивление $R_K \approx 17$ мОм. Масса омедненной УГВ на 28% меньше массы УМБ, что должно улучшить взаимодействие движущегося токоприемника с контактной подвеской. Проведенные опыты также показали, что покрытие металлом УГВ снижает температуру их нагрева (рис.4) и, следовательно, позволяет увеличить величину потребляемого тока. Затраты дефицитной меди на изготовлении металлизированных УГВ на порядок меньше чем при изготовлении вставок типа УМБ. Кроме того, металлизированные УГВ сохраняют уникальные антифрикционные свойства, присущие УГВ. Применение алюминия позволит еще больше снизить массу токосъемных элементов.

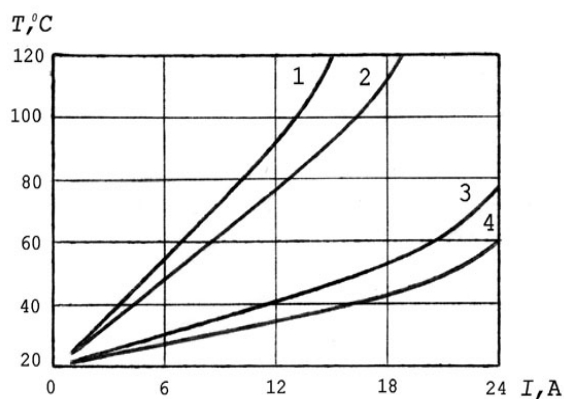


Рис. 3. Зависимость R_K от величины контактного нажатия при токе 20 А.

Вопрос снижения удельного сопротивления ρ и переходного сопротивления R_K УГВ можно решить только путем замены их связующей основы. Связующей основой УГВ и УМБ является

ся фенолоформальдегидная смола, нефтяной или каменноугольный пек, которые являются хорошим диэлектриком ($\rho \approx 10^{12}$ Ом·м). Поэтому необходимо разработать новый тип связующего (например, электропроводящий полимер), который обладал бы удельным сопротивлением того же порядка, что и металлические проводники ($\rho = 10^{-8} \dots 10^{-6}$ Ом·м), но имеющий при этом антифрикционные свойства, стойкость к электрическим разрядам, высоким температурам, окислению и свариваемости с металлами такие же, как графит.

БИБЛИОГРАФИЧНЫЙ СПИСОК

1. Saxena R. Indian Railway Technical Bulletin, 1999, №289-290, р. 16-24. Модернизация контактной сети под движение поездов с более высокой скоростью // Железные дороги мира. – 2000. – № 7. – С. 40-43.
2. G. Poetsch et al. Elektrische Bahnen, 2001, № 9, S. 386-392. Моделирование взаимодействия токоприемника с контактной подвеской // Железные дороги мира. – 2002. – № 4. – С. 32-40.
3. Берент В.Я., Рачек Л.Н. Электроконтактные характеристики сильнотокового контакта «Токосъемные элементы полоза токоприемника – контактный провод» // Вестник ВНИИЖТ. – 1992. – № 6. – С. 36-41
4. Беляев И.А., Михеев В.П., Шиян В.А. Токосъем и токоприемники электроподвижного состава. – М.: Транспорт, 1976. – 184 с.
5. Берент В.Я. Влияние эксплуатационных факторов на электроконтактные характеристики токосъемного узла // Вестн. ВНИИЖТ. – 1995. – № 4. – С. 35-40.
6. F. Kießling, R. Puschmann, A. Schmieder: Contact lines for Electric Railways, Planning, Design and Implementation, 820 pages, MCC-Verlag, Erlangen 2001.
7. Берент В.Я. Перспективы улучшения работы сильноточного скользящего контакта «контактный провод – токосъемный элемент полоза токоприемника» // Железные дороги мира. – 2002. – № 10.
8. Гершман И.С., Бучнев Л.М. Токосъемные углеродные материалы нового поколения // Вестник ВНИИЖТ. – 2003. – № 6.

С. Н. КОЛЕСОВ, д-р техн. наук, профессор, ДИИТ (Украина)

ВЛИЯНИЕ ПРИРОДЫ МАТЕРИАЛОВ НА ОСНОВНЫЕ ДИНАМИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ КОНТАКТНОЙ ПОДВЕСКИ И НА ЕЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ С ТОКОПРИЕМНИКОМ

Для збільшення швидкості руху потрібно застосування нових матеріалів з поліпшеними експлуатаційними властивостями. Показано, що основні динамічні параметри контактних підвісок залежать від природи використовуваних матеріалів.

Для увеличения скорости движения требуется применение новых материалов с улучшенными эксплуатационными свойствами. Показано, что основные динамические параметры контактных подвесок зависят от природы используемых материалов.

An increase in the speed of movement by electric railways requires the application of new materials with the improved performance properties. It is shown that the basic dynamic parameters of contact lines depend on a nature of used materials.

Обеспечение движущегося электроподвижного состава (ЭПС) качественным токосъёмом является одной из сложных задач в цепи электроснабжения. Опыт эксплуатации высокоскоростных магистралей за рубежом показал, что обеспечение надежного взаимодействия движущегося токоприёмника и контактной подвески является такой же сложной технической задачей, как и обеспечение надежного взаимодействия движущегося экипажа с рельсами. Надёжность и требуемое качество токосъёма определяются скоростью движения ЭПС и конструктивными параметрами контактной подвески и токоприёмника, а их взаимодействие представляет собой сложный колебательный процесс, влияющий не только на качество токосъёма, но также на интенсивность механического и электрического изнашивания контактного провода и токосъёмных элементов. На этот колебательный процесс, в котором участвуют разнородные колебательные системы, оказывают влияние колебания кузова локомотива и автоколебания («пляска» и вибрация) проводов контактной подвески. Все эти накладываются друг на друга колебательные процессы имеют различные амплитуды и спектры частот, а часто и направление распространения волн. Поэтому из-за сложности колебательного процесса в контактных подвесках он не может быть описан обычными дифференциальными уравнениями и заставляет исследователей вносить существенные упрощения при построении исходной модели [1, 2].

Для улучшения качества токосъёма необходимо уменьшить отжатие контактной подвески движущимся токоприёмником. При невысоких скоро-

стях движения отжатие контактного провода пропорционально эластичности η контактной подвески и контактному нажатию токоприёмником. При высоких скоростях движения на квазистатический подъём начинают оказывать существенное влияние динамические и аэродинамические процессы, доля которых заметно возрастает с повышением скорости движения. Поэтому на СМ и ВСМ отжатие контактного провода движущимся токоприёмником лимитируется. Например, на германских железных дорогах отжатие контактного провода в середине пролёта не должно превышать 200 мм, а под фиксатором – 120 мм в контактной подвески стандартного типа и 100 мм в усиленной высокоскоростной [3].

Эластичность η_c цепной контактной подвески в середине пролёта для СМ и ВСМ довольно точно можно определить по формуле (1) [1, 4...6]

$$\eta = L / k(K+T), \quad (1)$$

где L – длина пролёта, мм; K и T – натяжение соответственно контактного провода и несущего троса, Н; k – коэффициент (для подвески с рессорным тросом $k = 3,5$, а без рессорного троса $k = 4$) [4]. Из формулы (1) следует, что эластичность контактной подвески зависит от длины L пролёта и силы натяжения контактного провода K и несущего троса H , которые, в свою очередь, зависят от их сечения и природы металла (сплава или биметалла), из которого они изготовлены.

Коэффициент неравномерности эластичности рессорных контактных подвесок для СМ и ВСМ можно определить из отношения [1, 4...6]

$$\kappa_{эл} = (\eta_{\max} - \eta_{\min}) / (\eta_{\max} + \eta_{\min}) 100, \% \quad (2)$$

где η_{\max} и η_{\min} – соответственно максимальная и минимальная эластичность в пролёте.

С увеличением скорости движения усиливается влияние динамических процессов на контактное нажатие токоприёмником, поэтому для оценки эффекта взаимодействия контактной подвески и движущегося токоприёмника вводятся динамические показатели, которые в свою очередь зависят от конструктивных параметров контактной подвески и токоприёмника и определяют границы повышенной скорости движения при надёжном и качественном токоосъёме. К основным динамическим показателям контактной подвески относятся: скорость распространения волны c_p вдоль контактного провода, коэффициент отражения волны r , коэффициент Доплера α и коэффициент усиления γ_0 .

Механизм образования и распространения волн, вызванных движущимся и колеблющимся токоприёмником, в первом приближении выглядит следующим образом. Под действием токоприёмника контактный провод поднимается с некоторым ускорением, зависящим от массы провода и его натяжения. От места подъёма контактного провода в обе стороны вдоль него пойдет падающая волна, и каждая точка провода начнет колебаться. Так как во время движения э.п.с. вместе с кузовом локомотива колеблется и сам токоприёмник, то возникают дополнительные колебания контактного провода впереди и сзади токоприёмника. Все эти колебания через струны передаются несущему тросу, в результате и он включается в колебательный процесс.

Скорость распространения волны c_p (км/ч) вдоль контактного провода является одним из фундаментальных динамических параметров контактных подвесок. Её величина зависит от силы натяжения контактного провода K и массы m_k его погонно-го метра

$$c_p = 3,6 \sqrt{K/m_k}. \quad (3)$$

Скорость c_p также зависит от скорости v движения ЭПС. Поэтому для высоких скоростей движения необходимо увеличить K . Практически установлено, что для высоких скоростей v движения скорость c_p должна быть не менее, чем в 1,4...1,5 раза больше максимальной скорости v_{\max} движения ЭПС. Например, для немецкой цепной контактной подвески Re75 $v_{\max} = 75$ км/ч, Re100 $v_{\max} = 100$ км/ч, Re160 $v_{\max} = 160$ км/ч, Re200 $v_{\max} = 200$ км/ч, Re250 $v_{\max} = 280$ км/ч при двух поднятых токоприёмниках и $v_{\max} = 300$ км/ч при одном токоприёмнике, Re330 $v_{\max} = 330$ км/ч при двух поднятых токоприёмниках и $v_{\max} = 350$ км/ч при одном токоприёмнике.

Падающая волна 1, возбужденная прямоугольным импульсом, вызванным движущимся токоприёмником, распространяется вдоль контактного провода со скоростью c_p (рис. 1). В точке сосредоточенной массы (в местах нахождения струновых зажимов, фиксаторов и др.) падающая волна частично отражается, частично преломляется и частично проходит через точку сосредоточенной массы. В результате образуются волны *отраженная* 2, *преломленная* 3 и *проникающая (транзитная)* 4. Интенсивность этих волн будет зависеть от плотности среды и скорости их распространения: чем больше плотность среды и скорость c_p , тем больше затухание и меньше интенсивность волны.

Рассмотрим падающую волну 1, которая набегает слева. В точке сосредоточенной массы она вызовет силу реакции, действующей на контактный провод в противоположном направлении (см. рис. 1). Под действием этой силы возникнет отраженная волна 2, которая наложится на первоначальную (падающую) волну. В результате образуется составляющая, которая и определит величину реального перемещения контактного провода перед точкой сосредоточенной массы. Так как волны падающая и отраженная движутся во взаимно противоположных направлениях и скорости их равны, и если будут равны их частоты и амплитуды, то образуются стоячие волны. В точках пучности стоячих волн амплитуда колебаний контактного провода возрастет в два раза и, следовательно, изменится сила нажатия токоприёмника на контактный провод. Так как при движении токоприёмника постоянно изменяется расстояние между ним и ближайшей точкой сосредоточенной массы, поэтому изменяется амплитуда и частота отраженной волны, что приводит к усложнению колебательного процесса.

Отношение амплитуд отраженной волны H_p и падающей волны H_0 представляет коэффициент отражения r

$$r = H_p / H_0. \quad (4)$$

Коэффициент отражения r характеризует качество контактной подвески. При этом скорость v движения ЭПС не учитывается. Эта характеристика важна при расчетах контактных подвесок [4]. Чтобы свести к минимуму возможность образования стоячих волн, коэффициент r должен быть меньше единицы. Значение r можно определить из уравнения

$$r = \frac{\sqrt{Tm_h}}{\sqrt{Tm_h} + \sqrt{Km_k}}, \quad (5)$$

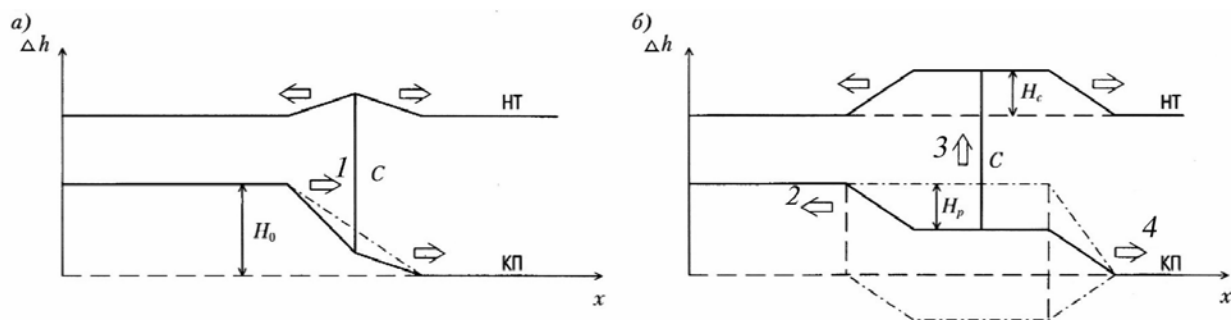


Рис. 1. Распространение волны в зоне струнового зажима цепной контактной подвески: а – состояние в момент набегающей падающей слева волны; б – состояние после прохождения падающей волны; КП – контактный провод; нт – несущий трос; С – струна; волны: 1 – падающая, 2 – отраженная, 3 – преломленная, 4 – проникающая (транзитная)

где K и T – натяжение контактного провода и несущего троса соответственно, Н (кг·м/с²); m_k и m_n – масса погонного метра уравновешенного контактного провода и несущего троса в данной точке соответственно, кг/м.

Таким образом, коэффициент отражения r зависит непосредственно от силы натяжения контактного провода и несущего троса, массы их погонного метра и сосредоточенной массы зажима струны, то есть от сечения провода и троса и предела прочности на разрыв σ_B металла (сплава или биметалла), из которого они выполнены.

При движении токоприёмника, к которому возвращаются волны от струновых зажимов, фиксаторов и т.д., а также образуются стоячие волны, наблюдается усиление амплитуды колебаний контактного провода. В результате токоприёмник из-за своей инерционности скачкообразно изменяет силу нажатия на контактный провод. При этом токоприёмник может либо отрываться от контактного провода, либо наоборот увеличивать контактное нажатие. При отрыве токоприёмника возникнет электрическая дуга и, следовательно, увеличится интенсивность электрического изнашивания, а при увеличении нажатия усилится интенсивность механического изнашивания. Отношение, определяющее степень изменения силы нажатия токоприёмником под влиянием процессов, вызванных отраженными и другими волнами, является коэффициент усиления γ_0 , который равен

$$\gamma_0 = r / \alpha, \quad (6)$$

где α – коэффициент Доплера, который, в свою очередь, равен

$$\alpha = (c_p - v) / (c_p + v). \quad (7)$$

Коэффициент Доплера показывает пригодность контактной подвески при определенном

натяжении контактного провода (и несущего троса) реализовать заданную максимальную скорость движения без ухудшения качества токосъёма. На коэффициент Доплера решающее влияние оказывает натяжение контактного провода.

С увеличением скорости v движения ЭПС коэффициент усиления γ_0 возрастает, а коэффициент Доплера α снижается. Когда же скорость v начинает приближаться к значению скорости c_p , коэффициент усиления γ_0 резко возрастает, а коэффициент Доплера α резко снижается. В результате возникают трудности в управлении скоростью движения. Практически установлено, что для нормального управления скоростью движения ЭПС коэффициент γ_0 не должен быть более 2,5 (при опытных поездках допускается увеличение γ_0 до 5,0), а коэффициент Доплера α не менее 0,15...0,20 [4].

Так как коэффициент Доплера α зависит от скорости движения поезда v , то до некоторой скорости, которая соответствует условию $\gamma_0 = 1$, не будет происходить увеличение амплитуды нажатия токоприёмника на контактный провод [4]. Эта скорость является граничной скоростью v_a . Её можно определить из уравнения

$$v_a = c_p (1 - r) / (1 + r). \quad (8)$$

Граничная скорость v_a меньше скорости отраженной волны. Она показывает влияние конструктивных параметров контактной подвески на равномерность нажатия токоприёмником и, следовательно, определяет равномерность износа контактного провода и качество токосъёма. На равномерность контактного нажатия влияют также конструктивные параметры токоприёмника и особенно приведенная масса его верхнего узла – масса полозов и токосъёмных элементов. Поэтому верхние узлы скоростных и высокоскоростных токоприёмников выпол-

няют из легких сплавов — сплавов алюминия и титана.

Оптимальные значения динамических параметров стандартных германских цепных контактных подвесок Re160, Re250 и Re330 приведены в таблице [4]. Динамические параметры Re200 имеют те же значения, что и Re160. Из таблицы видно, что скорость распространения волны c_p вдоль контактного провода у указанных стандартных контактных подвесок изменяется в пределах от 382 до 572 км/ч. Скорость c_p является фундаментальной характеристикой, определяющей коэффициент Доплера α . Коэффициент Доплера у различных стандартных контактных подвесках изменяется в интервале от 0,41 до 0,26, а значения коэффициента отражения γ_0 мало отличаются друг от друга. Кроме указанных характеристик, важными параметрами контактных подвесок являются допустимая нагрузка по току и максимальная скорость движения v_{\max} , при которой обеспечивается надежный токосъём.

Из сказанного выше следует, что натяжение контактных проводов и несущего троса является важным конструктивным параметром кон-

тактных подвесок, обеспечивающий устойчивый и качественный токосъём. Сила натяжения в свою очередь зависит от сечения проводов и троса и величины их σ_B , то есть от природы металла (сплава или биметалла), из которого они выполнены. Сечение контактных монометаллических проводов в ряде стран уже доведено до 120 мм², и дальнейшее его увеличение из-за возрастающей жесткости приводит при монтаже к остаточным неровностям, которые при эксплуатации вызывают повышенное местное изнашивание. Поэтому, чтобы увеличить натяжение контактных проводов (и несущего троса), необходимо для их производства применять новые материалы с повышенными значениями предела прочности на разрыв σ_B , твердости НВ, износостойкости и высокой температурой разупрочнения или биметаллические провода. Таким образом, при переходе на скоростное и особенно высокоскоростное движение материалы становятся одним из главных звеньев, определяющих эффективность электрической тяги и, в частности, качество токосъёма.

Таблица

Оптимальные значения динамических параметров стандартных немецких цепных контактных подвесок

Тип	Re 160	Re 250	Re 330
Контактный провод			
тип	100-ECu	120-Cu0,1Ag	120-Cu0,5Mg
натяжение, кН	10	15	27
Несущий трос			
тип	50-BzII	70-BzII	120-BzII
натяжение, кН	10	15	21
Скорость распространения волны c_p , км/ч	382	427	572
Коэффициент неравномерности эластичности $k_{эл}$, %	20	10	8
Коэффициент отражения r	0,413	0,425	0,465
Коэффициент Доплера α	0,41 ($v = 160$ км/ч)	0,26 ($v = 250$ км/ч)	0,27 ($v = 330$ км/ч)
Коэффициент усиления γ_0	1,01	1,63	1,72
Частоты собственных симметричных (v_2) и несимметричных (v_1) колебаний проводов (v_2 / v_1), Гц	0,74 / 0,76	0,96 / 1,02	1,06 / 1,15

В настоящее время за рубежом широко используют контактные провода, выполненные из меди, легированной серебром (0,1% Ag), магнием (0,5% Mg), цирконием и др. или легированной несколькими химическими элементами: хромом и цирконием или хромом, цирконием и магнием [4, 5]. Для увеличения предела проч-

ности на разрыв, твердости, износостойкости и одновременно повышения электропроводности контактных проводов, изготовленных из бронз, целесообразно их подвергать дисперсионному твердению. Однако для скоростей движения ниже 160 км/ч оптимальным решением являет-

ся применение контактных проводов из меди, низколегированной оловом.

Автор приносит глубокую благодарность доктору-инженеру А. Шмидеру (Сименс, Германия) за ценные советы, сделанные им при обсуждении настоящей статьи.

БИБЛИОГРАФИЧНЫЙ СПИСОК

1. Беляев И.А., Вологин В.А. Взаимодействие токоприёмников и контактной сети. – М.: Транспорт. – 1983. – С. 192.
2. Бидерман В.Л. Прикладная теория механических колебаний. – М.: Высшая школа. – 1972. – 416 с.
3. Wittke V, Borgwardt H. Eisenbahningenieur, 1999, '2, S. 16-24.
4. Kießling F., Puschmann R., Schmieder A. Contact Lines for Electric Railways/Munich Erlangen: Publicis Corporate Publiscing. – 2001. – P. 822.
5. Ebeling H. Stromabnahme bei hohen Geschwindigkeiten // Elektrische Bahnen 57, 1959, '2, S. 26-29 und 60-66.
6. Гуков А.И., Тиболов А.Т., Чепелев Ю.Г. Повышение скорости на электрифицированных железных дорогах с контактной сетью постоянного тока // Вестник ВНИИЖТ. – 1997. – № 4. – С. 14-20.

М.Л. КОРОТЕНКО, д-р техн. наук, професор,
О.М. ЗАБОЛОТНИЙ, наук. співроб.,
Л.О. НЕДУЖА, канд. техн. наук, асистент,
Н.М. НЕСТЕРЕНКО, наук. співроб.,
Д.О. ЯГОДА, наук. співроб.

Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені академіка
В. Лазаряна

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ЗНОСУ БАНДАЖІВ ЕЛЕКТРОВОЗІВ ВЛ11М З РІЗНИМИ ПРОФІЛЯМИ

Проведені експериментальні дослідження зносу бандажів електровоза в гірських умовах Львівської залізниці. Розглядались періоди експлуатації електровоза з різними профілями коліс.

Проведены экспериментальные исследования износа бандажей электровоза в горных условиях Львовской дороги. Рассматривались периоды эксплуатации электровоза с различными профилями колес.

The experimental research of the bandage wear has been conducted concerning electric locomotive performance under the mountain conditions of the Lvov railway. The operation periods of an electric locomotive have been considered as for the various wheel profile structures.

Однією з актуальних проблем для залізничного транспорту залишається проблема зносу коліс і рейок. За останні роки Укрзалізницею вжито ряд заходів, що привели до зниження інтенсивності зносу. Так, наприклад, за даними Укрзалізниці середній ресурс Придніпровської залізниці на 1997 рік становив 645 тис. км, а вже на 2002 рік – 784 тис. км по локомотивах ВЛ8. Найгірше становище – на Львівській залізниці, що пов'язано з важкими умовами роботи локомотивів на цій залізниці, де багато ділянок з кривими малих радіусів і великими значеннями підйомів. Тому доцільне вивчення процесу зносу в системі “колесо – рейка” саме на цій залізниці.

У 2003 році співробітниками лабораторії динаміки та міцності рухомого складу Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В.Лазаряна разом із співробітниками локомотивного депо Мукачєво Львівської залізниці проведено експериментальні дослідження по зносу бандажів електровозів ВЛ11м. При цьому визначалися не лише показники зносу бандажів, а і витрати електроенергії під час експлуатації, виконана електровозом робота, кількість обточок за життєвий цикл бандажа.

Дослідженням підлягав електровоз ВЛ11м-140, приписаний до локомотивного депо Мукачєво Львівської залізниці. Основною задачею експериментальних досліджень є порівняння зносу бандажів електровоза ВЛ11м-140 при експлуатації його в найбільш важкому режимі –

в режимі штовхача з різними профілями – стандартному та МІНТЕК на ділянці Свалява – Лавочне Львівської залізниці. Дослідна ділянка розташована в гірській місцевості (ухил до 20...28 ‰), де значну частину кривих становлять криві малого радіуса ($R < 350$ м). Для проїзду через перевальну ділянку Свалява-Лавочне до вантажних і пасажирських поїздів приєднують штовхачі-електровози або допоміжні електровози. Схеми розташування електровозів наведено на рис.1, 2

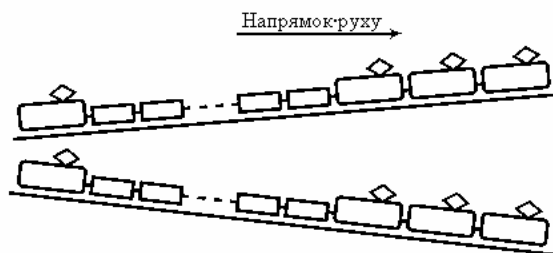


Рис. 1. Розміщення електровозів у вантажному поїзді вагою 3600...4800 т на ділянці з ухилом 20-28 ‰

У першому періоді бандажі дослідного електровоза були обточені за стандартним профілем (ГОСТ 11018-87, кресл. 3) і електровоз експлуатувався в режимі штовхача на вказаних вище ділянках до того часу, коли стала необхідною по зносу гребенів переточка бандажів. Цей період відбувався з 29 січня до 22 квітня 2003 р. Після цього бандажі електровоза були переточені на профіль МІНТЕК і аналогічно проходив другий період експерименту при бандажах з вказаним профілем до наступної обто-

чки по зносу гребеня. Цей період відбувався з 25 квітня до 4 червня 2003 р.

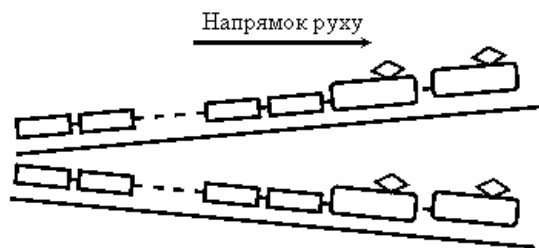


Рис. 2. Розміщення електровозів у пасажирському поїзді на ділянці з ухилом 20...28 %

Експерименти було організовано таким чином.

Результати замірів прокату, товщини гребеня, товщини бандажа заносились до журналу замірів колісних пар електровоза ВЛ11м-140, спеціально заведений на період експериментальних досліджень. Заміри проводились через кожні 48 год при технічному обслуговуванні електровоза.

На рис. 3 показано динаміку зносу гребенів бандажів, відповідно до профілів стандартного і МІНТЕК.

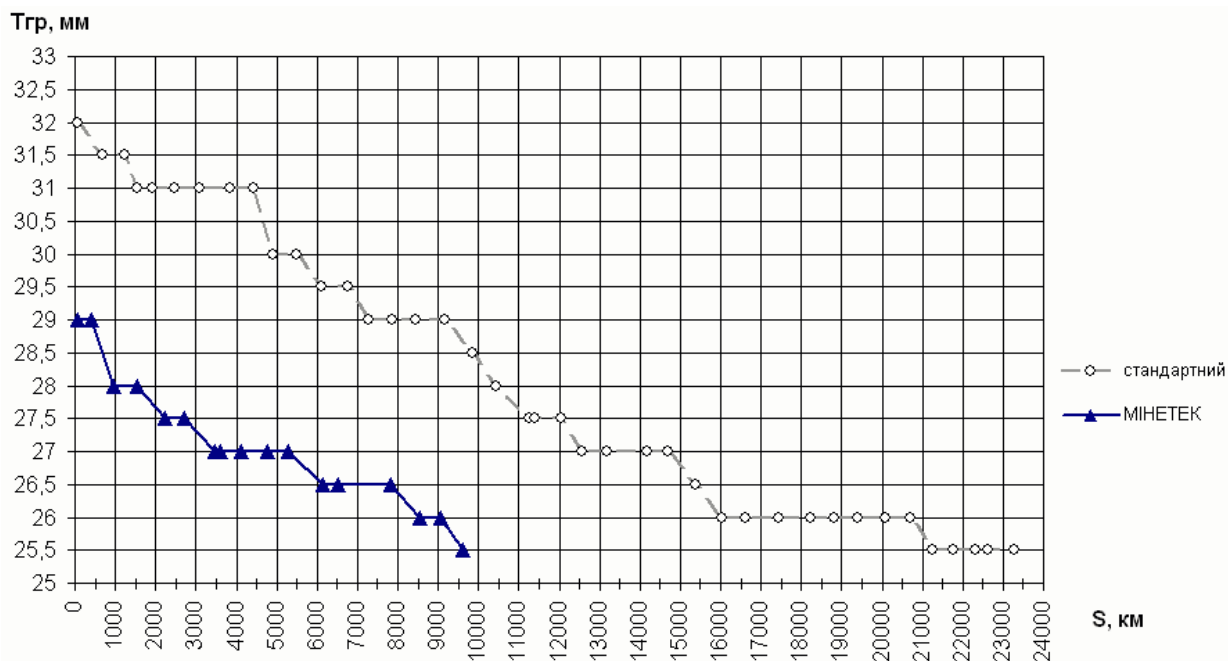


Рис. 3. Графік зміни товщини гребеня в експлуатації, (1 к.п., ліве колесо – ВЛ11м-140, Мукачеве)

Аналіз результатів замірів показує, що товщина гребенів бандажів на початку першого періоду експериментів була в межах 31,5...32,5 мм, а в кінці цього періоду (перед обточуванням) 25,5...29 мм. Для другого періоду відповідні результати становлять 28,5...29 мм на початку і 25,5...27 мм – в кінці.

Значення показників зносу гребенів для стандартного профілю і профілю МІНТЕК наведені в табл. 1.

Таблиця 1

Показники зносу бандажів з різними профілями

Профіль	Показник зносу на гребені $\Delta_{гр}^*$, мм за 10000 км
Стандартний	2,054
МІНТЕК	2,462

Таким чином, під час експлуатації електровоза в режимі штовхача на ділянці Сваліява-Лавочне експлуатаційний знос гребенів бандажів, що обточені по стандартному профілю менше на 16%, ніж бандажів на профілі МІНТЕК.

Для порівняння зносів бандажів з різними профілями знайдемо для них ресурс бандажів. Звичайно не вдається одержати нові дані щодо пробігу бандажа за його життєвий цикл. Тому ресурс бандажа одержують шляхом екстраполяції даних, які одержані за деякий обмежений період його роботи.

Звичайно ресурс бандажа R визначають за формулою:

$$R = \frac{T_{ном} - T_{пр}}{\Delta_{Б ср}}, \quad (1)$$

де $T_{ном}$ та $T_{пр}$ – відповідно номінальна (повна) і гранично допустима товщини бандажа; $\Delta_{Б ср}$ – середнє значення зносу (по товщині) бандажа за звітний період (за 10000 км).

Показник технологічного зносу по роках для бандажів з різними профілями

Профіль	Стандартний	Стандартний	Стандартний	МІНТЕК	МІНТЕК	МІНТЕК
Рік	1998	1999	2000	2001	2002	2003
$\Delta_{\text{б}}^*$	3,99	6,3	6,26	3,19	3,74	3,08
$\Delta_{\text{гр}}^*$	202	3,45	3,31	2,19	2,23	2,07
γ	1,98	1,83	1,89	1,46	1,68	1,49
$\gamma_{\text{ср}}$	1,9			1,56		

У даному випадку були відсутні дані про зміну товщини бандажа в кожному періоді експериментів, тому ця величина визначалася, як

$$\Delta_{\text{б ср}} = \gamma \cdot \Delta_{\text{гр ср}}, \quad (2)$$

$\Delta_{\text{б ср}}$ – середній знос гребенів бандажів; γ – показник технологічного зносу бандажів:

$$\gamma = \frac{\Delta_{\text{б ср}}}{\Delta_{\text{гр ср}}}.$$

Якщо величина прокату дорівнює нулю, показник γ показує величину зменшення товщини бандажа при відновленні товщини гребеня на 1 мм. Величину γ можна визначити за статистичними даними. У табл. 2 наведені значення показників зносу електровозів ВЛ11м за 1998-2003 рр. У період 1998-2000 рр. бандажі електровозів обточувались по стандартному профілю, а з 2001 р. – по профілю МІНТЕК. Інтенсивність зносу бандажів наведено з урахуванням експлуатаційного зносу (прокат) і технологічного зносу (обточка). В останньому рядку наведені середні значення показника γ для стандартного профілю і профілю МІНТЕК.

За даними таблиць 1 і 2 визначаємо інтенсивність зносу бандажів на показник 10 тис.км.

Для стандартного профілю:

$$\Delta_{\text{бст}}^* = 2,054 \cdot 1,9 = 3,903 \text{ мм.}$$

Для профілю МІНТЕК:

$$\Delta_{\text{бм}}^* = 2,462 \cdot 1,56 = 3,841 \text{ мм.}$$

За формулою (1) визначаємо ресурс бандажів з профілем МІНТЕК і стандартним, при $T_{\text{ном}} = 90$ мм; а $T_{\text{пр}} = 45$ мм:

$$R_{\text{М}} = 117157 \text{ км; } R_{\text{СТ}} = 115296 \text{ км.}$$

Таким чином, при наявності даних про інтенсивність зносу гребенів за звітний період і статистичних даних про знос бандажів колісних пар, можна визначити прогнозуємий ресурс бандажів. Одержані величини ресурсів для профілей стандартного і МІНТЕК показують перевагу останнього на 1,6 %.

Розглянута методика дозволяє прогнозувати ресурс бандажів колісних пар з різними профілями, враховуючи експлуатаційний і технологічний знос. Однак відкритим залишається питання про затрати, що пов'язані з переточуванням колісних пар.

Доцільно розглянути методику розрахунку ресурсу бандажів, в якій враховувалась би кількість обточок бандажа за його життєвий цикл, тобто за час експлуатації його з повної товщини бандажа до мінімально допустимої.

Вихідні дані: пробіг електровоза від обточки до обточки 1, км; зміна товщини гребеня за цей пробіг $\Delta_{\text{гр}}$, мм; статистичні дані по зносу бандажів (для визначення показника γ).

Знаючи ці величини, можна прогнозувати втрату товщини бандажа за одну обточку. Згідно з даними експерименту, під час експлуатації електровоза (82 доби) із стандартним профілем бандажів в середньому по електровозу гребені бандажів зносились на $\Delta_{\text{гр}} = 4,91$ мм, а при експлуатації бандажів з профілем МІНТЕК (38,5 доби) $\Delta_{\text{гр}} = 2,78$ мм. На прикладі експериментальних досліджень зносу бандажів електровоза ВЛ11м-140 визначаємо:

для стандартного профілю $\Delta_{\text{бст}} = 4,91 \cdot 1,9 = 9,33$ мм;

для профілю МІНТЕК $\Delta_{\text{бм}} = 2,78 \cdot 1,56 = 4,34$ мм.

Приймаємо, що за час експлуатації бандажів їх товщина змінюється від повної (номінальної) до мінімально допустимої. Припустимо також, що величина прокату дорівнює нулю, що підтверджується статистичними даними про знос бандажів при експлуатації електровозів на гірських ділянках Львівської залізниці.

За життєвий цикл бандаж можна обточити n разів:

$$n = \frac{T_{\text{ном}} - T_{\text{пр}}}{\Delta_{\text{б}}} \quad (3)$$

Для стандартного профілю: $n = 4,82$, тобто 4 обточка.

Для профілю МІНТЕК: $n = 10,37$, тобто 10 обточок.

За життєвий цикл бандажів пробіг електро-воза, тобто ресурс його бандажів складає:

$$R = l \cdot (n + 1), \text{ км.} \quad (4)$$

Визначено прогнозуємі ресурси бандажів з профілем МІНТЕК і стандартним

$$R_M = 124000 \text{ км}; \quad R_{CT} = 119000 \text{ км.}$$

Ресурс бандажів з профілем МІНТЕК більший на 3,9%, що підтвержує результати розрахунку ресурсу за методикою без урахування кількості обточок.

Перевага методики, яка враховує кількість обточок за життєвий цикл бандажів, в тому, що можна прогнозувати витрати, які пов'язані з обточками колісних пар. Так, наприклад, видно, що витрати пов'язані з переточуванням бандажів на стандартний профіль є в 2,5 рази меншими, ніж для профілю МІНТЕК.

Пробіги електровоза, вага поїздів та витрати електроенергії визначались з маршрутних листів. При визначенні виконаної роботи припускалося, що вона в рівній мірі поділяється між всіма електровозами, що ведуть поїзд.

Результати експериментальних досліджень, які пов'язані з виконаною електровозом роботою і витратами електроенергії, наведено в табл. 3.

З аналізу показників, наведених в табл. 3, видно, що кожної доби електровоз ВЛ11м-140 мав майже однаковий пробіг незалежно від того, на який профіль були обточені бандажі його коліс. Різниця становить 2,4 %.

За період експлуатації електровоз із стандартним профілем виконав роботу 15 млн т·км, а експлуатуючись з профілем МІНТЕК лише 5,9 млн.т·км. Причому за добу виконувалось роботи більше при експлуатації на стандартному профілі. Різниця становить 16,2 %.

Таблиця 3

№	Порівнювальні показники	Порівняння економічних показників для бандажів з різними профілями	
		Профіль бандажа	
		Стандартний	МІНТЕК
1	Пробіг між обточуваннями, км всього за добу	23889 282	11295 289,62
2	Витрати електроенергії, кВт·год всього за добу	4582 55,88	1865 48,44
3	Рекуперація, кВт·год всього за добу	1681 20,5	827 21,48
4	Кількість діб в експлуатації (від обточування до обточування)	82	38,5
5	Виконана робота, млн т·км всього за добу	15,0 0,183	5,9 0,153
6	Питомі витрати електроенергії на одиницю виконаної роботи за добу, кВт·год / млн т·км	193	176
7	Товщина гребенів на початку в кінці	31,5 – 32,5 25,5 – 29	28,5 - 29 25,5 – 27

За даними, наведеними в табл. 3, визначено питомі витрати електроенергії на одиницю виконаної роботи за добу.

Для стандартного профілю:

$W_{CT} = (55,88 - 20,5) / 0,183 = 193 \text{ кВт·год/млн т·км за добу.}$

Для профілю МІНТЕК:

$W_M = (48,4 - 21,5) / 0,153 = 176 \text{ кВт·год / млн т·км за добу.}$

Різниця становить $\Delta W = 8,8 \%$, профіль МІНТЕК за цим показником більш економічний, ніж стандартний профіль.

Кількість діб в експлуатації (від обточування до обточування) більша при стандартному

профілі (82 проти 38,5), що пояснити можна більшою товщиною гребеня стандартного профілю (див. табл. 3).

Висновки

1. Наведені результати показують, що при виборі раціонального профілю бандажа істотне значення має не тільки знос поверхонь катання, але й економічні аспекти, пов'язані, зокрема, з витратою електроенергії, витратами на експлуатацію коліс, у тому числі і пов'язані з кількістю обточувань за життєвий цикл бандажа та ін.

2. Проведені експерименти становлять інтерес насамперед тим, що вони відносяться до

найбільш напруженого режиму роботи коліс і рейок, пов'язані з профілем колії, на якому велика кількість кривих малого радіуса і значних підйомів, а також специфікою роботи локомотива в режимі штовхача.

У цих умовах дані експерименту показали, що величини прогнозованого ресурсу близькі для обох профілів з деяким перевищенням для профілю МІНТЕК. По витратах електроенергії на тягу перевагу має профіль МІНТЕК, однак він програє стандартному профілю по витратах на обточування бандажів.

3. Доцільно проведення дослідів за наведеною методикою у більших масштабах.

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Рейдемейстер А.Г. Как износ колес сказывается на интенсивности износа гребней, боковом износе рельсов и ходовых качествах грузовых вагонов // Транспорт. – 1999. – № 4.

2. Данович В.Д., Рейдемейстер А.Г. О влиянии формы профиля поверхности катания колеса на динамические показатели вагонов, износ колес и боковой износ рельсов // Транспорт. – 1999. – № 4

АЛГОРИТМ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ГИРОСКОПИЧЕСКИХ СИЛ И МОМЕНТОВ ПРИ ВЗАИМОДЕЙСТВИИ КОЛЕСНОЙ ПАРЫ СКОРОСТНОГО ЭКИПАЖА И РЕЛЬСА

Пропонується алгоритм визначення гіроскопічних сил і моментів, що виникають при взаємодії колісної пари швидкісного вагона та рейки. Алгоритм базується на використанні нелінійних диференціальних рівнянь просторового руху в формі Ейлера-Лагранжа та експериментальній інформації про кінематичні параметри руху колісної пари, яка формується за допомогою безплатформної інерціальної системи.

Предлагается алгоритм определения гироскопических сил и моментов, возникающих при взаимодействии колесной пары скоростного вагона и рельса. Алгоритм основан на применении нелинейных дифференциальных уравнений пространственного движения в форме Эйлера-Лагранжа и экспериментальной информации о кинематических параметрах движения колесной пары, формируемой бесплатформенной инерциальной системой.

The algorithm of an estimation of gyroscopic forces and moments arising at interaction of wheel pair of the high-speed car and a rail is offered. The algorithm is based on application of the nonlinear differential equations of spatial movement in the form Euler-Lagrange and experimental information about kinematics parameters of movement of wheel pair formed by nonplatform inertial system.

Согласно концепции организации скоростного и высокоскоростного движения пассажирских поездов на сети железных дорог Украины предусматривается поэтапное повышение скорости движения на существующих линиях до 160 км/ч с последующим сооружением специализированных высокоскоростных магистралей [1]. Увеличение скорости движения железнодорожных экипажей может привести к необходимости учета и корректной оценки гироскопических сил и моментов, нарастающих по квадратическому закону в зависимости от скорости вращения колесной пары и пропорционально её моменту инерции. Наряду с центробежными и гироскопическими силами и моментами существенное влияние на безопасность поступательного движения железнодорожного экипажа могут оказать и кориолисовы силы, обусловленные колебаниями вращающейся с высокой скоростью колесной пары относительно тележки, кривизной пути в плане и профиле [2]. Количественная оценка упомянутых инерционных сил и моментов в общем балансе силового взаимодействия колесной пары и рельса в зависимости от скорости поступательного движения представляет актуальную задачу.

Схема колесной пары железнодорожного экипажа представлена на рис. 1. Вводится система координат $OY_1Y_2Y_3$, связанная с буксовым узлом, полюс которой выбирается в точке,

где технически возможен монтаж инерциальной системы.

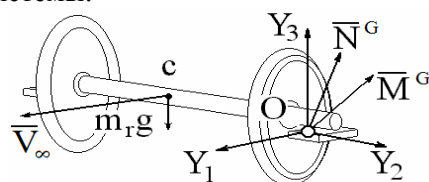


Рис. 1

Ось OY_1 направлена горизонтально по ходу движения, OY_2 – параллельно оси вращения колесной пары, OY_3 – вертикально вверх, образуя правую ортогональную систему координат. Представляется целесообразным использовать бесплатформенную инерциальную систему [3], чувствительные элементы которой позволят измерить компоненты линейной V_{yri} и угловой ω_{yri} ($i=1, 2, 3$) скорости колесной пары в проекциях на выбранные связанные оси. Отметим, что в принятых обозначениях полагаются известными компоненты V_{y1} и ω_{y2} :

$$V_{y1} = V_{\infty} \text{ и } \omega_{y2} = \omega_{\infty}.$$

Здесь V_{∞} – заданная поступательная скорость железнодорожного экипажа, ω_{∞} – скорость вращения колесной пары, определяемая по формуле:

$$\omega_{\infty} = \frac{V_{\infty}}{r},$$

где r – радиус колеса.

Центр масс колесной пары задан в связанных осях координатами y_{cri} ($i=1,2,3$). Масса колесной пары m_r и ее главные центральные моменты инерции I_{11}^{cr} , I_{22}^{cr} , I_{33}^{cr} полагаются заданными, причем $I_{11}^{cr} = I_{33}^{cr}$. Компоненты искоемых гироскопических сил и моментов N_{yri}^G, M_{yri}^G ($i=1,2,3$) будем находить в введенной связанной системе координат.

Матрица инерции колесной пары \bar{I}_{yr} , отнесенная к её массе, приводится к рассматриваемым связанным осям по следующему алгоритму, построенному на основе кватернионных матриц [4]:

$$2\bar{I}_{yr} = 2A \times^t A \times \bar{I}_{or} \times A^t \times^t A^t + (Y_{cr} + {}^t Y_{or}^t) \times (Y_{or}^t + {}^t Y_{cr}^t) + Y_{or} (Y_{cr}^t + {}^t Y_{cr}^t)$$

где \bar{I}_{or} – приведенная к массе m_r матрица инерции колесной пары относительно системы осей, определяемых полюсом с координатами y_{ori} ($i=1, 2, 3$) и ориентированных относительно введенных связанных осей с помощью параметров Родрига-Гамильтона a_j ($j=0, 1, 2, 3$); $A, {}^t A, A^t, {}^t A^t, Y_{or}, {}^t Y_{or}, Y_{or}^t, {}^t Y_{or}^t, Y_{cr}, {}^t Y_{cr}, Y_{cr}^t, {}^t Y_{cr}^t$ – кватернионные матрицы, составленные соответственно по параметрам Родрига-Гамильтона a_j ($j=0, 1, 2, 3$), координатам полюса y_{ori} ($i=1, 2, 3$), координатам центра масс колесной пары y_{cri} ($i=1, 2, 3$) в связанных осях или в развернутой записи:

$$A = \begin{bmatrix} a_0 & a_1 & a_2 & a_3 \\ -a_1 & a_0 & -a_3 & a_2 \\ -a_2 & a_3 & a_0 & -a_1 \\ -a_3 & -a_2 & a_1 & a_0 \end{bmatrix}, Y_{or} = \begin{bmatrix} 0 & y_{or1} & y_{or2} & y_{or3} \\ -y_{or1} & 0 & -y_{or3} & y_{or2} \\ -y_{or2} & y_{or3} & 0 & -y_{or1} \\ -y_{or3} & -y_{or2} & y_{or1} & 0 \end{bmatrix},$$

$$Y_{cr} = \begin{bmatrix} 0 & y_{cr1} & y_{cr2} & y_{cr3} \\ -y_{cr1} & 0 & -y_{cr3} & y_{cr2} \\ -y_{cr2} & y_{cr3} & 0 & -y_{cr1} \\ -y_{cr3} & -y_{cr2} & y_{cr1} & 0 \end{bmatrix}.$$

В частности, при совмещении полюса и центра масс колесной пары, то есть $y_{ori} = y_{cri}$. Получим соответственно

$$Y_{cr} = Y_{or}, Y_{cr}^t = Y_{or}^t, {}^t Y_{cr} = {}^t Y_{or}, {}^t Y_{cr}^t = {}^t Y_{or}^t$$

и, учитывая, что $Y_c + {}^t Y_c^t = 0$, найдем

$$2\bar{I}_{yr} = 2A \times^t A \times \bar{I}_{cr} \times A^t \times^t A^t + Y_{cr} (Y_{cr}^t + {}^t Y_{cr}^t),$$

где \bar{I}_{cr} – матрица инерции, составленная по главным центральным моментам инерции, отнесенным к массе m_r

$$\bar{I}_{cr} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \bar{I}_{11}^{cr} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \bar{I}_{22}^{cr} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \bar{I}_{33}^{cr} \end{bmatrix}.$$

В случае, когда главные центральные оси инерции соответственно параллельны введенным связанным осям, имеем

$$A = E_o, {}^t A = E_o, A^t = E_o, {}^t A^t = E_o,$$

где E_o – единичная (4×4)-матрица, приведенная формула упрощается и принимает вид

$$2\bar{I}_{yr} = 2\bar{I}_{cr} + Y_{cr} (Y_{cr}^t + {}^t Y_{cr}^t)$$

или в развернутой записи

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \bar{I}_{11}^{yr} - \bar{I}_{12}^{yr} - \bar{I}_{13}^{yr} \\ 0 & -\bar{I}_{21}^{yr} & \bar{I}_{22}^{yr} - \bar{I}_{23}^{yr} \\ 0 & -\bar{I}_{31}^{yr} - \bar{I}_{32}^{yr} & \bar{I}_{33}^{cr} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \bar{I}_{11}^{cr} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \bar{I}_{22}^{cr} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \bar{I}_{33}^{cr} \end{bmatrix} +$$

$$+ \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & y_{cr3}^2 + y_{cr2}^2 & -y_{cr2} y_{cr1} & -y_{cr3} y_{cr1} \\ 0 & -y_{cr1} y_{cr2} & y_{cr3}^2 + y_{cr1}^2 & -y_{cr3} y_{cr2} \\ 0 & -y_{cr1} y_{cr3} & -y_{cr2} y_{cr3} & y_{cr2}^2 + y_{cr1}^2 \end{bmatrix}.$$

Применяя нелинейные дифференциальные уравнения пространственного движения в форме Эйлера-Лагранжа [5], получим компактную блочно-матричную формулу для определения инерционных сил и моментов, обусловленных гироскопическими, кориолисовыми, центробежными составляющими, возникающих при взаимодействии вращающейся с высокой скоростью колесной пары и учете кручения и кривизны пути в плане и профиле:

$$-\frac{1}{m_r} \left\| \frac{M_{yr}^G}{N_{yr}^G} \right\| =$$

$$= \left\| \frac{\frac{1}{2}(\dot{\Omega}_{yr} + \Omega_{yr})}{0} \mid \frac{\frac{1}{2}(\dot{V}_{yr} + V_{yr})}{\frac{1}{2}(\dot{\Omega}_{yr} + \Omega_{yr})} \right\| \times$$

$$\times \left\| \frac{\bar{I}_{yr}}{\frac{1}{2}(\dot{Y}_{cr} + Y_{cr})} \mid \frac{\frac{1}{2}(\dot{Y}_{cr} + Y_{cr})}{E_0} \right\| \left\| \frac{\omega_{yr}}{V_{0yr}} \right\|.$$

Здесь блочные матрицы формируются из рассмотренных ранее матриц \bar{I}_{yr} , Y_{cr} , E_0 и вводимых кватернионов Ω_{yr} , V_{yr} , составленных по компонентам вектора угловой ω_{yi} и линейной V_{oyi} ($i=1, 2, 3$) скорости полюса колесной пары в проекциях на выбранную связанную систему координат. Указанные компоненты угловой и линейной скорости колесной пары приняты в качестве квазискоростей [5] и непосредственно измеряются бесплатформенной инерциальной системой [3], чувствительные элементы которой размещены на буксовом узле и определяют ориентацию связанной системы координат. Квазискорости измеряются непрерывно в процессе движения колесной пары по реальному рельсу с учетом локальных неровностей, плана и профиля пути. В качестве чувствительных элементов бесплатформенной инерциальной системы используются высокоточные акселерометры, действие которых основано на различных физических и конструктивных принципах, использующих инерцию и способных обнаруживать угловую и линейную скорость. [6].

Таким образом, предложен алгоритм оценки динамического взаимодействия колесной пары и рельса, обусловленного центробежными, кориолисовыми и гироскопическими силами и моментами, возникающими при высокоскоростном

движении железнодорожного экипажа по реальному пути с учетом кручения и кривизны в плане и профиле, локальных неровностей. Алгоритм получен на основе нелинейных дифференциальных уравнений пространственного движения в форме Эйлера-Лагранжа и экспериментальной информации о квазискоростях, измеряемых с помощью бесплатформенной инерциальной системы. Алгоритм представлен кватернионными матрицами и хорошо адаптирован к вычислительному эксперименту по оценке безопасной скорости движения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Кірта Г.М., Дьомін Ю.В. Пасажирським перевезенням – швидкість і комфорт // Залізничний транспорт України. 2004. – № 4. С. 4-7.
2. Мямлин С.В. Моделирование динамики рельсовых экипажей. – Д.: Новая идеология, 2002. – 240 с.
3. Эдвардс А.Ж. Бесплатформенные инерциальные навигационные системы // Вопросы ракетной техники. – 1973. – № 5. – С. 47–70.
4. Лысенко Л.Н., Кравец В.В. Симметризованный подход к представлению тензора инерции составных асимметричных объектов ракетно-космической техники. // Вестник МГТУ. Сер. Машиностроение. – 1996. – № 1. – С. 36–45.
5. Лурье А.И. Аналитическая механика. – М.: Физматгиз, 1961, – 824 с.
6. Бетви Т.С., Голдберг Е.А., Ирвин Г.А. Сравнение различных вариантов блока инерциальных чувствительных элементов для космического транспортного корабля. // Вопросы ракетной техники. – 1971. – № 10. – С. 60-78.

В.В. КРАВЕЦ, д-р техн. наук, проф., ДИИТ (Украина)

Е.В. КРАВЕЦ, ДНУ, (Украина)

АЭРОДИНАМИКА ЧАСТИЧНО ПЕРЕКРЫТОГО МЕЖВАГОННОГО ПРОСТРАНСТВА СКОРОСТНОГО ПОЕЗДА

Розглянуто вплив аеродинамічних процесів на опір міжвагонного простору при зміні конфігурації його огороження і збільшення швидкості руху поїзда.

Рассмотрено влияние аэродинамических процессов на сопротивление межвагонного пространства при изменении конфигурации его ограждения и увеличения скорости движения поезда.

The influence of aerodynamic processes on resistance of intercarload space at change of a configuration of its protection and increase of speed of movement of a train is considered.

С увеличением скорости движения железнодорожного транспорта влияние аэродинамических процессов на сопротивление поезда становится доминирующим.

Из работ [1...4] следует, что при скорости движения 30 км/ч аэродинамическое сопротивление движущегося состава составляет всего 6% от полного сопротивления, обусловленного механическими факторами; с увеличением скорости движения до 100...160 км/ч роль процессов аэродинамики возрастает и составляет уже 35...40% и, наконец, при скорости 350 км/ч аэродинамическое сопротивление подвижного состава равно его полному сопротивлению. На рис. 1 показаны кривые зависимостей полного и аэродинамического сопротивлений от скорости движения поезда и его протяженности.

Верхняя группа сплошных кривых 1...5 относится к полному сопротивлению W_{Π} , а нижние кривые 1...5 – к аэродинамическому сопротивлению W_A . Сплошные кривые получены по результатам экспериментальных исследований [2, 4], пунктирные кривые 1 и 2 – из [1] и [3] соответственно. Следует учесть, что аэродинамическое сопротивление движению возрастает пропорционально квадрату скорости движения поезда, а механическое сопротивление, связанное с состоянием рельсовых путей, работой механизмов передачи тяги, весом состава и другими факторами, меняется линейно скорости. Поэтому при некотором значении скорости аэродинамическое сопротивление должно стать доминирующим по сравнению с механическим. Из рис. 1 следует, что это происходит при скоростях движения поезда 150...200 км/ч и более. С улучшением аэродинамической обтекаемости подвижного состава аэродинамическое сопротивление уменьшается. Поэтому решение тех-

нической задачи по созданию совершенной аэродинамической формы поезда является одной из наиболее важных проблем скоростного движения.

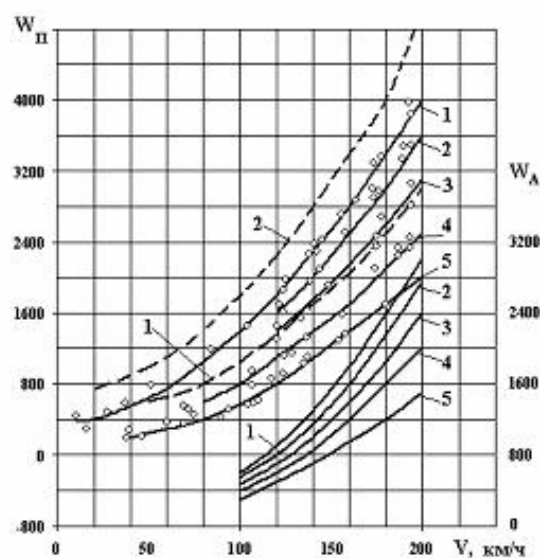


Рис. 1. Влияние на полное и аэродинамическое сопротивление скорости движения поезда и его протяженности:

1 – электровоз с четырьмя вагонами; 2 – электровоз с тремя вагонами; 3 – электровоз с двумя вагонами; 4 – электровоз с одним вагоном; 5 – электровоз.

На величину аэродинамического сопротивления подвижного состава влияет совершенство аэродинамических обводов локомотива, вагонов с межвагонным пространством и различными надстроечными элементами кузова, включая поручни дверей, фальшборта, фартуки тележек, перекрытия днища и обтекатель хвостового вагона.

Для уменьшения аэродинамического сопротивления выступающие элементы конструкции

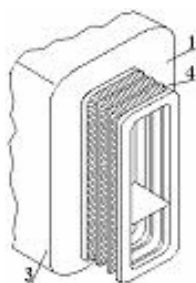
кузова вагона скоростного подвижного состава закрывают обтекателями, а для междвагонных промежутков используют геометрически деформированные ограждения. Наиболее широкое применение получили конструкции ограждений перехода, изображенные на рис. 2, а, с гофрированным гибким ограждением фирмы Hübner (рис. 2, б) или с ограждением из эла-

стичных овальных профилей (рис. 2, в). Такие типы ограждений осуществляют частичное перекрытие объема междвагонного пространства пассажирских вагонов и не оказывают заметного влияния на снижение аэродинамического сопротивления при нескоростном режиме движения с малым влиянием аэродинамических процессов.



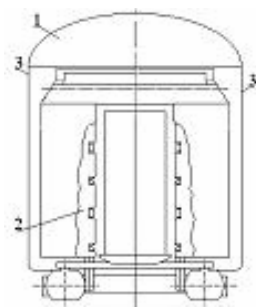
вагон (модель 61-821)

а)



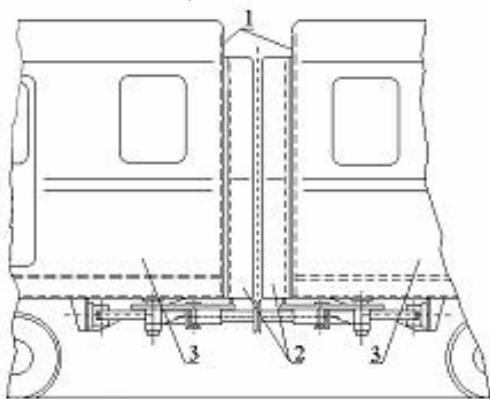
патент №2161575 (Россия)

б)



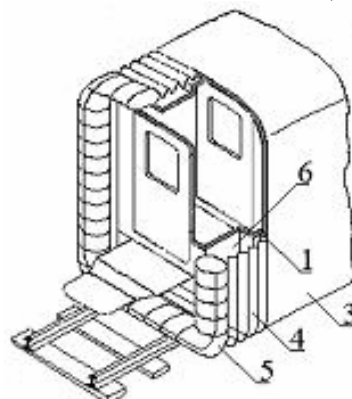
а.с. №1079510 (СССР)

в)



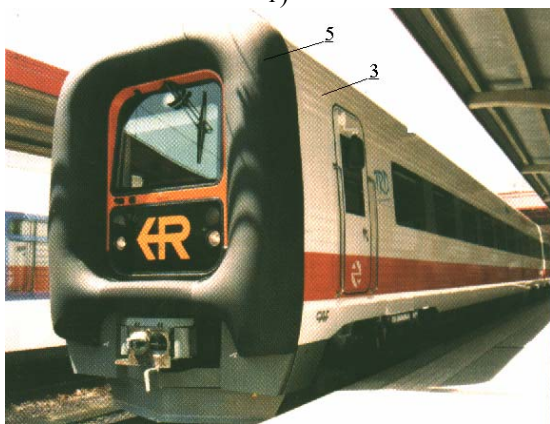
а.с. №1313754 (СССР)

г)



патент №68309 (Германия)

д)



TRD 594 (Испания), max. speed 160 km/h

е)



ETR 500 (Италия), max. speed 300 km/h

ж)

Рис.2. Способы перекрытия междвагонного пространства

Основное назначение ограждений этого типа связано с обеспечением безопасности и комфортных условий перехода пассажиров из вагона в вагон. Для предотвращения попадания пассажира в межвагонный промежуток при падении с платформы предназначено ограждение в виде двух створок 2, являющихся продолжением боковых стенок 3 вагона (рис. 2, г). Створки выполнены шарнирно закрепленными на торцах 1 смежных вагонов с возможностью поворота при вхождении подвижного состава в поворот. В этом случае за счёт изменения взаимного положения торцов смежных вагонов со стороны центра кривой поворота створки, сближаясь, поворачиваются, а на противоположной стороне межвагонного промежутка створки расходятся, но остаются в габарите состава. Такое ограждение перекрывает межвагонное пространство и позволяет на большой скорости движения поезда снизить аэродинамическое сопротивление.

На рис. 2, д, 2, е показана торцевая часть 1 вагона, снабженная по её периметру эластичным перекрытием межвагонного пространства. Ограждение состоит из эластичного гофрированного профиля 4, эластичной оболочки 5, жестко соединяемой гофрированным профилем с торцевой стенкой 1 по периферии. Помимо ограждения торцевая часть вагона снабжена открывающейся промежуточной дверью, главной сцепкой, средствами уплотнения и экранирования межвагонного перехода, которые в совокупности с аналогичными средствами прицепляемого вагона обеспечивают защиту пассажирского межвагонного перехода. Описанная конструкция ограждения является типовой как

для прицепных вагонов со сквозным проходом, так и для головного вагона, когда гофрированная оболочка складывается в специальную нишу 6 (рис. 2, д). Это ограждение на скоростных режимах движения поезда предназначено снизить аэродинамическое сопротивление, обеспечить звуко-тепло-гермоизоляцию и уменьшить воздействие резких перепадов давления в помещении вагона при разъездах со встречными поездами, при въезде в туннель и т.д.

В поездах «Shinkansen» торцы сцепленных вагонов также оборудованы межвагонными гармошками, состоящими из внутренней и наружной частей и обеспечивающими герметичное соединение [5].

Конструкция межвагонного перекрытия, примененного на скоростных поездах Италии, показана на рис. 2, ж. Конструкция ограждения включает две функциональные основные части: герметичный межвагонный переход 4 и жестко закрепленные створки 2 по периметру торца вагона. Причем между створками предусмотрен необходимый зазор, который является достаточным при движении подвижного состава по колею с минимально принятым радиусом кривизны.

С учетом результатов экспериментальных исследований [2, 4] можно оценить влияние внешней геометрии вагона (в том числе, и влияние межвагонного пространства) на абсолютное (C_x) и относительное ($\Delta C_x/nC_x$) аэродинамическое сопротивление скоростного поезда, состоящего из трех, шести и десяти вагонов (рис. 3) с конфигурациями лобовой части головного вагона, разработанными специалистами Италии, России и Японии.

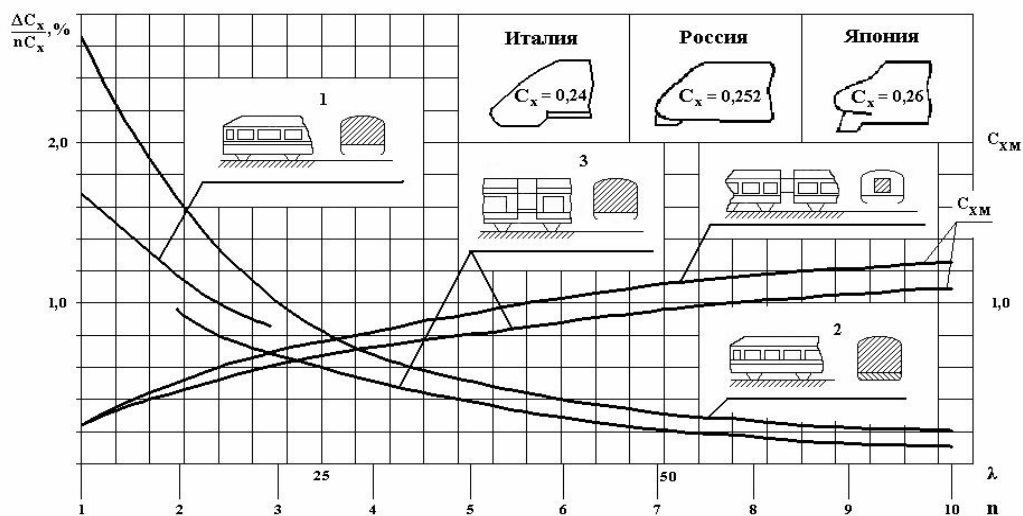


Рис. 3. Влияние установки фальшбортов 1, закрытия днища вагона 2 и межвагонного пространства 3 на аэродинамическое сопротивление поезда C_x и его относительное изменение $\Delta C_x/nC_x$; n – количество вагонов, λ – удлинение поезда

Из кривых относительного изменения аэродинамического сопротивления $\Delta C_x/nC_x$ следует, что большее уменьшение аэродинамического сопротивления происходит при закрытии днища вагона (кривая 2), меньшее – при перекрытии междвагонного промежутка (кривая 3). Для скоростного поезда с тремя вагонами – $\Delta C_x/nC_x = 7\%$; с шестью вагонами – $\Delta C_x/nC_x = 3\%$; с десятью вагонами – $\Delta C_x/nC_x = 1,35\%$.

Вторая группа кривых характеризует изменение абсолютного значения аэродинамического

сопротивления, обусловленного перекрытием междвагонного пространства (шкала справа) в зависимости от числа вагонов. Наличие перекрытого междвагонного пространства существенно снижает величины коэффициента сопротивления.

Изменение полного аэродинамического сопротивления и сопротивления междвагонного пространства в зависимости от числа Рейнольдса для трех- и десятивагонного скоростного поезда показано на рис. 4.

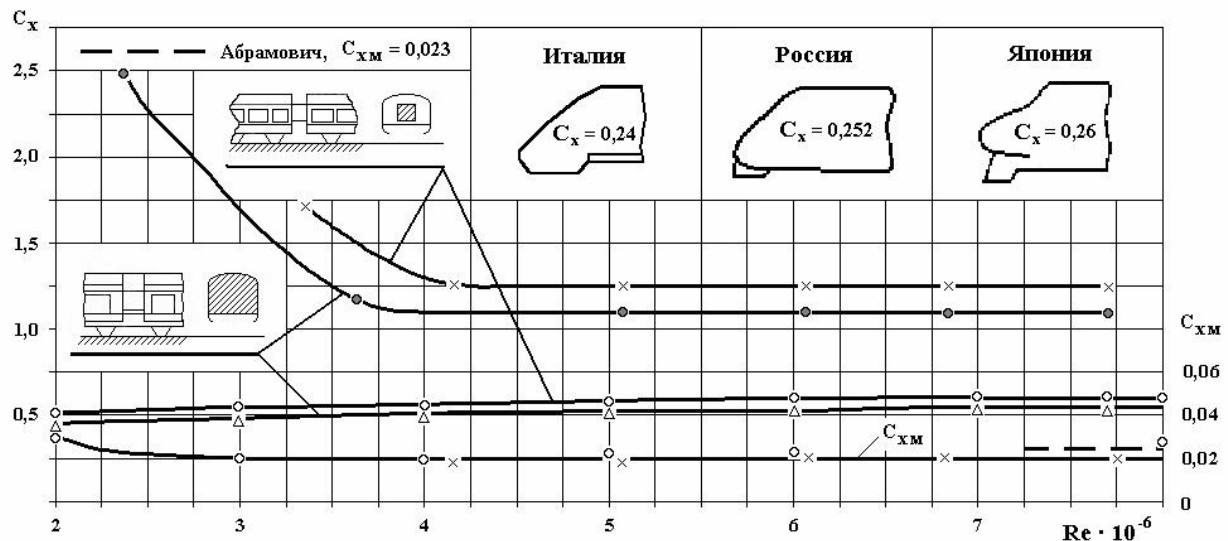


Рис. 4. Влияние междвагонного пространства на $C_x = f(Re)$ для трех- (Δ , \odot) и десяти- (\bullet , \times) вагонного скоростного поезда

Особенностью зависимости $C_x = f(Re)$ является неизменный коэффициент полного аэродинамического сопротивления C_x и коэффициент сопротивления C_x^{MB} междвагонного пространства для скоростей движения поезда соответствующих числу Рейнольдса $Re \geq 4,2 \cdot 10^6$. Из рис. 4 следует, что полное закрытие междвагонных пространств даёт уменьшение коэффициента аэродинамического сопротивления на величину $\Delta C_x = 0,06$ для трехвагонного и $\Delta C_x = 0,15$ для десятивагонного поезда с хорошо обтекаемой головной и хвостовой частями. Таким образом, полное перекрытие междвагонных промежутков практически ликвидирует срывные зоны и вихреобразование, что и приводит к снижению аэродинамического сопротивления вагона и поезда в целом. Поскольку полное перекрытие междвагонного промежутка представляет определенные технические сложности, возникает необходимость рассмотрения задачи с частичным перекрытием междвагонного пространства.

Ниже исследовано вязкое вихревое течение в области, моделирующей междвагонное пространство с различной степенью его перекрытия (рис. 5). Интегрирование системы уравнений движения и неразрывности выполнено методом конечных элементов с использованием к-ε модели турбулентности потока. Схема расчетной области включала междвагонное пространство, область протекающего потока над крышами вагонов и область течения между его днищем и поверхностью земли. В невозмущенном потоке течение предполагалось слоистым со скоростью V_∞ , поэтому на границе расчетной области поперечная компонента скорости задавалась равной нулю. На боковой поверхности вагонов и междвагонного промежутка задавалось условие прилипания. Профили скорости на боковой поверхности вагонов и под его днищем на входе расчетной области принимались по данным натурных экспериментов Романенко Г.А.



Рис. 5. Схема частично перекрытого межвагонного пространства

Результаты расчета приведены для трех значений скорости движения подвижного состава,

наиболее типичных для железных дорог Украины.

На рис. 6...9 показаны изолинии, полученные для открытого межвагонного промежутка $\bar{L} = 1.0$ на скорости $V_\infty = 60, 100$ и 140 км/ч соответственно для линий тока, изобар, продольной и поперечной компонент скорости.

Анализ приведенных результатов показывает, что в межвагонном пространстве образуется один устойчивый вихрь с ядром, расположенным ближе к верхней части вагона (рис. 6). С увеличением скорости движения поезда V_∞ интенсивность вращения вихря увеличивается.

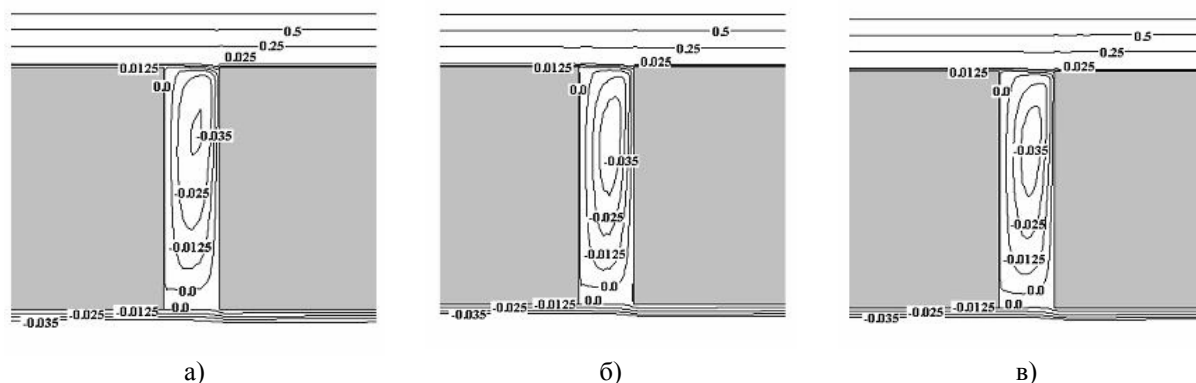
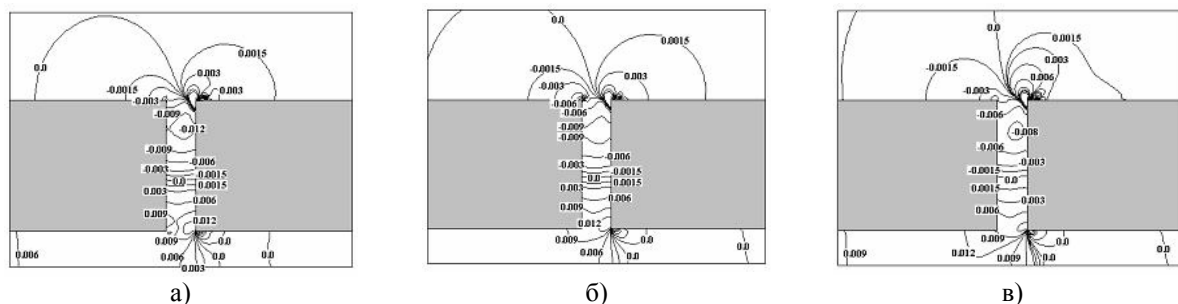


Рис. 6. Картина линий тока при $\bar{L} = 1.0$



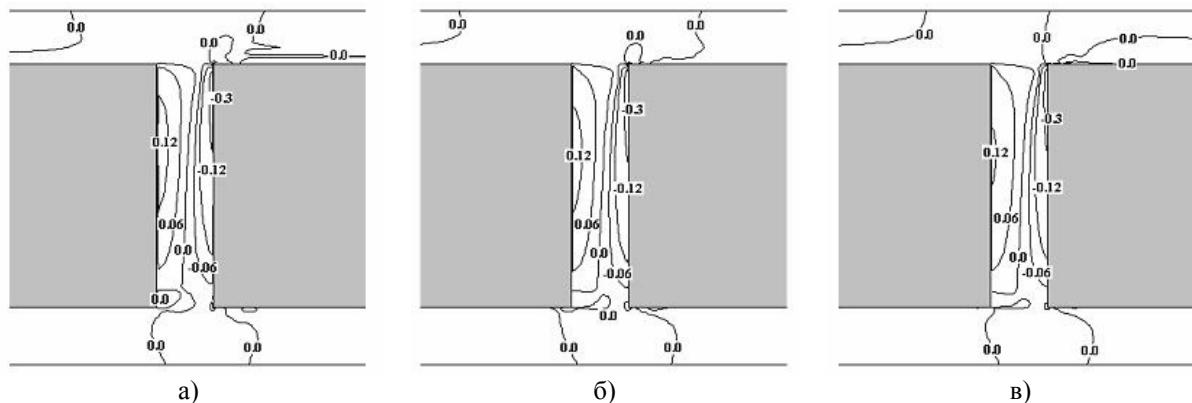


Рис. 9. Изолинии поперечной компоненты скорости при $\bar{L} = 1.0$

Сгущение изобар вблизи верхнего и нижнего правых углов межвагонного пространства (рис. 7) указывает на область повышенного давления в этих зонах, которое увеличивается с ростом скорости. Изолинии продольной компоненты скорости (рис. 8) образуют два противоположно вращающихся вихря. О перетекании воздуха в вертикальном направлении можно судить по изолиниям поперечной компоненты скорости (рис. 9). Воздушный поток, движущийся параллельно крыше вагона, натекает на правый верхний угол межвагонного пространства и направляется вниз, вдоль правой стенки (отрицательные значения компоненты). Так как в межвагонном пространстве существует устойчивый циркуляционный вихрь (см. рис. 6), то часть воздуха будет двигаться снизу вверх вдоль левой стенки (положительные значения поперечной компоненты скорости).

На такую схему течения также указывают профили продольной и поперечной компонент скоростей в центральных сечениях межвагонного пространства (рис. 10).

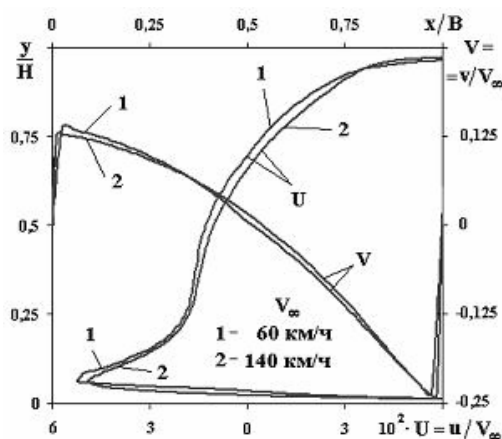


Рис. 10. Профили продольной и поперечной компонент скоростей в центральных сечениях межвагонного пространства

По профилю поперечной компоненты скорости (см. рис. 10) можно судить об уменьшении толщины пограничного слоя вблизи вертикальных стенок с ростом скорости V_∞ и о более интенсивном течении вдоль правой стенки (в направлении сверху вниз) по сравнению с течением на левой в обратном направлении.

Графики коэффициента давления \bar{P} и касательных напряжений τ_w на торцовых стенках открытого межвагонного пространства приведены на рис. 11 и рис. 12 соответственно. Распределение давления на стенках межвагонного пространства имеет сложный характер. Максимальные значения \bar{P} реализуются вблизи угловых точек D и C, как это уже было указано выше. В окрестности угловой точки A разрежение потока характеризуется отрицательными величинами коэффициента давления. С увеличением скорости V_∞ градиент давлений по длине стенок уменьшается.

Кривые распределения касательных напряжений (рис. 12) вблизи угловой точки D имеют четко выраженный минимум, модуль которого увеличивается с ростом скорости V_∞ .

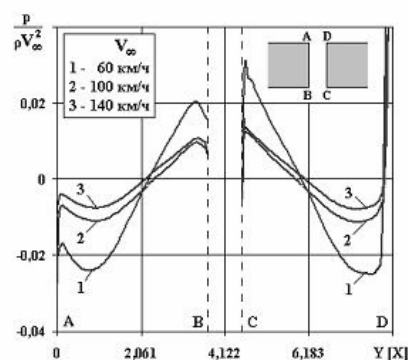


Рис. 11. Распределение давления на неподвижных стенках межвагонного пространства

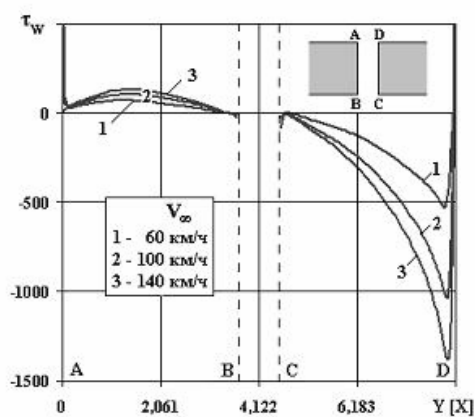


Рис. 12. Распределение касательных напряжений на неподвижных стенках междвагонного пространства

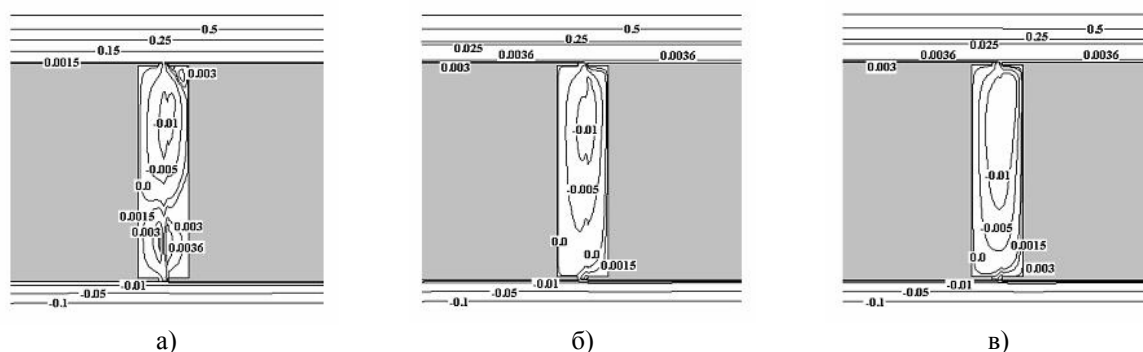


Рис. 13. Линии тока при $\bar{L} = 0.2$

Анализ линий тока на рис. 6 и рис. 13 показывает, что при всех конфигурациях \bar{L} и V_∞ (исключая единственный случай на рис. 13, а, при $\bar{L}=0,2$, $V_\infty=60$ км/ч) во всем междвагонном пространстве доминирует один основной вихрь, вращающийся по часовой стрелке, как показывают отрицательные значения функции тока. Увеличение скорости V_∞ и длины \bar{L} приводят к интенсификации вихревого движения в междвагонном пространстве, что сопровождается увеличением значений функции тока в ядре вихря.

При $\bar{L}=0,2$ и $V_\infty=60$ км/ч вихревое течение в междвагонном пространстве образовано двумя противоположно вращающимися вихрями, располагающимися один над другим. Верхний вихрь является основным; вызван потоком с крыши вагона и обладает большей интенсивностью вращения. Нижний вихрь вызывается менее интенсивным потоком из-под днища вагона и характеризуется меньшими на порядок значениями функции тока с увеличением как скорости V_∞ , так и длины \bar{L} .

По аналогии с обтеканием открытого междвагонного промежутка (рис. 7) поток, обгибая

С целью снижения силовых нагрузок, действующих на торцовые стенки междвагонного пространства, осуществлено частичное его перекрытие. Исследовано влияние этого перекрытия на аэродинамическое сопротивление.

Численные расчеты проведены при следующих значениях относительной длины $\bar{L} = L/B = 0,2; 0,5; 0,8; 1,0$, где B – ширина междвагонного пространства.

На рис. 13...16 представлены результаты расчетов в виде изолиний функции тока и давления для междвагонного пространства $\bar{L} = 0,2$ и скорости $V_\infty = 60, 100, 140$ км/ч.

верхнее перекрытие, натекает на правую стенку междвагонного пространства, движется вдоль неё, взаимодействует со встречным течением из-под днища вагона или нижним перекрытием и обтекает левую стенку с меньшим давлением по сравнению с правой стенкой (рис. 14-16).

Сгущение изобар, характеризующее большой градиент давления, происходит, как показано на рис. 14...16, в окрестности правого верхнего и нижнего перекрытий междвагонного пространства. Большему перекрытию соответствуют меньшие градиенты давления, что должно сопровождаться снижением аэродинамического сопротивления.

По полям распределения давления и касательных напряжений рассчитан коэффициент аэродинамического сопротивления для каждого из рассмотренных случаев (рис. 17), а механическое сопротивление по соотношению из [6]

$$\Delta W_{\text{MEX}} = (c \cdot V_\infty + d) \Delta m \cdot g,$$

где Δm – изменение массы вагона при наличии междвагонного ограждения.

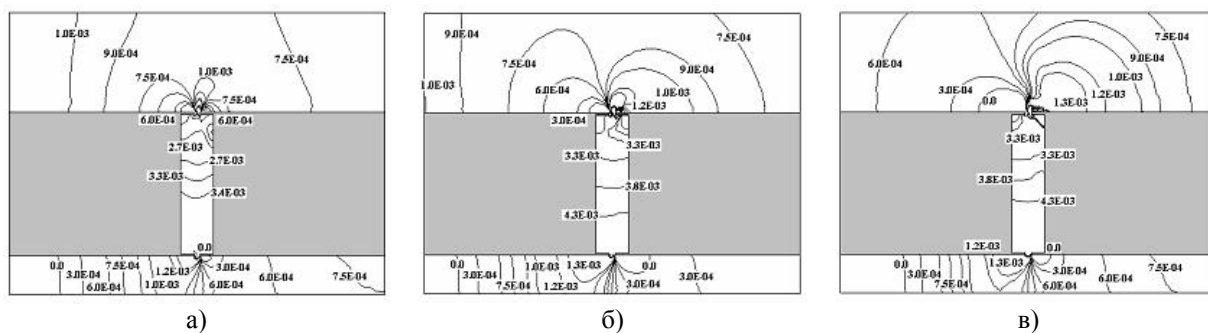


Рис. 14. Изобары при $\bar{L} = 0.2$

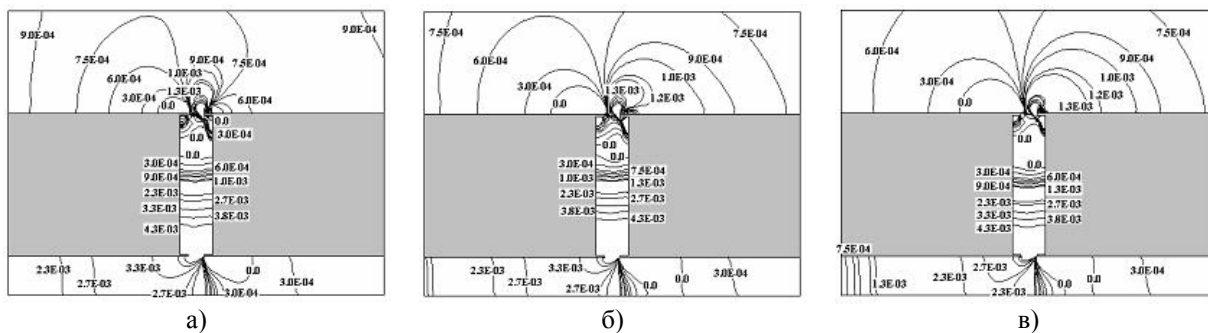


Рис. 15. Изобары при $\bar{L} = 0.5$

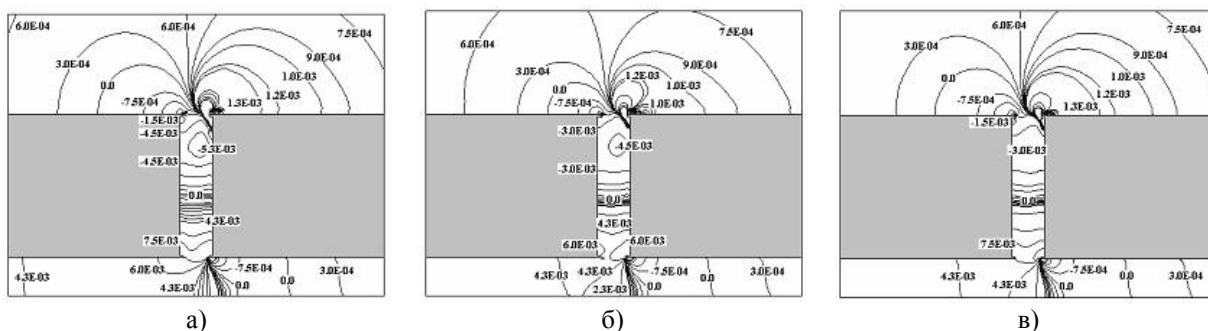


Рис. 16. Изобары при $\bar{L} = 0.8$

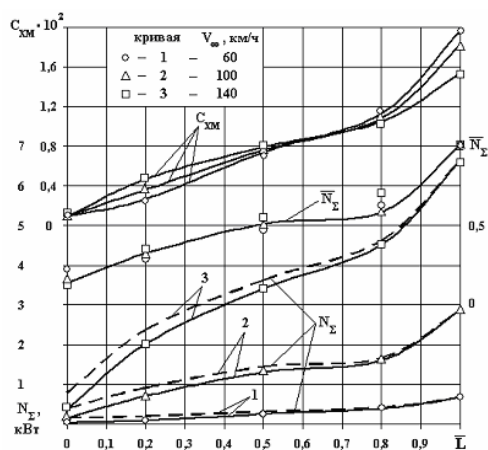


Рис. 17. Влияние длины \bar{L} межавгонного пространства на коэффициент сопротивления C_{xm}

Коэффициенты $c = 1,07$ и $d = 0,0119$ характеризуют тип передачи нагрузки на оси цельнометаллического пассажирского вагона.

Для массы межавгонного перекрытия по мере изменения длины \bar{L} принята линейная зависимость и $\Delta m \approx 400$ кг при $\bar{L} = 0$, если принять, что межавгонное перекрытие конструктивно выполнено по аналогии с внешней подкрепленной оболочкой скоростного пассажирского вагона поезда ЭР-200.

Потери мощности тягового привода на преодоление аэродинамического сопротивления одного межавгонного пространства (сплошные кривые 1...3) показаны в виде $N_z(\bar{L})$ для трех скоростных режимов движения поезда (рис. 17). Здесь же нанесены пунктирные кривые 1...3, построенные с учетом потерь мощности и на механическое сопротивление при соответствующем межавгонном ограждении ($\bar{L} < 1.0$).

Из кривых $N_z(\bar{L})$ следует, что при скорости движения $V_\infty = 60$ км/ч открытое межавгонное

пространство вызывает малые абсолютные потери мощности, а при достижении скорости $V_{\infty}=140$ км/ч эти потери увеличиваются почти в 10 раз, хотя и остаются небольшими. При дальнейшем увеличении скорости движения сохраняется тенденция роста абсолютных потерь мощности тягового привода. Поэтому для больших скоростей движения поезда становится актуальным решение задачи перекрытия междвагонного пространства. При скорости $V_{\infty}=140$ км/ч полностью перекрытое междвагонное пространство по сравнению с открытым уменьшает почти в 18 раз потери мощности, связанные с сопротивлением междвагонного промежутка.

Кривая $\bar{N}_{\Sigma}(\bar{L})=N_{\Sigma}/N_{\Sigma \text{ MAX}}$ характеризует относительные потери мощности N_{Σ} по мере перекрытия междвагонного пространства по отношению к их максимальной величине $N_{\Sigma \text{ MAX}}(\bar{L}=1)$ при фиксированной скорости движения поезда. Эта кривая соответствует результатам расчетов для трех рассмотренных скоростных режимов и из которой следует, что относительное влияние степени перекрытия междвагонного пространства на величину потерь мощности для этих режимов движения является близким, тогда как ранее отмечалось, что абсолютное значение N_{Σ} имеет тенденцию к росту с увеличением скорости движения.

На характер изменения мощности при обтекании междвагонного промежутка влияет величина его аэродинамического сопротивления.

Из кривых графика $C_{\text{XM}}(\bar{L})$ следует, что с началом перекрытия междвагонного пространства вплоть до $\bar{L} \approx 0.8$ его коэффициент аэродинамического сопротивления интенсивно снижается и при полном перекрытии ($\bar{L}=0$) уменьшается в 18...20 раз.

Характер изменения кривых на рис. 17 показывает, что с ростом относительной длины \bar{L} в пределах $0.2 \leq \bar{L} \leq 0.8$ коэффициент сопро-

тивления C_{XM} растет незначительно. Это означает, что практически близкие значения коэффициента сопротивления C_{XM} реализуются при относительно малом размере перекрытия. Таким образом, если принять $\bar{L} \approx 0.8$, то длина перекрытия со стороны торца каждого вагона составит всего ≈ 0.1 , что качественно соответствует конструктивному решению для ограждения, принятому на вагоне поезда ETR 500 (рис. 2, ж). На окончательный же выбор длины перекрытия могут оказать влияние другие факторы вплоть до принятого на железной дороге минимального радиуса горизонтальной кривой колеи, на которой намечается эксплуатация скоростного подвижного состава.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Laszlo de Koranyi. Calculation of Energy is necessary for the high Speed // "Railway Gazette", № 13, 1966, p. 10-14.
2. Романенко Г.А. Исследования по аэродинамике скоростных поездов // Исследования по аэродинамике. – М.: МГУ. – 1969. – Вып. 4 – С. 74-86.
3. Bernard M. L'aerodynamique des Trains // "Extrait de la Revue Generale des Chemins de Fer", Fevrier, 1971, p. 28-32.
4. Романенко Г.А., Сюзюмова Е.И. Исследования аэродинамического сопротивления скоростных поездов // Некоторые вопросы экспериментальной аэродинамики. – М.: МГУ. – 1973. – Вып. 24. – С. 110-118.
5. Скоростные железные дороги Японии (Синкансен) / Под ред. В.Г.Альбрехта. – М.: Транспорт, 1984. – 198 с.
6. Романенко Г.А., Сюзюмова Е.И. Худяков Г.Е. Аэродинамика скоростных поездов. Пятый Всесоюзный съезд по теоретической и прикладной механике. Аннотации докладов. Каз. ССР. – Алма-Ата: Наука, 1981. – С. 56-57.

Л.А. МАНАШКИН, Dr., Prof., Mechanical Engineering Department, Njit, США
С.В. МЯМЛИН, д-р техн., наук, доцент (ДИИТ)

ПОГЛОЩАЮЩИЙ АППАРАТ С ПЕРЕМЕННОЙ МАССОЙ РАБОЧЕГО ТЕЛА

Пропонується математична модель поглинаючого апарата для рейкових екіпажів. Основною особливістю математичної моделі є урахування температурних та інших фізичних явищ, які відбуваються в гідрогазових поглинаючих апаратах.

Предлагается математическая модель поглощающего аппарата для рельсовых экипажей. Основной особенностью математической модели является учет температурных и других физических явлений, которые происходят в гидрогазовых поглощающих аппаратах.

A mathematical model of a draft gear for rail vehicles is suggested in the paper. Taking into consideration the temperature and other physical phenomena, which take place in the hydro-gaseous draft gears, is a basic peculiarity of the mathematical model.

При изучении динамической нагруженности отдельных рельсовых экипажей, сцепы нескольких экипажей или поезда в целом, особое место занимает моделирование межэкипажных связей, к которым относятся ударно-тяговые приборы и, в частности, поглощающие аппараты различных конструкций. Особую сложность представляет математическое моделирование гидрогазовых поглощающих аппаратов.

Известные [1, 2] гидрогазовые поглощающие аппараты являются, строго говоря, устройствами с переменной массой рабочего тела. В них основное рабочее тело – столб жидкости между плунжером и плавающим поршнем. Масса жидкости в предплунжерной камере изменяется в процессе сжатия поглощающего аппарата. Но это изменение массы жидкости связано только с изменением длины пространства, занятого жидкостью, и влияет на коэффициент жёсткости столба жидкости, который достаточно велик и не является определяющим при формировании силовой характеристики поглощающего аппарата. Эта жёсткость совместно с другими конструктивными деформируемыми элементами лишь ограничивает крутизну нарастания силы при ударном сжатии поглощающего аппарата [2, 3]. В изобретении [4] описана конструкция гидрогазового поглощающего аппарата с переменным количеством газа в рабочей камере.

Особенностью газовых амортизаторов удара или газовых элементов с большим ходом является то, что при большом количестве газа в камере возрастает величина силы начальной затяжки, амортизатор хорошо работает при мед-

ленных, квази-изотермических процессах, но не реализует свой ход при ударных нагрузках, так как во время адиабатических процессов при больших ходах аппарата его жёсткость превышает жёсткость амортизируемой конструкции. При уменьшении же количества газа в рабочей камере поглощающий аппарат с большим ходом хорошо функционирует при ударах, но при медленных квазистатических нагрузках исчерпывает свой ход при сравнительно малых силах. Эти противоречия преодолены в поглощающем аппарате с переменным количеством газа в рабочей камере.

На рис. 1 изображена схема-разрез поглощающего аппарата [4] с переменным количеством газа в рабочей камере. Аппарат включает в себя цилиндрический корпус 1 с днищем 2 и открытой горловиной. По продольной оси аппарата на днище 2 корпуса смонтирован сменный профилированный стержень 3, в канале которого установлен регулируемый предохранительный клапан 4. В горловине корпуса размещен подвижный стакан 5. На открытом конце стакана закреплен силовой поршень 6, снабженный центральным отверстием 7 для прохода профилированного стержня. Внутри стакана перемещается плавающий поршень 8 и установлено промежуточное днище 9 с каналом 10, в котором расположен установленный на наружном днище стакана клапан 11 двойного действия, состоящий из клапанов максимального и минимального давления. Перемещение стакана из корпуса ограничивается стопорной гайкой 12. Камеры с газом низкого 13 и высокого 14 давления заполняются техническим

азотом через зарядный клапан 15. Камера 14 высокого давления может быть расположена либо за промежуточным днищем 9 в том же стакане, где и рабочая камера 13 низкого давления, либо вне стакана. Гидравлическая камера 16 заполняется жидкостью (например, маслом амг-10) через отверстие 7. Для предотвращения вытекания жидкости или газа плавающий поршень, наружная поверхность стакана, профилированный стержень и клапаны снабжены уплотнениями.

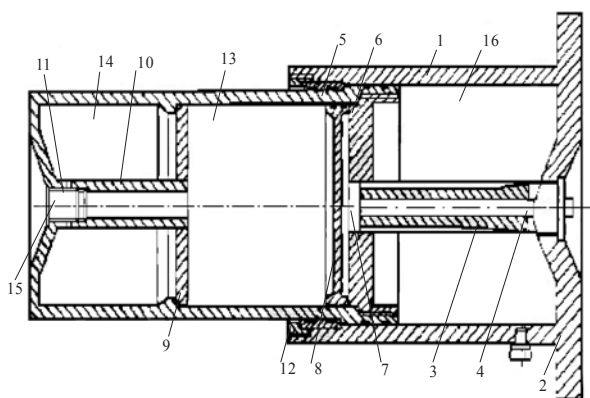


Рис.1. Схема поглощающего аппарата с переменным количеством газа в рабочей камере

Аппарат работает следующим образом. В исходном состоянии давление в рабочей камере 13 низкого давления равно номинальному – зарядному, а давление в камере 14 (ресивере) – в несколько раз выше. При квазистатическом сжатии на прямом ходе стакан 5 перемещается внутрь корпуса 1, и жидкость из камеры 16 вытесняется через отверстие 7 в запоршневую область. Плавающий поршень перемещается и сжимает газ в камере низкого давления. Как только давление в рабочей камере 13 превышает величину давления, установленную клапаном максимального давления, которое должно быть выше, чем давление в камере 14, клапан 11 открывается и часть газа из камеры 13 переходит в камеру 14. При этом ограничивается максимальное усилие при сжатии газа и обеспечивается рассеивание энергии газа за счет его расширения при переходе из камеры 13 в камеру 14. Таким образом, количество газа в рабочей камере 13 меняется в процессе работы поглощающего аппарата. На обратном ходе клапан максимального давления закрывается. Сжатый в камере 13 газ возвращает плавающий поршень в исходное состояние, вытесняя при этом жидкость из запоршневой области в камеру 16. При падении в камере 13 давления ниже номинального открывается клапан минимального давления и газ из камеры 14 возвращается

в камеру 13, поддерживая в ней номинальный уровень давления. Это обеспечивает постоянный уровень силы, выталкивающей жидкость и возвращающей аппарат в исходное состояние. При динамическом нагружении к силе сопротивления газа в камере 13 добавляется сила сопротивления жидкости, возникающая при перетекании ее через проходное отверстие. Если сила, сжимающая аппарат, превышает допустимый уровень, открывается предохранительный клапан 4, который понижает гидросопротивление аппарата и поддерживает усилие на постоянном уровне. Этот уровень регулируется в зависимости от потребностей клапаном 4.

На графиках, приведенных на рис. 2, показаны качественно ожидаемые силовые характеристики аппарата при статическом (изотермическом) нагружении (линия 1), при динамическом нагружении (линия 2) и зависимость силы сопротивления газа сжатию при динамическом (адиабатическом) нагружении от величины хода аппарата (линия 3). Здесь S_H – величина силы начальной затяжки, соответствующая номинальному давлению в камере 13, S_A – ограничение по силе сопротивления газа, соответствующее давлению срабатывания регулируемого клапана максимального давления газа, q – перемещение силового поршня 6 аппарата с ходом δ , S_g – уровень силы, при котором откроется регулируемый клапан, если давление в камере 16 превышает заданный уровень.

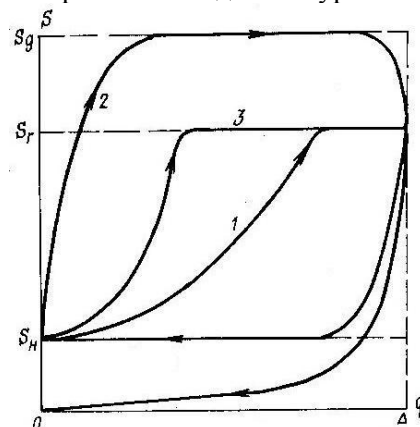


Рис.2. Силовые характеристики поглощающего аппарата с переменным количеством газа в рабочей камере

Из приведенного рисунка видно, что силовая характеристика только газовой части такого аппарата может быть достаточно энергоёмкой со значительным коэффициентом рассеивания энергии.

Рассмотрим математическую модель такого амортизирующего устройства.

Так как рассматриваемый аппарат является гидрогазовым, то в целом мы можем использовать математическую модель, описанную в [2, 3], с помощью дифференциального уравнения вида

$$\left. \begin{aligned} \dot{q} &= \sqrt{\beta^{-1} |S - S_B|} \operatorname{sign}(S - S_B), \\ S &= S_B(1 + \kappa \operatorname{sign} q \dot{q}), \\ \text{если } &((0 < q < \Delta) \cap (|S - S_B| > \kappa S_B)) \cup \\ &\cup ((q = 0) \cap (S_0 > (1 + \kappa) S_B(0))) \cap \\ &\cap ((q = \Delta) \cap (S_0 < (1 - \kappa) S_B(\Delta))), \\ \text{иначе } &\dot{q} = 0 \end{aligned} \right\}$$

где β – коэффициент гидравлического сопротивления поглощающего аппарата его сжатию, κ – коэффициент силы сухого трения манжет плунжера о корпус аппарата.

Особенность математической модели, рассматриваемой в этой работе, заключается в способе вычисления восстанавливающей силы S_B при сжатии переменных количеств газа. Математическая модель строится применительно к пошаговым алгоритмам [2, 5] численного дифференцирования дифференциальных уравнений систем с устройствами, использующими переменное количество газа в рабочей камере.

Приведенная к площади поршня сила S_B определится из выражения

$$S_B = F_0 p_1, \quad (1)$$

где F_0 – площадь силового поршня 6; p_1 – давление газа в рабочей камере 13, приведенное к давлению газа в камере 16.

Далее будем рассматривать рабочую камеру 13 на рис. 1 как камеру с индексом 1. Состояние газа в этой камере в каждый момент времени t определяется его количеством, выраженным числом молей v_1 , а также температурой T_1 , объемом камеры V_1 и давлением p_1 . Аналогично, но с индексом 2 обозначены параметры, характеризующие состояние газа в камере 14 – ресивере. Для определения давления газа в камерах используется уравнение состояния реального газа

$$p_i V_i = z_i(p_i, T_i) v_i R T_i, \quad i = 1, 2, \quad (2)$$

где $z_i(p_i, T_i)$ – коэффициент сжимаемости реального газа, определённый экспериментально и представляемый либо в виде таблиц [5], либо графически [6, 7].

Сначала определим температуру газа вследствие изменения объема рабочей камеры, протекания газа из камеры в камеру, теплообмена и теплоотдачи. Для упрощения пренебрегаем деформацией оболочки камеры. Объем рабочей камеры в любой момент времени t при перемещении q силового поршня составит

$$V_1(t) = V_{10} - F_0 q(t), \quad V_2 = V_{20} = \text{Const}, \quad (3)$$

где V_{10} – начальный объем рабочей камеры, V_{20} – постоянный объем ресивера 14. Скорость изменения объема составит

$$\dot{V}_1 = -F_0 \dot{q}. \quad (4)$$

Значения q и \dot{q} определяются в процессе интегрирования дифференциальных уравнений движения системы с рассматриваемым амортизатором, то есть известны для любого момента времени t .

Энтальпия (теплосодержание) W газа определяется выражением [5, 6, 9]

$$W = E + pV, \quad (5)$$

где E – внутренняя энергия газа. Принимая во внимание, что $W = v C_p T$ и $E = v C_v T$, а C_p и C_v – теплоёмкости одного моля газа при постоянных давлении и объеме, запишем выражение для энтальпии газа в обеих камерах в виде

$$v_i C_p T_i = v_i C_v T_i + p_i V_i, \quad i = 1, 2. \quad (6)$$

С достаточной степенью точности можно считать, что $C_p - C_v = R$, где R – универсальная газовая постоянная.

Производные по времени составят:

$$v_1 R \dot{T}_1 = -\dot{v}_1 R T_1 + \dot{p}_1 V_1 + p_1 \dot{V}_1, \quad (7)$$

$$v_2 R \dot{T}_2 = -\dot{v}_2 R T_2 + \dot{p}_2 V_2. \quad (8)$$

Производные по времени давления найдём, пользуясь интерполяционными уравнениями состояния реального газа [8], взятыми в виде уравнения Ван-дер-Ваальса или второго уравнения Дитеричи, представленными в виде

$$\left[p_i + a_{di} \left(\frac{v_i}{V_i} \right)^{d_i} \right] (V_i - v_i b_{di}) = v_i R T_i, \quad i = 1, 2, \quad (9)$$

где p_i и V_i – давление газа в камерах и их объём; v_i – число молей газа в камерах; R и T_i – универсальная газовая постоянная и абсолют-

ные температуры газа (в градусах Кельвина); $r=8,31$ Дж (моль·К)⁻¹ [7...10]; d_i – индексы и показатели степени для уравнений состояния газа в каждой из камер, которые при $d_i = 2$ представляют уравнение состояния реального газа (9) как уравнение Ван-дер-Ваальса, а при $d_i = 5/3$ – как второе уравнение Дитеричи. Постоянные a_{di} и b_{di} соответственно равны [9]:

$$a_d = a_2 = 1,35 \cdot 10^5 \text{ МПа} \cdot \text{см}^6 \cdot \text{моль}^{-2},$$

$$b_d = b_2 = 38,6 \text{ см}^3 \cdot \text{моль}^{-1},$$

$$a_d = a_{5/3} = 2,1 \cdot 10^4 \text{ МПа} \cdot \text{см}^5 \cdot \text{моль}^{-5/3},$$

$$b_d = b_{5/3} = 20,6 \text{ см}^3 \cdot \text{моль}^{-1}.$$

При выборе интерполяционного уравнения состояния газа в данный момент времени для каждой из камер исходим из следующих соображений (допуская приблизительно 10 % погрешность):

- значения постоянных, соответствующих интерполяционному уравнению Ван-дер-Ваальса, принимаются до тех пор, пока значение объема камеры хотя бы в 3 раза больше собственного объема молекул газа Ван-дер-Ваальса, равного $b_{2i} v_i$;

- если не соблюдается последнее условие, то используются значения постоянных, соответствующих второму уравнению Дитеричи (до тех пор, пока объем камеры с газом хотя бы в 3 раза превышает собственный объем молекул газа Дитеричи, равный $b_{5/3i} v_i$).

Обозначим буквой G расход газа в количествах молей за одну секунду при его перетекании из камеры 1 в камеру 2 и обратно. При этом, исходя из условий неразрывности потока, запишем

$$G = -\dot{v}_1 = \dot{v}_2, \quad (10)$$

то есть расход газа положительный, когда газ перетекает из рабочей камеры в ресивер, и отрицательный, когда возвращается обратно на обратном ходе поглощающего аппарата.

После дифференцирования уравнения состояния, подстановки значений \dot{p}_1 и \dot{p}_2 в выражения (7) и (8) и проведения ряда преобразований, получим канонические дифференциальные уравнения для определения первого приближения температур T_{a1} и T_{a2} газа в камерах при его адиабатическом сжатии или расширении в процессе работы поглощающего аппарата:

та:

$$\dot{T}_{a1} = - \left\{ G \cdot \left[\frac{d_1 V_1 - b_{d1} v_1}{b_{d1} v_1} - \frac{V_1}{V_1 - b_{d1} v_1} - \frac{d_1 p_1 (V_1 - b_{d1} v_1)}{RT_1 b_{d1} v_1^2} \right] + \dot{V}_1 \left[\frac{d_1}{b_{d1}} - \frac{V_1}{b_{d1} (V_1 - b_{d1} v_1)} - \frac{(d_1 - 1) p_1 (V_1 - b_{d1} v_1)}{RT_1 b_{d1} v_1} \right] \right\} \frac{T_1}{v_1}, \quad (11)$$

$$\dot{T}_{a2} = -G \left[\frac{1 - d_2 (1 - \beta_{d2} v_2)}{1 - \beta_{d2} v_2} + \frac{d_2 (1 - \beta_{d2} v_2) p_2 V_2}{v_2 R T_2} \right] \times \frac{T_2}{\beta_{d2} v_2^2}, \quad (12)$$

$$\beta_{d2} = \frac{b_{d2}}{V_2}$$

Количество газа в обеих камерах определяется путём интегрирования уравнений (13) и (14):

$$\dot{v}_1 = -\frac{G}{\mu}, \quad (13)$$

$$\dot{v}_2 = \frac{G}{\mu} \quad (14)$$

при известных начальных условиях; μ – масса одного моля газа. Уравнения для определения G массового расхода газа при его перетекании из камеры в камеру рассмотрим позже.

Выше отмечалось, что получаемые на каждом шаге интегрирования уравнений (11) и (12) значения T_{a1} и T_{a2} являются лишь первым приближением. При составлении этих уравнений не принималось во внимание тепло, переносимое самим газом, теряемое при теплоотдаче, получаемое вследствие трения манжет о корпус аппарата. Поэтому далее будем считать, что полученные при интегрировании уравнений (11) и (12) температуры являются лишь первым приближением и подлежат уточнению, определяемому рядом физических процессов.

Количество тепла ΔQ_{12} , переносимое газом, перетекающим из камеры 1 в камеру 2, определится разностью температур и количеством перетекающего газа за время Δt , соответствующее шагу интегрирования, то есть

$$\Delta Q_{12} = \begin{cases} G C_p (T_{a1} - T_{a2}) \Delta t, & \text{если } G > 0, \\ 0, & \text{если } G \leq 0. \end{cases} \quad (15)$$

Количество тепла ΔQ_{21} , переносимое газом, перетекающим из камеры 2 в камеру 1, определяется разностью температур и количеством перетекающего газа за время Δt , соответствующее шагу интегрирования, то есть

$$\Delta Q_{21} = \begin{cases} GC_p(T_{a2} - T_{a1})\Delta t, & \text{если } G < 0, \\ 0, & \text{если } G \geq 0. \end{cases} \quad (16)$$

Количество тепла, передаваемое газом из одной камеры газу в другую за счёт теплообмена через стенки и перегородки аппарата, может быть найдено с помощью выражения

$$\Delta Q_{ОБМ1} = -\Delta Q_{ОБМ2} = -\alpha_{ОБМ}(T_1 - T_2)\Delta t, \quad (17)$$

где $\alpha_{ОБМ}$ – экспериментально определяемый коэффициент теплообмена для конкретной конструкции поглощающего аппарата.

Далее предполагается, что наружная температура равна T_i , а коэффициенты теплоотдачи газа равны a_{g1} и a_{g2} и определяются экспериментально для конкретных условий эксплуатации амортизатора (материал корпуса амортизатора, особенности креплений амортизатора к амортизируемой конструкции, особенности эксплуатации этой конструкции и охлаждения корпуса и т.п.). Это значит, что за время Δt газ каждой из камер потеряет часть тепла:

$$\Delta Q_{B1} = -\alpha_{g1}[0,5T_{a1}(t + \Delta t) + 0,5T_1(t) - T_i]\Delta t, \quad (18)$$

$$\Delta Q_{B2} = -\alpha_{g2}[0,5T_{a2}(t + \Delta t) + 0,5T_2(t) - T_i]\Delta t. \quad (19)$$

Одновременно в течение этого же интервала времени газ получит некоторое количество тепла от внешних источников. Этими источниками является тепло, возникающее при трении манжетов плунжера или поршня о стенки корпуса камеры, а также тепло, передаваемое газу при нагревании жидкости в гидравлических гасителях при её дросселировании через местные сопротивления.

Количество тепла, получаемое газом камеры 1 от трения манжет поршня за время Δt , с некоторым завышением составит

$$\Delta Q_{\partial\partial 1} = 0,24\kappa S_B(t)\dot{q}(t)\Delta t, \quad (20)$$

где κ – коэффициент трения манжет о стенки камеры, $S_B(t)$ – сила сопротивления газа сжатию (в кН) в момент времени t . Коэффициент трения манжетов о стенки камеры обычно принимается для резиновых уплотнений приблизительно равным 0,1, а для второпластовых уплотнений – 0,05 и меньше.

Количество тепла, получаемое газом от встроенного в рассматриваемый амортизатор гидравлического гасителя колебаний, составит

$$\Delta Q_{g1} = 0,24S_g\dot{q}\Delta t = 0,24\beta|\dot{q}|^3\Delta t, \quad (21)$$

где S_{g1} – сила сопротивления при дросселировании жидкости в гидравлическом гасителе колебаний, β – коэффициент гидравлического сопротивления.

Пользуясь решениями уравнений (11) и (12) для определения значений T_{a1} и T_{a2} в момент времени $t + \Delta t$ и выражениями (15) – (21), найдём суммарные количества тепла, полученные газом камер 1 и 2 за время Δt , то есть

$$\Delta Q_1 = \Delta Q_{21} + \Delta Q_{\partial\partial 1} + \Delta Q_{g1} + \Delta Q_{ОБМ1}, \quad (22)$$

$$\Delta Q_2 = \Delta Q_{12} + \Delta Q_{\partial\partial 2} + \Delta Q_{g2} + \Delta Q_{ОБМ2}. \quad (23)$$

При отсутствии какого-либо из перечисленных источников тепла или игнорировании им соответствующее слагаемое приравняется нулю.

Выражения (22) и (23) позволяют найти поправки ΔT_1 и ΔT_2 температур газа в камерах 1 и 2:

$$\Delta T_1 = \frac{\Delta Q_1}{C_V \mu \nu_1}, \quad (24)$$

$$\Delta T_2 = \frac{\Delta Q_2}{C_V \mu \nu_2}, \quad (25)$$

после чего можно определить температуру газа в конце шага интегрирования, а именно, в момент времени $t + \Delta t$:

$$T_1(t + \Delta t) = T_{a1}(t + \Delta t) + \Delta T_1, \quad (26)$$

$$T_2(t + \Delta t) = T_{a2}(t + \Delta t) + \Delta T_2. \quad (27)$$

Найдя температуру газа в момент времени $t + \Delta t$, с помощью уравнения состояния (2) находим давление газа в камерах

$$p_1(t + \Delta t) = z[p_1(t), T_1(t + \Delta t)] \frac{\nu_1 R T_1(t + \Delta t)}{V_1(t + \Delta t)}, \quad (28)$$

$$p_2(t + \Delta t) = z[p_2(t), T_2(t + \Delta t)] \frac{v_2 RT_2(t + \Delta t)}{V_2(t + \Delta t)}. \quad (29)$$

Для осуществления вычислений по приведенным выше формулам необходимо определить расход $G(t)$ реального газа при его перетекании из камеры в камеру. В работах [11, 12] приведены такие формулы, полученные для случая течения идеального газа. Однако давление и температура газа в камерах при работе поглощающего аппарата таковы, что состояние газа существенно отличается от состояния идеального газа. Далее при моделировании течения газа из камеры 1 в камеру 2 и обратно примем приближённую формулу уравнения состояния в виде

$$p_i(V_i - b_i v_i) = v_i RT_i, \quad i = 1, 2, \quad (30)$$

где величина коэффициента b_i определяется в каждый момент времени из выражения

$$b_i = \frac{\bar{z}_i - 1}{\bar{p}_i} RT_i, \quad i = 1, 2, \quad (31)$$

в котором \bar{z}_i есть известное [7, 8] экспериментально определённое значение коэффициента сжимаемости газа для его состояния, определяемого температурой T_i в данный момент и средним значением \bar{p}_i давления в интервале $[p_i, p_i(t)]$, где здесь и далее $i=1, 2$ соответственно при течении из камеры 1 в камеру 2 и обратно из камеры 2 в камеру 1.

Для определения расхода газа через каналы, соединяющие камеры 1 и 2 друг с другом, воспользуемся уравнением Бернулли для случая постоянных объёмных потенциальных сил [11]

$$\frac{v_i^2}{2} + P(p_i(t)) = \text{Const}. \quad (32)$$

В этом уравнении Бернулли $P(p_i)$ – функция давления (движение баротропно) и

$$P(p_i) = \int_{p_i}^{p_i(t)} \frac{dp}{\rho_i(p)}, \quad (33)$$

где $\rho_i(p)$ – зависимость плотности газа от давления. Эта зависимость определяется рассматриваемым процессом. Далее, как и в работах [11, 12] будем считать, что кратковременный процесс перетекания газа из камеры в камеру

происходит адиабатически. Можно показать [10], что при адиабатическом процессе будет справедливо следующее равенство

$$p_i(t) \left(\frac{\mu}{\rho_i(t)} - b_i \right)^k = p_i \left(\frac{\mu}{\rho_i} - b_i \right)^k, \quad (34)$$

в котором $k=1.4$; p_i и ρ_i – фиксированные для некоторого начального момента времени значения давления и плотности газа в соответствующей номеру индекса камере. Отсюда получим

$$\rho_i(t) = \frac{\mu \rho_i \left(\frac{p_i(t)}{p_i} \right)^{\frac{1}{k}}}{\mu - b_i \rho_i \left[1 - \left(\frac{p_i(t)}{p_i} \right)^{\frac{1}{k}} \right]}, \quad (35)$$

где μ – масса одного моля газа.

Подставив последнее выражение в (33), а затем после интегрирования – в (32), после ряда преобразований получим

$$\frac{v_j^2}{2} - \frac{k}{k-1} \frac{p_i}{\rho_i} \left(1 - \frac{b_i \rho_i}{\mu} \right) \left(1 - \sigma_i^{\frac{k-1}{k}} \right) - \frac{b_i p_i}{\mu} (1 - \sigma_i) = \text{Const} = \frac{v_i^2}{2}, \quad (36)$$

где $j=1, 2$; $j \neq i$; v_j – скорость втекания газа в камеру с номером j , а σ_i составляет $\sigma_1 = \frac{p_2}{p_1}$, $\sigma_2 = \frac{p_1}{p_2}$. Начальную скорость газа в камере, из которой он вытекает, можно считать равной нулю, то есть $v_i = 0$. Таким образом

$$v_j = \left[\frac{2k}{k-1} \frac{p_i}{\rho_i} \left(1 - \frac{b_i \rho_i}{\mu} \right) \times \left(1 - \sigma_i^{\frac{k-1}{k}} \right) - \frac{b_i p_i}{\mu} (1 - \sigma_i) \right]^{\frac{1}{2}}. \quad (37)$$

В случае идеального газа, когда $b_i = 0$, выражение (37) сводится к известному равенству Сен Венана и Вантцеля [11, 12].

Определив скорость перетекания газа, вычислим расход $g(t)$ по формуле

$$G(t) = \begin{cases} \xi \frac{1}{2} f_2 \rho_2 v_2, & \text{если } p_2 < p_1, \\ \xi \frac{1}{2} f_1 \rho_1 v_1, & \text{если } p_1 < p_2, \end{cases} \quad (38)$$

в которой ξ – коэффициент сопротивления ка-

нала перетеканию газа, определяемый экспериментально и зависящий от формы канала и сопротивления движению газа по каналу (ускоряющие каналы типа сопел лавала [11] здесь не рассматриваются); f_i – площадь сечения канала, по которому перетекает газ из одной камеры в другую. Плотности газа в камерах определяются в процессе интегрирования дифференциальных уравнений с помощью выражения

$$\rho_i = \frac{\mu v_i}{V_i}, \quad i = 1, 2. \quad (39)$$

Анализ изменения расхода g в зависимости от уменьшения величины σ_i , проведенный в работах [11, 12] для случая идеального газа, показывает, что при некотором критическом значении $\sigma_{кр} = 0,528$ имеет место максимум величины g . Физически это объясняется тем, что при таком значении соотношений давлений газа на входе и выходе потока устанавливается скорость потока, равная скорости звука. При такой скорости все уменьшения давления при $\sigma_i < \sigma_{кр} = 0,528$ не смогут распространяться против потока, а будут сноситься в сторону потока, не меняя его скорости. То есть при $\sigma_i < \sigma_{кр} = 0,528$ расход газа будет сохраняться постоянным, равным максимальному значению. Аналогичные явления будут иметь место и в рассматриваемом нами случае течения реального газа. При этом следует иметь в виду, что скорость звука существенно зависит от давления и температуры газа. Поэтому при построении модели с использованием приведенных выше формул алгоритм вычисления расхода должен содержать в себе численный анализ значений расхода g на максимум при условиях в момент времени. На рис. 3 изображен качественно график зависимости $G(\sigma)$. Пунктирная часть кривой, соответствующая значениям g при $\sigma_i < \sigma_{кр}$, при расчетах заменяется горизонтальным отрезком $G = G_{\max}$.

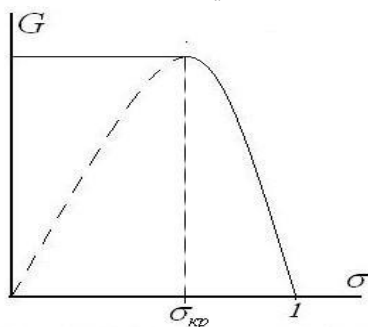


Рис.3. Зависимость $G(\sigma)$

Рассмотрим алгоритм вычисления функции $G(t)$. Предполагается, что для данного момента известны все величины, входящие в формулы (37)-(39), то есть известны для данного момента значения давлений p_i и $\bar{p} = 0,5(p_1 + p_2)$, соответствующее значение \bar{z} , величина σ и соответствующее ему значение g , вычисленное с помощью выражений (37)-(39). Это значение обозначим, как G_0 . Затем увеличим значение σ на малую величину $\Delta\sigma$, то есть вычислим новое значение $\sigma + \Delta\sigma$ и соответствующее ему значение g с помощью выражений (37)-(39), которому присвоим символ G_1 . Если окажется, что $\sigma + \Delta\sigma$, то считаем, что $G(t) = G_0$. Если же окажется, что $G_1 > G_0$, то снова увеличиваем предыдущее значение σ на величину $\Delta\sigma$, вычисляем g с помощью выражений (37)-(39) и приравниваем его G_1 . Далее производим сравнение, как в выполняется в каждый момент времени, пока не будет вычислено соответствующее сплошным линиям на рис. 3 значение $\Delta\sigma$. На рис. 4 приведена блок-схема программы для вычисления с использованием описанного алгоритма значения $G(t) = G(\sigma(t))$.

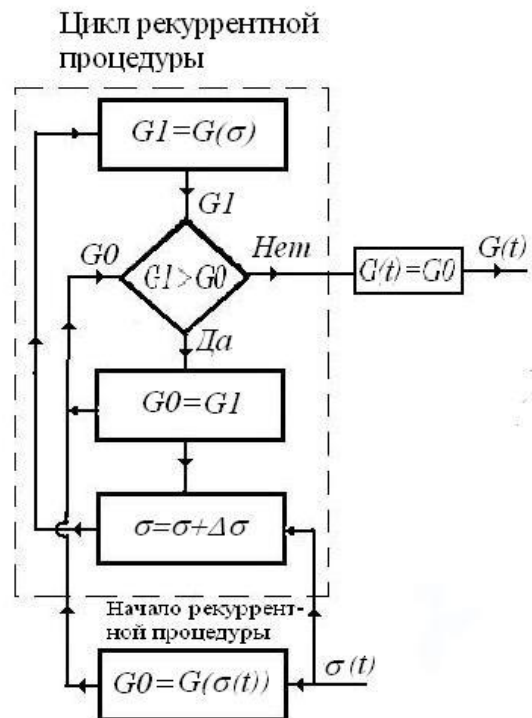


Рис.4. Блок-схема программы для вычисления расхода $G(t)$

Наиболее точно давление может быть рассчитано с помощью выражения (2), если известны коэффициенты сжимаемости газа. Эта же информация необходима для определения значения параметров b_i в выражениях (30) и

Коэффициенты сжимаемости газов [7,8]

T, t°C	p_r (p, МПа)	z , (p_r , T_r)	z_{appr} (p_r , T_r)	$\delta\%$
1,8 (-50)	2 (6,78)	0,94	0,93	-1,1
	4 (13,56)	0,92	0,98	+6,5
	6 (20,34)	0,96	1,02	+6,3
	8 (27,12)	1,06	1,13	+6,6
	10 (33,9)	1,17	1,24	+6,0
	20 (67,8)	1,73	1,82	+5,2
	30 (101,7)	2,28	2,39	+4,8
	40 (145,6)	2,81	2,96	+5,3
2,0 (-21)	0 (0)	1,00	1,01	+1,0
	1 (3,39)	0,98	0,96	-2,0
	2 (6,78)	0,97	0,94	-3,1
	4 (13,56)	0,96	0,99	+3,1
	6 (20,34)	1,01	1,02	+1,0
	8 (27,12)	1,08	1,13	+4,6
	10 (33,9)	1,17	1,23	+5,1
	20 (67,8)	1,67	1,74	+4,2
	30 (101,7)	2,16	2,26	+4,6
	40 (145,6)	2,63	2,77	+5,3
2,5 (+42)	1 (3,39)	1,00	0,97	-3,0
	2 (6,78)	1,01	0,97	-4,0
	4 (13,56)	1,03	0,96	-6,8
	6 (20,34)	1,07	1,04	-2,8
	8 (27,12)	1,13	1,12	-0,9
	10 (33,9)	1,17	1,20	+2,6
	20 (67,8)	1,57	1,59	+1,2
	30 (101,7)	1,96	1,99	+1,5
	40 (145,6)	2,32	2,23	-3,9
3,5 (+168)	0 (0)	1,00	1,00	0,0
	1 (3,39)	1,03	0,99	-3,9
	2 (6,78)	1,03	0,99	-4,0
	4 (13,56)	1,06	1,03	-3,0
	6 (20,34)	1,11	1,08	-2,7
	8 (27,12)	1,15	1,13	-1,7
	10 (33,9)	1,19	1,15	-3,4
4,0 (+231)	20 (67,8)	1,41	1,36	-3,5
	30 (101,7)	1,64	1,58	-3,7
	40 (145,6)	1,87	1,80	-3,7
	10 (33,9)	1,18	1,13	-4,2
6,0 (+483)	20 (67,8)	1,32	1,27	-3,8
	30 (101,7)	1,48	1,41	-4,7
	40 (145,6)	1,5	1,64	+9,3

(31), используемых для определения расхода газа $G(t)$. В работах [7, 8] приведены обобщённые кривые зависимости коэффициента сжимаемости газов от величин давления при разных температурах. С помощью этих кривых для ряда значений приведенного давления $p_r = \frac{p}{p_c}$ и приведенной температуры $T_r = \frac{T}{T_c}$ получены и показаны в таблице численные величины экспериментально определённого коэффициента сжимаемости газа $z(p_r, T_r)$. Приведённые давление и температура равны отношениям величин давления и температуры к их критическим значениям T_c и p_c , T_c – критическая температура, выше которой никаким давлением газ не может быть превращён в жидкость, а p_c – критическое давление. Для азота $T_c=126\text{K}$, $p_c=3,39\text{ МПа}$ [7-9]. В скобках приведены для азота значения давления и температуры, соответствующие выбранным обобщённым параметрам.

Экспериментальные графики для практики технических расчётов пневмо-амортизаторов удаётся достаточно точно аппроксимировать выражением

$$z(p_r, T_r) = 1 - 1,16e^{-0,7T_r} + (0,012 + 0,16e^{-0,7T_r})p_r + [0,27 + 0,057(p_r - 4)^2]e^{-0,7T_r}\sigma_0(5,0 - p_r) \quad (40)$$

в котором $\sigma_0(5,0 - p_r)$ – оператор Хевисайда, равный единице при $p_r \leq 5,0$ и нулю при $p_r > 5,0$.

В таблице приведены значения $z_{appr}(p_r, T_r)$ и погрешности определения с помощью аппроксимирующей формулы (40) коэффициента сжимаемости газов, показывающие, что в пределах $0 \leq p_r \leq 40$ и $1,8 \leq T_r \leq 6,0$ (для азота от -50°C до $+483^\circ\text{C}$) точность расчёта коэффициента сжимаемости газа с помощью аппроксимирующего выражения (40) достаточна при выполнении технических расчётов. При этом следует иметь в виду, что погрешность определения коэффициента сжимаемости газа по экспериментально полученным графикам соизмерима с погрешностью аппроксимации.

Следует отметить, что аппроксимирующее выражение (40) построено формально математически и не опирается на какие-либо физические предположения.

Таким образом, выше предложена математическая модель газового поглощающего аппарата, нагруженного пневмоопоры, амортизатора с переменным количеством газа в рабочей камере.

На рис. 5 пунктиром выделена блок-схема программы для математического моделирования амортизатора с переменным количеством газа в рабочей камере. Она является составной частью программы для математического моделирования механической системы в целом. Цифрами 1-14 обозначены блоки программы. Части программы, не относящиеся к моделированию рассматриваемого амортизатора, обозначены цифрами 1, 12...14. В этих частях формируются начальные условия, вычисляются силы,

правые части дифференциальных уравнений, реализуется выбранный метод численного интегрирования, с шагом Δt_{reg} , кратным шагу интегрирования Δt , запоминаются, печатаются, демонстрируются на экране монитора результаты решения задачи аналогично описанному в работе [13].

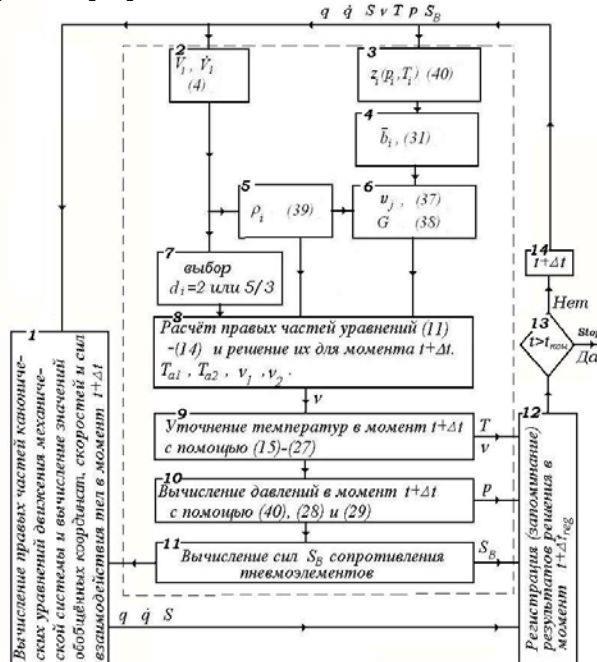


Рис.5. Блок-схема программы, включающей в себя программную реализацию математической модели элемента с переменным количеством газа в рабочей камере

Выделенная пунктиром часть реализует вычисления в соответствии с описанной выше математической моделью. Внутри этой части в каждом блоке указываются вычисляемые параметры, а в скобках приводятся номера формул, используемых для вычисления указанных параметров.

Предложенная математическая модель газового поглощающего аппарата и алгоритм программной реализации этой модели могут быть использованы как при моделировании пространственных колебаний рельсовых экипажей в составе поезда [14], так и самостоятельно для изучения работы соответствующих конструкций поглощающих аппаратов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Гидрогазовый аппарат автосцепки повышенной энергоёмкости / З.О. Каракашьян, М.М. Болотин, В.Я. Першин и др. / Тр. МИИТ. – Вып. 451. – М.: МИИТ. – 1975. – С. 161-164.
2. Блохин Е.П., Манашкин Л.А. Динамика поезда (Нестационарные продольные колебания). – М.: Транспорт, 1982. – 222 с.
3. Манашкин Л.А. Некоторые вопросы математического моделирования гидравлических и гидрогазовых амортизаторов удара / Днепропетр.ин-т инж. железнодорожного тр-та. – Днепропетровск, 1977. – 36 с. – Рус. – Деп. в ЦНИИТЭИ МПС, 1977, № 568 – Ук. ВИНТИ, депонир. рукописи, № 11, 1977. – С. 233.
4. Гидрогазовый поглощающий аппарат: А. С. 734044 СССР, мки² в 61 г 9/08 / В.А.Лазарян, Л.А. Манашкин, А.В. Юрченко и др. (СССР). – Оpubл. 15.05.1980, бюл. № 18.
5. Бабушка И., Витасек Э., Прагер М. Численные процессы решения дифференциальных уравнений. – М.: Мир, 1969. – 275 с.
6. Варгафтик Н.Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. – М.: Гос. изд-во физико-математической литературы, 1963. – 708 с.
7. Obert E.F., Concepts of thermodynamics, new york, mcgraw-hill book company, 1960. – 528 p.
8. Moran M.J., Shapiro H.N. Fundamentals of engineering thermodynamics, 2000, New York, John Wiley & Sons. – 918 p.
9. Вукалович М.П., Новиков И.И. Уравнение состояния реальных газов. – М.: ГЭИ, 1948. – 340 с.
10. Ландау Л., Лифшиц Е. Статистическая физика. – М.-Л.: ГИТТЛ, 1951. – 479 с.
11. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. – М.: Наука, 1987. – 840 с.
12. Герц Е.В. Динамика пневматических систем машин. – М.: Машиностроение, 1985. – 256 с.
13. Расчёты и испытания тяжёловесных поездов / Блохин Е.П., Манашкин Л.А., Стамблер Е.Л. и др. – М.: Транспорт, 1986. – 268 с.
14. Мямлин С.В. Моделирование динамики рельсовых экипажей. – Д.: Новая идеология, 2002. – 240 с.

Н.Е. НАУМЕНКО, канд. техн. наук,

И.Ю. ХИЖА, канд. техн. наук,

Е.Г. БОГОМАЗ, инж.

Д.В. ГОРОБЕЦ, асп.

Институт технической механики НАНУ и НКАУ (Украина)

ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ ЗАЩИТЫ КОНСТРУКЦИЙ ЛОКОМОТИВОВ И ВАГОНОВ ПАССАЖИРСКИХ ПОЕЗДОВ ПРИ АВАРИЙНЫХ СОУДАРЕНИЯХ

За допомогою комп'ютерного моделювання проведена оцінка динамічного навантаження локомотива і вагонів при зіткненні поїздів або при наїзді поїзда на нерухому перешкоду. Показано ефективність використання комбінованих буферів з додатковими елементами, що деформуються, як захисні пристрої конструкцій локомотива і вагонів.

С помощью компьютерного моделирования проведена оценка динамической нагруженности локомотива и вагонов при столкновении поездов или при наезде поезда на неподвижную преграду. Показана эффективность использования комбинированных буферов с дополнительными деформируемыми элементами в качестве защитных устройств конструкций локомотива и вагонов.

The estimation of locomotive and car structures dynamic response arising under a train ride into a fixed obstacle or under trains collision was carried out by the computer simulations. Efficiency of use of the combined buffers with additional deformable elements as accident protection devices of locomotive and car structures was shown.

Методами математического моделирования проведена оценка динамической нагруженности конструкций локомотива и вагонов, возникающей при аварийных ситуациях, которые характеризуются наездом поезда на неподвижную преграду или столкновением поездов. При этом учтена возможность образования остаточных продольных деформаций кузовов экипажей и автосцепок (буферов). В качестве объекта исследований выбран скоростной поезд направления Днепропетровск – Киев. Расчетная схема поезда представлена одномерной системой твердых тел, связанных деформируемыми нелинейными элементами. Рассмотрены случаи, когда локомотив оборудован автосцепками с поглощающими аппаратами ЭПУ-2 или его головная часть оборудована комбинированными буферами типа С, в том числе с деформируемыми элементами, а другой конец локомотива – автосцепкой с поглощающим аппаратом ЭПУ-2. В качестве ударно-тяговых приборов пассажирских вагонов использованы автосцепки с поглощающими аппаратами ЭПУ-2 и тяжелые буфера. Кроме того, рассмотрено оборудование пассажирских вагонов отдельными ударно-тяговыми приборами, а именно, буферами для вагонов габарита РИЦ либо комбинированными буферами типа С и винтовыми

стяжками с поглощающими аппаратами ЭПУ-2. Рассмотрен также вариант оборудования вагонов поезда не только комбинированными буферами типа С, но и установленными последовательно за ними поглощающими устройствами. Конструкция и эксплуатационные характеристики комбинированного буфера и деформируемого элемента, выполняющих функции пассивной защиты подвижного состава в случае столкновения, приведены в работе [1].

Оценим динамическую нагруженность конструкций локомотива и вагонов поезда при наезде поезда на неподвижную преграду для случаев, когда масса преграды составляет 50 и 100 т, и используются различные варианты оборудования пассажирских вагонов и локомотивов ударно-тяговыми приборами. Анализ результатов проведенных расчетов показал, что значение критической скорости соударения, при котором возникают ускорения пассажирских вагонов, превосходящие допустимый уровень 3g, существенно зависит как от вида оборудования вагонов и локомотивов ударно-тяговыми устройствами, так и от массы преграды.

На рис. 1 показаны графики распределения экстремальных сжимающих усилий по длине пассажирского поезда при его наезде на непод-

вижную преграду массой 50 т со скоростью 30 км/ч. Приведенные результаты соответствуют оборудованию вагонов тяжелыми буферами и автосцепками с поглощающими аппаратами ЭПУ-2 (рис. 1, а), буферами для вагонов типа РИЦ (рис. 1, б) или буферами типа С (рис. 1, в) и винтовыми стяжками. Зависимости, показанные линиями 1, 2 и 3, получены соответственно в предположении, что головная часть локомотива оборудована автосцепкой с поглощающим аппаратом ЭПУ-2, буферами типа С и буферами типа С с последовательно установленными деформируемыми элементами.

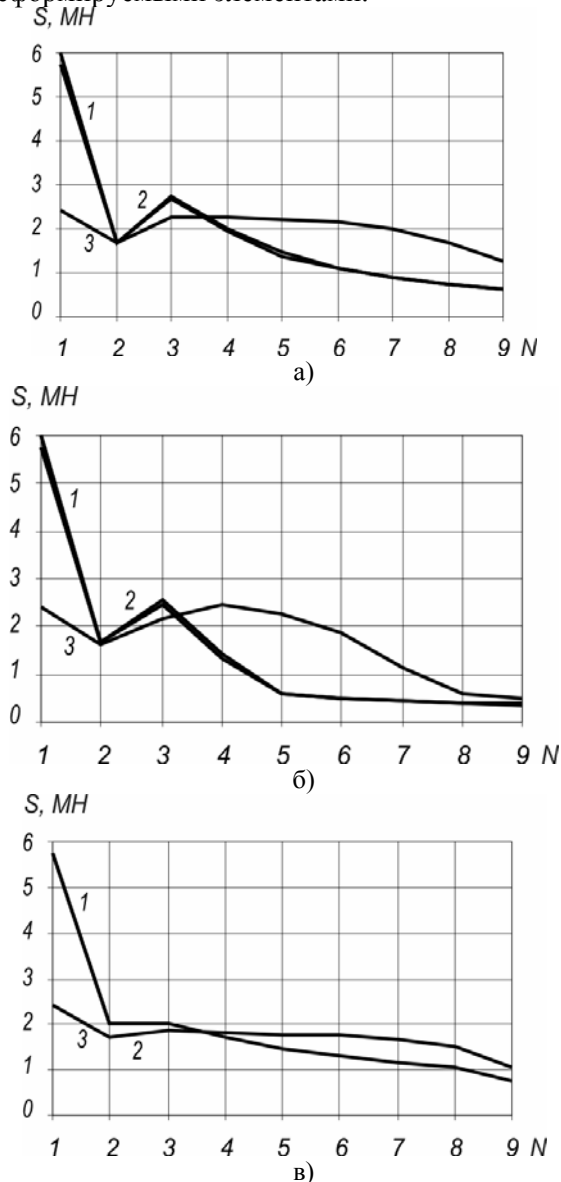


Рис. 1. Распределение экстремальных сжимающих продольных усилий по длине поезда при наезде поезда на преграду массой 50 т со скоростью 30 км/ч

Анализ результатов исследования процесса наезда поезда на неподвижную преграду показал, что для существующих ударно-тяговых приборов, которыми оборудуются пассажир-

ские вагоны, использование на локомотиве автосцепок с поглощающими аппаратами ЭПУ-2 или буферов типа С приводит практически к одному и тому же распределению по длине экстремальных сжимающих усилий (линии 1 и 2 рис. 1, а, б совпадают). Применение на локомотиве защиты в виде установленных последовательно за комбинированными буферами деформируемых элементов позволяет понизить для локомотива и вагонов, расположенных в первой половине состава, экстремальные значения продольных сжимающих сил, возникающих при сверхнормативных ударных воздействиях. В табл. 1 приведены максимальные значения ускорений \ddot{x}_i локомотива ($i=1$) и вагонов ($i=2, \dots, 9$), остаточных деформаций δ_i экипажей поезда, а также сжимающих продольных сил S_i , возникающих перед локомотивом и в межвагонных соединениях при соударении поезда с неподвижной преградой массой 50 т со скоростью 50 км/ч. Вариант 1 соответствует оборудованию межвагонных соединений вагонов только буферами типа С, локомотив при этом оборудован буферами и последовательно расположенными деформируемыми элементами. Вариант 2 соответствует случаю, когда и вагоны, и локомотив оборудованы как буферами, так и деформируемыми элементами. Как видно из приведенных результатов, применение на вагонах защиты в виде комбинированных буферов и установленных последовательно с ними деформируемых элементов приводит практически к таким же результатам, как и в случае оборудования вагонов комбинированными буферами, а локомотива – комбинированными буферами и деформируемыми элементами. Однако в первом случае остаточные деформации возникают в конструкциях локомотива и первого вагона, во втором случае – в конструкциях локомотива и первых двух вагонов. Для рассматриваемой преграды в случае использования существующего ударно-тягового оборудования вагонов критическая скорость составляет 30 км/ч.

Если же вагоны поезда оборудовать комбинированными буферами типа С и винтовыми стяжками, а локомотивы – комбинированными буферами типа С и деформируемыми элементами, то критическая скорость для рассматриваемых поезда и преграды может быть повышена до 50 км/ч, при этом ускорения локомотива и первого вагона, предназначенного для перевозки автомобилей, составляют 7g, ускорение только первого пассажирского вагона равно 3g (табл. 1).

Таблица 1

Параметры нагруженности экипажей поезда при его соударении со скоростью 50 км/ч с неподвижной преградой массой 50 т

Вариант	Параметр	Номер экипажа, i								
		1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	S_i , МН	11,9	3,35	3,00	2,40	2,40	2,24	2,18	2,00	1,44
	\ddot{x}_i , g	7,00	7,00	3,00	2,30	2,00	1,80	1,70	1,70	2,50
	δ_i , м	0,48	0,12	0,04	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
2	S_i , МН	11,9	3,35	2,40	2,35	2,27	2,23	2,17	1,98	1,40
	\ddot{x}_i , g	7,00	7,00	3,00	2,30	2,00	1,80	1,70	1,70	2,50
	δ_i , м	0,48	0,12	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Проведены исследования нагруженности железнодорожных экипажей для случая наезда поезда на преграду, масса которой составляет 100 т. Варианты оборудования локомотива и вагонов поезда ударно-тяговыми приборами соответствуют рассмотренным при наезде поезда на преграду массой 50 т. Анализ полученных данных показал, что при оборудовании головной части локомотива автосцепкой или комбинированными буферами значения сжимающих усилий в межвагонных соединениях зависят только от вида ударно-тяговых приборов вагонов. Если же локомотив оборудовать не только буферами типа С, но и дополнительно деформируемыми элементами, то нагрузки, действующие на локомотив, значительно снижаются. На рис. 2 приведены графики распределений максимальных ускорений по длине поезда, когда головная часть локомотива оборудована комбинированными буферами типа С и деформируемыми элементами (рис. 2, а) и только буферами (рис. 2, б). Результаты, показанные линиями 1, 2 и 3, соответствуют оборудованию вагонов поезда тяжелыми буферами и автосцепками, буферами РИЦ или буферами типа С и винтовыми стяжками. Значительное снижение сжимающих усилий и ускорений вагонов получено только в предположении, что вагоны оборудованы раздельными тягово-сцепными и ударными приборами и в качестве ударных приборов используются буфера типа С. При этом критическая скорость может быть повышена с 20 до 40 км/ч. Если же вагоны оборудовать деформируемыми элементами, то для скоростей соударения до 35 км/ч решения полностью совпадают с теми, которые получены в случае оборудования вагонов только буферами. При наезде поезда на преграду со скоростью 40 км/ч отличаются усилия, действующие в первой половине состава, и остаточные

деформации, имеющие место в конструкциях экипажей.

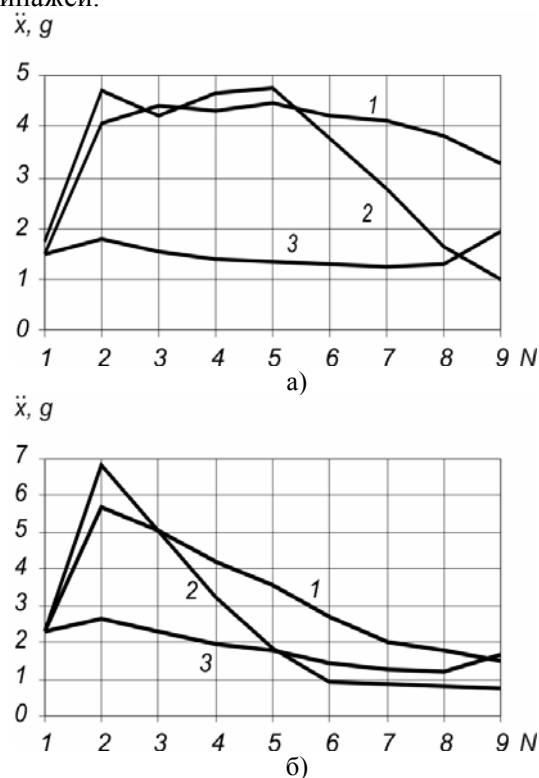


Рис. 2. Распределение экстремальных продольных ускорений по длине поезда при наезде поезда на преграду массой 100 т со скоростью 20 км/ч

В табл. 2 приведены максимальные значения ускорений локомотива и вагонов, остаточных деформаций экипажей поезда, а также сжимающих продольных сил, возникающих в соединениях и перед локомотивом при соударении поезда с неподвижной преградой массой 100 т со скоростью 40 км/ч. Варианты оборудования ударно-тяговыми приборами вагонов и локомотива аналогичны тем, которые рассмотрены при исследовании наезда поезда на преграду массой 50 т.

Параметры нагруженности экипажей поезда при его соударении со скоростью 40 км/ч с неподвижной преградой массой 100 т

Вариант	Параметр	Номер экипажа поезда, i								
		1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	S_i , МН	12,48	3,88	3,58	2,86	2,40	2,32	2,26	2,20	1,56
	\ddot{x}_i , g	6,98	6,87	3,05	2,28	1,98	1,80	1,70	1,73	2,73
	δ_i , м	0,50	0,23	0,18	0,03	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
2	S_i , МН	12,48	3,88	2,40	2,40	2,35	2,30	2,25	2,20	1,55
	\ddot{x}_i , g	6,98	6,87	2,87	2,25	1,96	1,79	1,68	1,72	2,72
	δ_i , м	0,50	0,23	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Анализ результатов, приведенных в табл. 2, показал, что при использовании первого варианта оборудования межвагонных соединений вагонов поезда остаточные деформации возникают в конструкциях локомотива и первых четырех вагонов, и усилия, действующие на третий и четвертый вагоны, составляют соответственно 3,58 МН и 2,86 МН. При оборудовании вагонов и локомотива как буферами, так и деформируемыми элементами, пластическому деформированию подвержены только конструкции локомотива и первого вагона, и усилия составляют 2,4 МН.

Исследован процесс аварийного соударения двух одинаковых по формированию и массе пассажирских поездов. Рассмотрены как лобовое столкновение поездов, так и соударение головной части одного состава с хвостовой частью другого. Предполагалось, что локомотив с первым вагоном соединяется типовой автосцепкой, вагоны оборудованы автосцепками и тяжелыми буферами. В качестве поглощающих аппаратов рассматривались эластомерные аппараты типа ЭПУ-2. При этом рассмотрены варианты оборудования головной части локомотива поезда такие же, как указано выше. Относительная скорость соударения поездов варьировалась в пределах от 10 до 30 км/ч.

Результаты проведенных исследований показали, что в случае оборудования головной части локомотива автосцепкой с поглощающим аппаратом ЭПУ-2 при относительной скорости столкновения поездов, равной 10 км/ч, значение максимальной сжимающей силы, приходящейся на локомотив, составляет 3 МН. Значения же усилий, возникающих в межвагонных соединениях экипажей, значительно ниже. При этом у двух вагонов, расположенных непосредственно за локомотивом, максимальные значения ускорений превосходят предельный уро-

вень 3g и составляют соответственно 3,7g и 3,4g. В случае столкновения поездов с относительными скоростями 15 км/ч и выше практически во всех конструкциях экипажей появляются пластические деформации, и наблюдается резкое возрастание максимальных значений продольных сил и ускорений вагонов.

Применение на локомотиве комбинированных буферов типа С приводит к снижению уровня максимальных значений продольных сжимающих сил и ускорений только для локомотива. Так, при относительной скорости соударения 10 км/ч усилие, действующее на локомотив, не превосходит 2,4 МН, а ускорение локомотива составляет 1,65g. Однако при этом нарушается условие безопасности пассажиров в вагонах, так как уровень ускорений пяти вагонов, следующих за локомотивом, превосходит 3g. При скорости соударения более 12 км/ч наблюдаются пластические деформации конструкции локомотива. При скорости соударения 15 км/ч остаточная деформация кузова локомотива составляет 0,14 м.

Использование комбинированных буферов с последовательно расположенными деформируемыми элементами позволяет обеспечить защиту конструкции локомотива от повреждений при скоростях соударения до 25 км/ч, не улучшая при этом динамику пассажирских вагонов. На рис. 3 приведены графики распределения экстремальных значений продольных сжимающих сил (рис. 3, а) и ускорений (рис. 3, б) по длине поезда для различных вариантов оборудования локомотива, когда относительная скорость соударения составляет 15 км/ч.

На графиках линии 1 соответствуют варианту, когда локомотив оборудован автосцепкой, линии 2 – комбинированными буферами типа С, линии 3 – комбинированными буферами типа С и деформируемыми элементами.

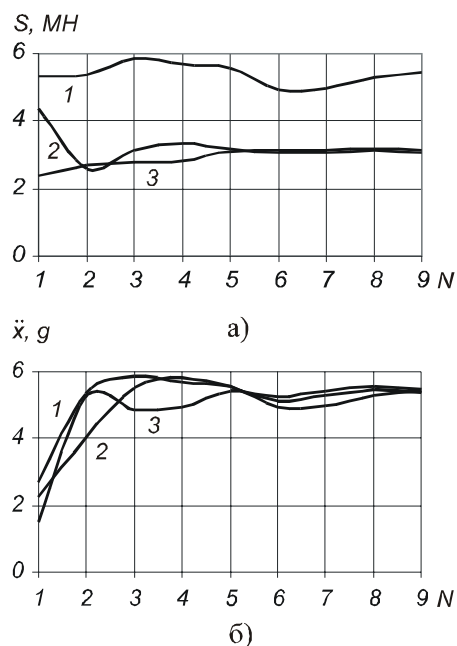


Рис. 3. Распределение по длине поезда экстремальных значений сжимающих сил и ускорений

С целью оценки динамической нагруженности поездов в случае столкновения головной

части одного состава с хвостовой частью другого исследован процесс соударения поездов, локомотивы которых оборудованы комбинированными буферами типа С. Получено, что при относительной скорости соударения 10 км/ч максимальное усилие, действующее на локомотив, составляет 2,44 МН. При скоростях соударения 15 км/ч и выше, как и в случае лобового столкновения поездов, максимальные значения усилий, приходящиеся на локомотив и последние вагоны, значительно возрастают и превышают значения, допускаемые Нормами [3].

Аналогичные закономерности получены при оборудовании пассажирских вагонов существующими отдельными ударно-тяговыми приборами, а именно, буферами вагонов габарита РИЦ и винтовыми стяжками с поглощающими аппаратами ЭПУ-2. Исследования проведены для всех описанных выше вариантов оборудования головной части локомотива. В табл. 3. приведены результаты расчетов динамической нагруженности пассажирского поез-

Таблица 3

Результаты расчетов динамической нагруженности пассажирского поезда

Вариант	i	Скорость соударения 10 км/ч			Скорость соударения 15 км/ч		
		S_i , МН	\ddot{x}_i , g	δ_i , м	S_i , МН	\ddot{x}_i , g	δ_i , м
Локомотив оборудован автосцепкой с поглощающим аппаратом ЭПУ-2	1	-3,01	1,85	-0,060	-3,69	2,15	-0,198
	2	-1,19	3,94	0	-1,69	6,87	0,000
	3	-1,92	3,12	0	-3,00	5,28	-0,016
	4	-1,78	2,07	0	-2,56	4,49	0,000
	5	-1,18	1,31	0	-2,30	4,03	0,000
	6	-0,75	0,97	0	-2,01	3,35	0,000
	7	-0,57	0,97	0	-1,81	3,12	0,000
	8	-0,58	0,99	0	-1,88	3,29	0,000
	9	-0,58	1,02	0	-2,02	3,55	0,000
Локомотив оборудован комбинированными буферами типа С	1	-2,39	1,45	0	-3,35	2,04	-0,139
	2	-1,16	3,32	0	-1,69	6,47	0,000
	3	-1,77	3,09	0	-2,95	5,18	-0,014
	4	-1,65	2,89	0	-2,76	4,84	-0,006
	5	-1,42	2,48	0	-2,70	4,73	-0,003
	6	-0,89	1,47	0	-2,31	3,85	0,000
	7	-0,57	0,98	0	-1,95	3,35	0,000
	8	-0,57	0,98	0	-1,78	3,11	0,000
	9	-0,58	1,01	0	-1,87	3,69	0,000
Локомотив оборудован комбинированными буферами типа С и деформируемыми элементами	1	-2,39	1,45	0	-2,39	1,48	0,000
	2	-1,16	3,32	0	-1,80	4,98	0,000
	3	-1,77	3,09	0	-2,67	4,69	-0,002
	4	-1,65	2,89	0	-2,85	5,00	-0,012
	5	-1,42	2,48	0	-2,93	5,14	-0,016
	6	-0,89	1,47	0	-2,79	4,65	-0,008
	7	-0,57	0,98	0	-2,61	4,50	-0,001
	8	-0,57	0,98	0	-2,32	4,06	0,000
	9	-0,58	1,01	0	-1,97	3,45	0,000

да, вагоны которого оборудованы отдельными ударно-тяговыми приборами, в случае лобового столкновения поездов с относительными скоростями 10 км/ч и 15 км/ч. Анализ результатов расчета показал, что использование буферов, предназначенных для вагонов габарита РИЦ, позволяет лишь несколько снизить уровень максимальных сжимающих сил и ускорений пассажирских вагонов, но не меняет характер распределения экстремальных значений продольных усилий и ускорений по длине поезда в целом.

Таким образом, проведенные исследования показали, что в целях защиты локомотива и локомотивной бригады от воздействия продольных нагрузок при сверхнормативных соударениях поездов целесообразно оборудовать локомотивы комбинированными буферами типа С и деформируемыми элементами. Однако использование пассивных средств защиты, устанавливаемых только на локомотиве, не улучшает динамику поезда в целом. Высокий уровень продольных ускорений вагонов, наблюдаемый уже при относительных скоростях соударений поездов 15 км/ч и выше, не позволяет обеспечить защиту пассажиров от травматических воздействий внутри пассажирского вагона. На рис. 4 приведены распределения максимальных продольных ускорений экипажей в случае оборудования вагонов тяжелыми буферами и автосцепками, а локомотива – буферами типа С и деформируемыми элементами при различных относительных скоростях соударения. Линия 1 соответствует скорости соударения 10 км/ч, линия 2 – 15 км/ч, линия 3 – 20 км/ч, линия 4 – 25 км/ч, линия 5 – 30 км/ч.

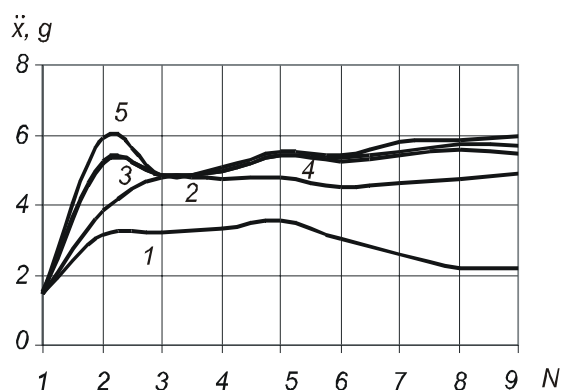


Рис. 4. Распределение ускорений по длине поезда

С целью повышения безопасности пассажиров при аварийных столкновениях проведены исследования динамической нагруженности поездов, у которых не только локомотивы, но и вагоны оборудованы защитными устройствами,

в частности, комбинированными буферами типа С и винтовыми стяжками с поглощающими аппаратами ЭПУ-2. Анализ результатов расчета показал, что при использовании на вагонах комбинированных буферов типа С и винтовых стяжек, а на локомотиве – буферов с деформируемыми элементами значительно уменьшается динамическая нагруженность вагонов поезда. Так, при скорости соударения 20 км/ч максимальное усилие, возникающее в межвагонных соединениях вагонов, не превышает 2,54 МН, а максимальное ускорение вагонов – 2,6 g, максимальное значение продольной сжимающей силы, приходящейся на локомотив, составляет – 2,68 МН. На рис. 5 приведены графики распределения экстремальных значений продольных сжимающих сил (рис. 5, а) и ускорений (рис. 5, б) по длине поезда для различных вариантов оборудования вагонов, когда относительная скорость соударения составляет 20 км/ч. На графиках линии 1 соответствуют варианту, когда вагоны оборудованы автосцепкой с поглощающим аппаратом ЭПУ-2 и тяжелыми буферами, линии 2 – буферами вагонов габарита РИЦ и винтовыми стяжками с поглощающими аппаратами ЭПУ-2, линии 3 – комбинированными буферами типа С и винтовыми стяжками с поглощающими аппаратами ЭПУ-2. Локомотив при этом оборудован комбинированными буферами типа С с деформируемыми элементами.

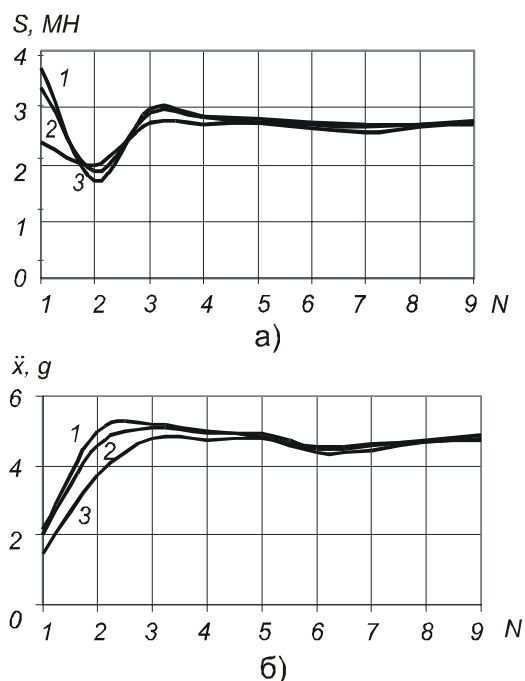


Рис. 5. Распределение по длине поезда экстремальных значений сжимающих сил и ускорений

Таким образом, проведенные исследования показали, что безопасность пассажиров при наезде поезда на неподвижную преграду или аварийных столкновениях поездов может быть повышена, если не только локомотив, но и вагоны поезда будут оборудованы защитными устройствами в виде комбинированных буферов типа С и последовательно расположенных деформируемых элементов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Schneider S., Staub J. Комбинированный буфер с деформируемым элементом // Железные дороги мира. – 2000. – № 9. – С. 50-54.
2. Беляев В.И., Черкашин Ю.М., Ступин Д.А., Кочнов А.Д. Разработка системы безопасности пассажирского поезда при аварийных соударениях // Транспорт. – 2000. – Вип. 6. – С. 11-13.
3. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). – М: ГосНИИВ-ВНИИЖТ, 1996. – 319 с.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ТЯГОВОГО ПРИВОДА ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА

У роботі розглянуті питання зменшення динамічного впливу колісних пар на колію. На прикладі розрахунку тягового привода третього класу показано методику визначення динамічних параметрів.

В работе рассмотрены вопросы уменьшения динамического воздействия колесных пар на путь. На примере расчета тягового привода третьего класса показана методика определения динамических параметров.

In work questions of reduction of dynamic influence of wheel pairs on a way are considered. By the example of calculation of a traction drive of the third class the technique of definition of dynamic parameters is shown.

В Украине вводятся в эксплуатацию скоростные железнодорожные магистрали, и переход к повышенным скоростям движения выдвигает ряд требований к ходовой части подвижного состава – улучшение динамических характеристик и повышение эксплуатационной надежности.

Для скоростных локомотивов и моторных вагонов электроподвижного состава одной из первоочередных задач является уменьшение динамического воздействия колесных пар на путь за счет уменьшения необрессоренных масс тягового привода.

В практике отечественного и зарубежного локомотивостроения широкое распространение получили тяговые приводы второго класса с опорно-рамным подвешиванием тягового электродвигателя и опорно-осевым подвешиванием редуктора: на электровозах ЧС-1, ЧС-2, ЧС-4, электровозе Е1 0004 и электропоездах ЭР1, ЭР2, ЭР22.

По сравнению с опорно-осевым приводом, рассматриваемые опорно-рамные тяговые приводы позволяют повысить долговечность зубчатых колес редукторов благодаря более равномерному распределению нагрузки по длине зуба.

ОАО ХК «Лугансктепловоз» разрабатывает проект нового скоростного пассажирского тепловоза ТЭП150 мощностью 4000 л.с. в секции с применением тягового привода третьего класса с полым карданным валом.

Карданный вал должен удовлетворять следующим требованиям: одинаковыми гибкими связями на концах полого вала с большой осевой гибкостью, и в тоже время с малой радиальной и оптимальной круговой гибкостью.

Такая конструкция позволяет (по сравнению

с выше приведенными конструкциями) в значительной степени снизить неподдресоренные массы, приходящиеся на колесную пару, динамические нагрузки на зубчатые колеса, воздействие на путь и стрелочные переводы.

Вышеперечисленные требования к тяговому приводу третьего класса усложняют расчет его динамических параметров.

Целью данной статьи является определение динамических параметров колебательного процесса в приводе применительно к натурному образцу на стадии экспериментальной доводки.

При определении динамических параметров тягового привода с помощью технико-математических моделей необходимо знать численные значения коэффициентов, входящих в уравнения, описывающих колебательные процессы. Коэффициенты зависят от инерционных, квазиупругих, диссипативных и геометрических параметров расчетной схемы тягового привода.

Инерционные и квазиупругие параметры рассчитываются, используя чертежно-техническую документацию масс деталей и элементов. Значения диссипативных параметров принимают приближенно и корректируют на основании опытных данных.

Геометрические параметры (линейные и угловые размеры) определяют по чертежам деталей и узлов.

Следует отметить, что полученные расчетным путем параметры упругих и особенно диссипативных параметров могут существенно отличаться от действительных. Поэтому величины, полученные расчетом, необходимо проверить экспериментальным путем.

Основные характеристики динамической колебательной системы – собственная частота,

которая зависит, в основном, от двух параметров: жесткости и массы.

Зная собственную частоту колебаний системы, форму колебаний которой она соответствует, можно оценить приведенную жесткость упругих элементов.

Анализ результатов испытаний показал, что динамическая нагруженность вала тягового привода определяется в основном двумя видами нагрузок [1, 2]:

- низкочастотными ($f = 1,5 \dots 1,6$ Гц подпрыгивание тележки с КМБ и галопирование второй формы колебаний рамы тележки на рессорном подвешивании с частотой $5 \dots 10$ Гц);

- высокочастотными ($25 \dots 100$ Гц), связанными с возбуждением зубьев редуктора и непосредственным прохождением колесной парой неровности пути и неравномерностью вращения промежуточного звена каждого механизма.

Чтобы определить собственные частоты, соответствующие основным формам колебаний (приведенным к работе), создают условия для получения специальных колебательных режимов тягового привода. Для этого используется «сброс» экипажа с клиньев при наезде колесами на них в так называемом «заторможенном пуске». Сброс с клиньев реализуется на выбеге до полной остановки и производится запись колебаний элементов тягового привода и тележки на рессорном подвешивании.

В режиме при заторможенном локомотиве или электроподвижном составе (колодочное торможение) включают на несколько секунд тяговые двигатели, затем выключают их и производят запись колебательного процесса на осциллограммах. Обработка такой осциллограммы позволяет получить значение собственной частоты колебаний тягового привода (якоря электродвигателя и редуктора).

Частоту колебаний определяют по замеру на осциллограмме периода колебаний. Параметр для демпфирования определяется через логарифмический декремент затухания по формуле:

$$\delta = \ln \frac{A_i}{A_{i+1}} = nT, \quad (1)$$

где A_i, A_{i+1} – амплитуды колебаний, которым соответствует искомый декремент; $n = \frac{\delta}{T}$ – носительный коэффициент затухания; T – период затухания; $n = \frac{\delta}{2\pi}$.

Коэффициент, эквивалентный вязкому трению, определяют по формуле:

$$\beta = 4\pi \cdot I_n \cdot f,$$

где I_n – момент инерции массы, участвующей в колебательном процессе; Нм^2 ; f – частота собственных колебаний массы, Гц

Предлагаемая методика определения динамических параметров привода может быть применена при исследовании динамики привода опытной конструкции, а также приводов других типов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Добрынин Л.К., Соколов Ю.Н. Динамика тяговых приводов электропоезда ЧС4 и моторных вагонов электропоездов ЭР // Вестник ВНИТИ. – 1974. – Вып. 39.
2. Добрынин Л.К., Соколов Ю.Н., Лысак В.А., Голубятников СМ. О динамических нагрузках в тяговом приводе грузового тепловоза с опорным подвешиванием электродвигателя // Вестник ВНИТИ. – 1978. – Вып. 49.

В.Я ПАНАСЕНКО, канд. техн. наук, доцент (ДИИТ)

И.В. КЛИМЕНКО, канд. техн. наук, доцент (ДИИТ)

К ВОПРОСУ МОДЕРНИЗАЦИИ ТОРМОЗНОЙ РЫЧАЖНОЙ ПЕРЕДАЧИ ЭЛЕКТРОВОЗА ДС3

Розглянуті питання модернізації гальмової важільної передачі електровоза ДС3 з погляду усунення зайвих зв'язків. Така модернізація дозволить зменшити зноси в шарнірах; полегшити ремонт візків і зменшити його вартість; підвищити ефективність гальмування в кривих ділянках колії, що у свою чергу підвищить безпеку руху на залізницях України.

Рассмотрены вопросы модернизации тормозной рычажной передачи электровоза ДС3 с точки зрения устранения лишних связей. Такая модернизация позволит уменьшить износы в шарнирах; облегчить ремонт тележек и уменьшить его стоимость; повысить эффективность торможения в кривых участках пути, что в свою очередь позволит повысить безопасность движения на железных дорогах Украины.

A question removing of odds stay of the brake gear of the locomotive DS3. This modernization offer smaller wear-ing of hinge; promote of bogie and offer smaller its cost. It also improve braking action in curve and safety in operation on railway of Ukraine.

Введение. Статически определимые механизмы давно известны, но их преимущества в отечественных учебниках по теории механизмов и машиностроения не отражены до сих пор. Такие механизмы позволяют уменьшить допуски на изготовление, уменьшить трудоемкость, удешевить производство и повысить надежность машин [1]. В отдельных случаях упрощается конструкция и увеличивается прочность конструкции.

В 1951 году профессор Л.Н. Решетов пришел к выводу, что за немногими исключениями следует применять только механизмы без избыточных связей. Исключения были вызваны тем, что не были найдены нужные структурные схемы. В настоящее время для большинства «исключений» такие схемы найдены [2, 3]. Принцип статической определимости позволяет научно обосновано решить, какие и где надо применять кинематические пары в механизме.

Постановка задачи. Чтобы выбрать механизмы без избыточных связей, необходимо разработать их структурные схемы.

В работе приводится структурный анализ тормозной рычажной системы электровоза ДС3.

На Днепропетровском электровозостроительном заводе (НПО ДЭВЗ) совместно с немецкой фирмой «Сименс» разработан и изготовлен односекционный магистральный электровоз переменного тока типа ДС3 с асинхронным приводом. Опытный образец электровоза был представлен для проведения приемочных испытаний в 2003 г. Электровозы такого класса

планируется использовать для обеспечения грузовых и пассажирских перевозок на транспортных коридорах.

Скоростной электровоз ДС3 имеет механическую тормозную систему, расположенную на раме тележки и обеспечивающую передачу усилия от тормозного цилиндра (ТЦ) к тормозным колодкам. Она выполнена с двусторонним нажатием чугунных гребневых колодок на каждое колесо.

На среднем бруске рамы тележки закреплены два тормозных цилиндра и два – на концевых брусках, каждый из которых передает тормозное усилие колодкам соответствующей стороны тележки с помощью тормозной рычажной передачи (ТРП).

Особенностью конструкции ТРП электровоза ДС3 является то, что на каждое колесо имеется свой тормозной цилиндр и своя ТРП, однако в пределах одной колесной пары обе ТРП соединены поперечиной. Такая конструкция ТРП является сложной механической системой, которая не обеспечивает равномерное распределение силы нажатия колодок на колеса. В рычажной передаче силы действуют не в одной плоскости, что приводит к появлению распорных сил в шарнирах, во избежание которых посадка валиков рычажной передачи выполнена с большими зазорами. Все это можно объяснить рядом конструктивных несовершенств ТРП.

Положительным в работе ТРП является то, что она подвешена своими опорными (мертвыми) точками к жесткой раме тележки. Однако возможная несоосность крепления тормозных

цилиндров в пределах колесной пары и наличие поперечины усложняют работу ТРП, снижают эффективность торможения. При торможении происходит замыкание колесной парой двух тормозных колодок, соединенных между собой поперечиной, при этом колесные пары меняют свое взаимное расположение при вписывании тележки в кривые участки пути.

Как пространственный механизм детали ТРП, монтируемые на неподвижной раме тележки, не должны испытывать стеснений в движении, то есть при структурном синтезе вид кинематических пар необходимо выбирать таким образом, чтобы детали могли приспосабливаться к изменениям положения колесной пары. Тем более, что колесная пара находится и в другой, замыкающей ее, системе: к среднему брусу, как и торцевым, подвешены тяговые электродвигатели через зубчатую муфту, редуктор и в последующем шевронную зубчатую передачу.

Шарнирные соединения (вращательные пары) выполнены с помощью валиков, контактирующих с втулками, запрессованными в отверстиях тяг, кронштейнов рамы тележки.

Однако эти две системы одновременно на колесной паре не замыкаются, так как при включении тормоза тяговый двигатель выключен (не замыкает свою систему) и наоборот. Это позволяет рассматривать системы отдельно, независимо одну от другой.

Научные результаты. Определим число степеней подвижности ТРП. Самоустанавливающиеся гребневых тормозных колодок будет в том случае, если число степеней подвижности их будет соответствовать числу степеней подвижности колесных пар.

Кинематические соединения между рельсами и колесной парой могут быть двоякими: если колесная пара не прижата гребнем к рельсу, то кинематическая связь будет пятого рода – наложено одно линейное условие связи по оси y ; если колесная пара прижата гребнем к рельсу, то будет соединение четвертого рода – наложено одно линейное условие по оси y и одно линейное условие по оси x .

Число лишних связей q определим по формуле А.П. Малышева [2], рассматривая систему как систему пространственных механизмов:

$$q = W - 6n + 5p_1 + 4p_2 + 3p_3 + 2p_4 + p_5,$$

где W – число степеней подвижности системы; n – число подвижных звеньев; p_1, \dots, p_5 – род кинематических пар.

Для рычажной передачи одной колесной пары тележки число степеней подвижности должно быть $W = 5$, так как ТРП не замыкается на обе колесные пары (в этом случае $W = 10$).

За основу примем раму тележки, к которой прикреплен ТРП.

Рассмотрим ТРП, взаимодействующую с первой колесной парой [ТРП(ТРП)I]. На рис. 1 показана схема ТРП только одной стороны колеса, чтобы не загромождать его, так как система симметрична относительно оси x . Симметрично расположенным звеньям присвоены повторные номера в скобках. В тележке действует поколесное торможение, что и позволяет рассматривать ТРП по отдельным колесам (I), (II).

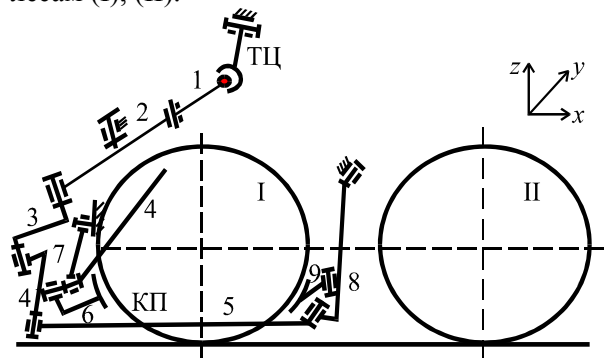


Рис. 1. Кинематические связи ТРП (ТРП) I первого колеса

Кинематические пары первого рода p_1 :

ТЦ–0, (ТЦ)–0, 1–2, (1)–(2), 2–0, (2)–0, 2–3, (2)–(3), 3–4, (3)–4, 4–6, 4–(6), 4–7, 4–(7), 7–0, (7)–0, 4–5, 4–(5), 5–8, (5)–(8), 8–9, (8)–(9), 8–0, (8)–0, 6–КП, (6)–КП, 9–КП, (9)–КП.

Первые 26 из кинематических пар – вращательные, а две последние – поступательные – имеют линейные перемещения. Всего $p_1 = 28$ пар. Связь между ТЦ и первым звеном – шарнирное соединение третьего рода p_3 : ТЦ–1, (ТЦ)–(1). Всего $p_3 = 2$. Подвижных звеньев $n = 9 + (8) + \text{ТЦ} + (\text{ТЦ}) + \text{КП} = 20$. Четвертое звено является общим для ТРП и (ТРП) – это жесткая поперечина между ними.

Система ТРП–(ТРП) первого колеса имеет $q = 5 - 6 \cdot 20 + 5 \cdot 28 + 3 \cdot 2 = 31$ лишних связей.

О наличии лишних связей в ТРП свидетельствует тот факт, что при эксплуатационных испытаниях ДСЗ произошел навар металла колодки на поверхность катания колеса. Произошел нагрев бандажа колеса с последующим его проворотом. Это стало причиной прекращения испытаний, возврата электровоза на завод и замены колесной пары.

Рассмотрим ТРП, взаимодействующую со второй колесной парой [ТРП (ТРП) II]. На рис. 2 представлена рассматриваемая система.

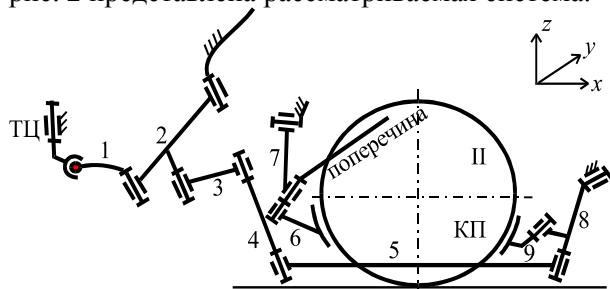
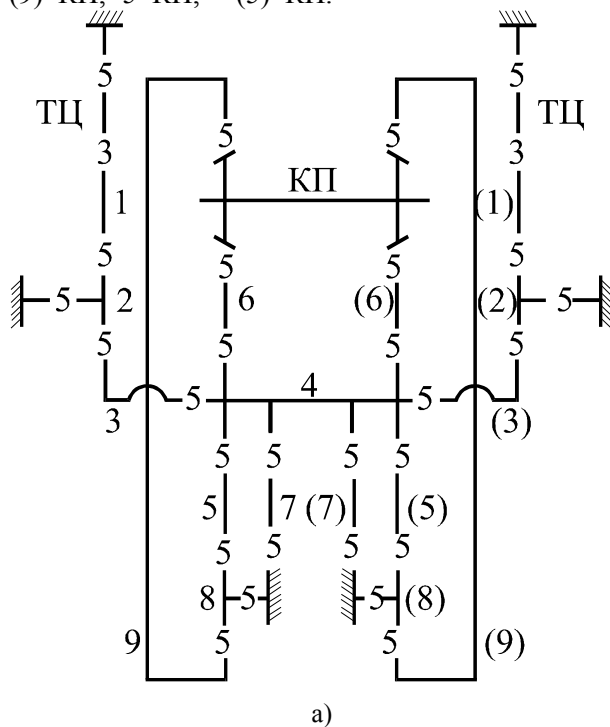


Рис. 2. Кинематические связи ТРП (ТРП) II второго колеса

По аналогии с выше изложенным, для второго колеса имеем кинематические пары первого рода p_1 :

ТЦ–0, (ТЦ)–0, 1–2, (1)–(2), 2–0,
(2)–0, 2–3, (2)–(3), 3–4, (3)–4,
4–7, 4–(7), 7–0, (7)–0, 4–5,
4–(5), 4–6, 4–(6), 5–8, (5)–(8),
8–0, (8)–0, 8–9, (8)–(9), 9–КП,
(9)–КП, 5–КП, (5)–КП.



Всего $p_1 = 28$ пар, $p_3 = 2$: ТЦ–1, (ТЦ)–(1). Число подвижных звеньев $n = 20$. Связь к ручному тормозу не рассматривается. Следовательно, $q = 5 - 6 \cdot 20 + 5 \cdot 28 + 3 \cdot 2 = 31$.

Анализ позволяет сделать вывод: расположение ТРП (ТРП) II на втором колесе отличается от расположения на первом, однако по структуре они идентичны.

Анализ представим структурной формулой (рис. 3, а), где цифрами обозначены число вносимых кинематической парой связей, а черточкой или фигурой – звено передачи либо тележки с их порядковыми номерами.

Рассмотрим пути модернизации ТРП, которые позволят свести к нулю или хотя бы уменьшить число лишних связей.

Прежде всего, необходимо ликвидировать поперечину между ТРП и (ТРП). В пользу ликвидации поперечины свидетельствует то, что тормозные колодки – гребневые. Они выемкой под гребень будут фиксироваться на поверхности катания колеса и не будут сползать по ней в сторону наружной грани колеса (рис. 3, б).

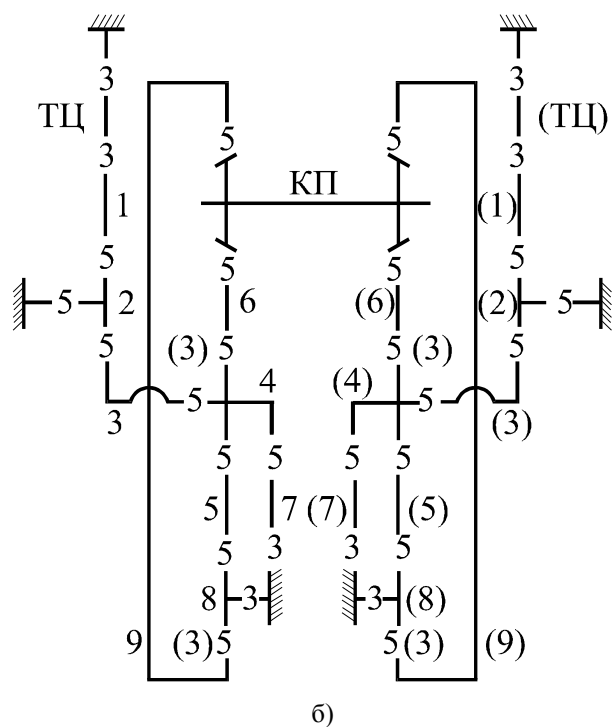


Рис. 3. Структурные формулы ТРП: а) существующей; б) рекомендуемой.

В местах присоединения звеньев к раме тележки возможно и необходимо вращательные кинематические пары заменить сферическими соединениями путем постановки резиновых втулок. При малых возможных углах поворота они могут играть роль сферических соединений. Толщину стенки резиновых втулок и величину их деформаций необходимо рассчиты-

вать в зависимости от возможных перемещений валиков подвесок. Такая модернизация уже выполнена в тележках грузовых вагонов ЦНИИ-ХЗ [4]. В этом случае:

p_1 : 1–2, 2–3, 3–4, 4–6, 4–7,
(4)–(5), 4–5, (4)–(6), (4)–(7), (5)–(8),
(5)–(9), 5–8, 8–9, 6–КП, 9–КП,
(1)–(2), (2)–(3), (3)–(4), (6)–КП, (9)–КП;

p_3 : ТЦ–0, 2–0, 7–0, 8–0, ТЦ–1,
(ТЦ)–0, (2)–0, (7)–0, (8)–0,
(ТЦ)–(1).

Всего $p_1 = 20$, $p_3 = 10$. Число подвижных звеньев $n = 9 + (9) + \text{ТЦ} + (\text{ТЦ}) + \text{КП} = 21$. Следовательно, имеем

$$q = 5 - 6 \cdot 21 + 5 \cdot 20 + 3 \cdot 10 = 9$$

лишних связей. С учетом полезности ребордных тормозных колодок можно связи 4–6, 8–9, (4)–(6), (8)–(9) заменить на сферические. Тогда $p_1 = 16$, $p_3 = 14$ и в целом $q = 5 - 6 \cdot 21 + 5 \cdot 16 + 3 \cdot 14 = 1$ лишняя связь.

Используем ранее предложенную модернизацию, при которой $q = 1$. Как уже отмечалось, модернизация вполне целесообразна.

Выводы. Чтобы уменьшить число лишних связей в тормозной рычажной передаче, необходимо: ликвидировать поперечину между колесами одной колесной пары; в местах присоединения звеньев к раме тележки возможно и необходимо вращательные кинематические пары заменить сферическими соединениями путем постановки резиновых втулок.

Такая модернизация ТРП позволит: уменьшить износы в шарнирах; облегчить ремонт тележек и уменьшить его стоимость; повысить эффективность торможения в кривых участках пути, что в свою очередь позволит повысить безопасность движения на железных дорогах Украины.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Решетов Л.Н. Конструирование рациональных механизмов. – М.: Машиностроение, 1972. – 256 с.
2. Решетов Л.Н. Самоустанавливающиеся механизмы. Справочник. – М.: Машиностроение, 1979. – 272 с.
3. Кожевников С.Н. Основания структурного синтеза механизмов. – Киев: Наукова думка, 1979.
4. Амосов Ю.Г., Панасенко В.Я. Структурный анализ механической части тормозов восьмиосного полувагона // Ремонт и техническое обслуживание вагонов. – Гомель: БелИИЖТ, 1988. – С. 57-60.

А.Н. САВОСЬКИН, д-р. техн. наук, профессор, МИИТ (Россия)
Н.Н. ЛЯПУШКИН, канд. физ.-мат. наук, доцент, МИИТ (Россия)

КИНЕТИКА ПРОЦЕССА СЦЕПЛЕНИЯ КОЛЕСО-РЕЛЬС

Розглянуто фізичну модель процесу взаємодії колеса і рейки в часі, що включає стадію встановлення механічного контакту, у результаті якого створюються активні центри, на їхніх поверхнях, і стадію фізичного контакту, що викликає утворення вузлів схоплювання між колесом і рейкою. Запропоновано вираз, що дозволяє обчислити силу зчеплення колеса і рейки.

Рассмотрена физическая модель процесса взаимодействия колеса и рельса во времени, включающая стадию установления механического контакта, в результате которого создаются активные центры, на их поверхностях, и стадию физического контакта, вызывающего образование узлов схватывания между колесом и рельсом. Предложено выражение, позволяющее вычислить силу сцепления колеса и рельса.

The process of a wheel and a rail coupling is considered as the short-term physical interaction of surfaces of a wheel and a rail according to the basic concepts of solid body physics.

В работе [1] нами была предложена физическая модель сцепления «колесо – рельс», основанная на явлении схватывания, то есть установлении кратковременной физической связи определенных участков контактируемой поверхности «колесо – рельс». В настоящей работе делается попытка рассмотреть процесс образования сцепления во времени.

Известно, что при одновременном действии нормальных W и тангенциальных S сил возможно два случая: $\frac{S}{W} \geq f$ и $\frac{S}{W} \leq f$, где f – коэффициент трения [2]. В первом случае происходит взаимное перемещение сжатых деталей и при значительной скорости их взаимный нагрев и разрушение окисных плёнок на их поверхностях.

При соотношении $\frac{S}{W} \leq f$ не происходит макроперемещений. Однако процесс «схватывания» поверхностей имеет место [3]. В данной работе экспериментально показано, что в результате действия тангенциальных сил прочность сваривания холодной сваркой увеличивается в 3...5 раз. Полученный эффект объясняется облегчением условий пластической деформации при совместном действии нормальных σ и касательных τ напряжений.

По условию Мизеса пластическая деформация наступает под действием τ , входящих в уравнение $\sigma^2 + 3\tau^2 \geq \sigma_m^2$.

Эффективность совместного действия нормальных и тангенциальных сил подтверждается работой С.Б. Айнбиндера [4], в которой показано, что «сдвиг» при сварке и малом нормаль-

ном напряжении, не вызывающем нелинейной деформации, может образовывать узлы схватывания на отдельных участках контактирующих поверхностей, причём прочность на отрыв в этом случае будет не велика.

Таким образом, основная роль в процессе схватывания (установления физической связи между колесом и рельсом) принадлежит пластической деформации в зоне контактирующих поверхностей.

Кинетика процесса сцепления колеса с рельсом представляет собой временную зависимость числа узлов схватывания, величина которых определяется нормальными и тангенциальными напряжениями в зоне контакта и окисными плёнками на их поверхностях. Результирующая скорость процесса схватывания определяется в основном скоростями протекания двух стадий: стадии образования механического контакта и стадии физического взаимодействия поверхностей. Механический контакт достигается пластической деформацией микровыступов за счёт нормальных напряжений и разрушением окисной плёнки, особенно разрушения которой будут рассмотрены отдельно. Подробно остановимся на стадии установления физического контакта, так как именно эта стадия определяет процесс сцепления (число схватываний) «колесо – рельс». В реальном случае образование механического и физического контактов во времени строго не разграничены и частично перекрываются, так как задолго до завершения первой стадии по всей поверхности контакта на отдельных участках становится возможным процесс схватывания. Скорость образования связей, в основ-

ном, зависит от скорости создания активных центров на сближаемых поверхностях. При наличии таких центров схватывание происходит мгновенно с выделением энергии [4].

Образование активных центров в общем случае возможно: механически при удалении части металла; при движении дислокаций, сопровождающих пластическую деформацию; термически при нагреве, сопровождаемом диффузией и самодиффузией, вызывающими искажения кристаллической решётки; бомбардировкой ионами высокой энергии [5].

В случае сцепления колеса с рельсом образование активных центров обусловлено пластической деформацией и нагревом при скольжении колеса по рельсу. Роль дислокаций в процессе схватывания поверхностей подробно рассмотрена в [6, 7, 8]. Плотность дислокаций в зависимости от наклепа в металле достигает $10^6 \dots 10^{13} \text{ см}^{-2}$. Пластическая деформация возникает за счет появления новых дислокаций. Принципиально важный вывод этих работ – центр схватывания и размер пятна схватывания не ограничиваются точкой выхода дислокаций на поверхность. Фактически, в схватывании участвуют все атомы, расположенные в зоне заметного упругого искажения кристаллической решётки, вызванного выходом дислокаций на поверхность. Линейный размер этого искажения достигает сотых долей миллиметра. Кроме того, совместная деформация колеса и рельса с выходом дислокаций на контактную площадку упрощает процесс схватывания. Схватывание начинается вблизи выхода дислокаций и, продолжаясь далее как «цепная реакция», оно поддерживается освобождающейся поверхностной энергией колеса и рельса и суммируется с энергией упругого искажения. Кинетика сцепления определяется скоростью и числом образующихся активных центров. При увеличении температуры в зоне контакта колеса с рельсом увеличивается число активных центров за счёт диффузии и самодиффузии дефектов в теле колеса и рельса. Число активных центров при температуре 800°C у сильно наклепанного металла возрастает более чем в два раза по сравнению с комнатной температурой.

В работе [9] методом конечных элементов были получено распределение нормальных σ и тангенциальных τ напряжений на контактной площадке «колесо – рельс». Максимальное значение нормального напряжения $\sigma_{\max} = 1589 \text{ Мпа}$ в центре «фактического» пятна при нагрузке на ось 300 кН , на периферии этого пятна напряжения составляют от 800 до 956 Мпа в зависимо-

сти от состояния поверхности бандажа. Минимальные значения тангенциальных напряжений на поверхности данного пятна касания составляют 130 Мпа по поперечной и 142 Мпа по продольной осям. При указанных значениях нормальных и тангенциальных напряжений, в соответствии с условием Мизеса, по всей площади фактического пятна касания колеса и рельса в последнем возникает пластическая деформация. Это означает, что выполняется необходимое условие для возникновения активных центров по всей поверхности площадью $S_0 = \pi a v = 1,46 \text{ см}^2$, $a = 6,95 \text{ мм}$; $v = 6,68 \text{ мм}$. Достаточным условием для возникновения физической связи «колесо – рельс» является отсутствие окисной плёнки на поверхности рельса. Безусловно, в силу различных причин на отдельных участках поверхности контакта выполняется достаточное условие для образования «мостиков» физической связи, но число их, по-видимому, незначительно. На наш взгляд, единственный способ очистки контакта от окисной плёнки – пробуксовка (принудительное скольжение). Количественно пробуксовка определяется относительной скоростью скольжения колёсной пары $\varepsilon = v_c / (v_c + v)$. По-видимому, сила сцепления колеса с рельсом пропорциональна числу неразрушенных «мостиков» (центров захвата), число которых равно $N = N_3 - N_p$, где N_3 – число центров захвата на площадке S_0 ; N_p – число разрушенных центров на той же площадке. Тогда сила сцепления $F_{\text{сц}}$ может быть записана в виде

$$F_{\text{сц}} = F_i (N_3 - N_p),$$

где F_i – суммарная сила взаимодействия отдельного центра захвата на контактной площадке. Число центров захвата найдем по формуле

$$N_3 = n_d S_0 \varepsilon,$$

где S_0 – фактическая поверхность контакта; n_d – концентрация дислокаций.

Примем $n_d = 10^9 \text{ см}^{-2}$; $\varepsilon = 0,04$. Тогда $N_3 = 5 \cdot 10^7$. Число центров разрушения $N_p = F_k / F_i$, где F_k – касательная сила тяги.

Допустим, что $F_k = 30 \text{ кН}$. Величину F_i найдем как $F_i = f_i N_{\text{ц}}$, где f_i – сила взаимодействия между структурными единицами рельса и колеса, равная силе взаимодействия структурных единиц (атомов в металле); $N_{\text{ц}}$ – число возможных точек захвата.

Число структурных единиц найдем из выражения

$$N_{\text{ц}} = \frac{S_w}{S_i},$$

где S_i – площадь действия сил структурной единицы; S_w – площадь искажения кристаллической решетки на поверхности рельса, связанная с выходом дислокации на поверхность, в пределах которой устанавливается взаимодействие между атомами колеса и рельса.

Радиус искажения составляет порядка 10^{-6} м. Радиус действия сил атомов в металле (r_0) составляет порядка 10^{-10} м. Тогда

$$N_{\text{ц}} = \pi(10^4 r_0)^2 / (\pi r_0)^2 = 10^8.$$

Примем, что сила взаимодействия атомов в металле f_i равна силе взаимодействия атомов связи колеса и рельса:

$$f_i = \frac{u_0}{N_A 2r_0} = 10^{-9} \text{ н},$$

где u_0 – энергия связи в металле, порядка 10^6 Дж/моль.

В этом случае $f_i = 10^{-11}$ н, $F_i = f_i N_{\text{ц}} = 10^{-3}$ н; N_A – число Авагадро.

Значение силы сцепления колеса с рельсом равно:

$$F_{\text{сц}} = F_i (N_s - n_p) = 10^{-3} (5 \cdot 10^7 - 30 \cdot 10^3 / 10^{-3}) = 20.$$

Эта величина полностью соответствует обычным представлениям о величине силы сцепления, реализуемой при нагрузке от одного колеса на рельс 100 кН и коэффициенте сцепления 0,2.

Таким образом, на основе предложенной физической модели удалось получить величину силы сцепления соответствующую реальным

значениям, наблюдаемым на практике. Это означает, что предложенная физическая модель правильно описывает процесс сцепления колеса с рельсом.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Савоськин А. Н., Ляпушкин Н. Н. К вопросу о механизме сцепления колесо-рельс подвижного состава // Тез. научн.-практ. конф. «Современные проблемы взаимодействия подвижного состава и пути» – М.: Интекст, 2003. – 192 с.
2. Гельдман А. С. Основы сварки давлением. – М.: Машиностроение, 1970. – 312 с.
3. Красулин Ю. Л. Роль дислокаций при образовании соединения при сварке // Известия АН СССР. Неорганические материалы. – 1965. – № 7.
4. Айбиндер С. Б. Холодная точечная сварка листового металла // Сварочное производство. – 1963. – № 7.
5. Караказов Э. С. О кинетике процесса образования соединения при сварке в твёрдом состоянии // Физика и химия обработки металлов. – 1968. – № 3.
6. Рыкалин Н. Н., Красулин Ю. Л. Физические и химические проблемы соединения материалов // Изв. АН СССР: Неорганические материалы. – № 1. – 1965.
7. Дьяченко В. В., Никифоров Г. Д. О механизме образования соединений при сварке и пайке // Сварочное производство. – 1967. – № 12.
8. Логинова А. Я., Макаров В. А. Холодная сварка стали // Сварочное производство. – 1966. – № 9.
9. Петров С. Ю. Закономерности протекания процессов при работе трибосистемы колodka – колесо – рельс // Автореф. ... д.т.н. – М., МИИТ. 2002.

А.Н. САВОСЬКИН, д-р техн. наук, профессор, МИИТ (Россия)
 Е.В. СЕРДОБИНЦЕВ, д-р техн. наук, профессор, МИИТ (Россия)
 С.Д. КРУШЕВ, канд. техн. наук, доцент, МИИТ (Россия)
 П.Н. ЗВАНЦЕВ, аспирант, МИИТ (Россия)

ИССЛЕДОВАНИЕ СЦЕПНЫХ СВОЙСТВ ВАГОНА ЭЛЕКТРОПОЕЗДА НА ЧЕТЫРЁХ ОДНООСНЫХ ТЕЛЕЖКАХ

Розглядаються процеси, що виникають у тяговому електроприводі моторного вагона електропоїзда на чотирьох одноосових візках при зриві зчеплення. Також наводяться частоти коливань елементів цього привода до і після зриву зчеплення.

Рассматриваются процессы, возникающие в тяговом электроприводе моторного вагона электропоезда на четырёх одноосных тележках при срыве сцепления. Также приводятся частоты колебаний элементов этого привода до и после срыва сцепления.

In given article are considered processes, appearing in tractive электроприводе motor coach электропоезда on four одноосных pushcart at failure of the traction. Also happen to the frequencies of the fluctuations this drive element both before, and after failure of the traction.

В последнее время и в России, и за рубежом большое внимание уделяется проектированию и созданию тележек с радиальной установкой колёсных пар в кривых, которые дают возможность уменьшить износ колёсных пар при движении с большими скоростями по сложным в плане железнодорожным линиям. Такие тележки нашли применение в ряде стран Западной Европы и Японии на серийных локомотивах семейства Look2000, электровозах серии 465 Федеральных железных дорог Швейцарии, Sr2 железных дорог Финляндии и др. В этих тележках колёсные пары имеют возможность поворота относительно рамы, вследствие чего уменьшаются силы взаимодействия между ними и, таким образом, значительно снижается износ колёс и рельсов.

На кафедре «Электрическая тяга» МИИТа была разработана одноосная тележка рельсового транспортного средства [5], на основе которой легко получить двухосную тележку, обеспечивающую возможность радиальной установки в кривых. Исследование вертикальных колебаний моторного вагона электропоезда на четырёх таких одноосных тележках установило, что показатели его динамических качеств существенно улучшаются [3].

В данной работе ставится задача исследования процессов реализации сцепных свойств двухосной тележки моторного вагона, выполненной из двух одноосных сочленённых тележек с приводом 3 класса. Расчётная схема тележки (рис. 1) учитывает одновременно её вер-

тикальные колебания и крутильные колебания в тяговом электроприводе, возникающие при задании электромагнитного момента $M_{эл}(v)$ на валу тягового электродвигателя (ТЭД) и его дальнейшей передачи на колёсную пару. При этом крутильные колебания учитывались только для первой тележки моторного вагона, а крутильные колебания в других тележках не рассматривались.

Для решения этой задачи было проведено моделирование в пакете MathCad физических процессов, возникающих в таком электроприводе при срыве и восстановлении сцепления. Разработанная математическая модель учитывала, что механическая система передачи вращающего момента от тягового двигателя к колёсным парам содержит угловые жёсткости и коэффициенты демпфирования муфт, соединяющих большое зубчатое колесо с полым валом $j_{м1}$, $\beta_{м1}$ и полый вал с колесом $j_{м2}$, $\beta_{м2}$, и угловые жёсткости оси колёсной пары $j_{кп}$, $\beta_{кп}$, а также моменты инерции колёс $J_{кпр}$, $J_{кл}$, полого вала J_v , якоря $J_я$, зубчатого колеса $J_{зк}$ и шестерни $J_{ш}$ тягового редуктора. Наличие в цепи передачи вращающего момента от тягового электродвигателя к колёсным парам упругих элементов с различными жёсткостями и различие мест приложения вращающего момента тягового двигателя и момента сцепления колёс с рельсами вызывают появление крутильных колебаний якоря тягового двигателя, полого вала, правого и левого колеса колёсной пары, кото-

рые непосредственно определяют процессы, возникающие при срыве сцепления [4].

Предполагается, что при движении правое и левое колёса находятся в разных условиях сцепления. Кроме этого, вертикальная нагрузка на каждый буксовый узел каждой колёсной пары имеет различные значения, вызванные галопированием и боковой качкой кузова и тележек.

Поэтому моменты сцепления правого $M_{\text{снпр}}$, $M_{\text{снл}}$ и левого колёс, определяемые как произведение коэффициента сцепления ψ на силу $P_{\text{пр}}$, $P_{\text{л}}$, передаваемую от соответствующего колеса к рельсу, имеют также разные значения и зависят от относительных линейных скоростей скольжения $\epsilon_{\text{кпр}}$, $\epsilon_{\text{кл}}$ правого и левого колёс:

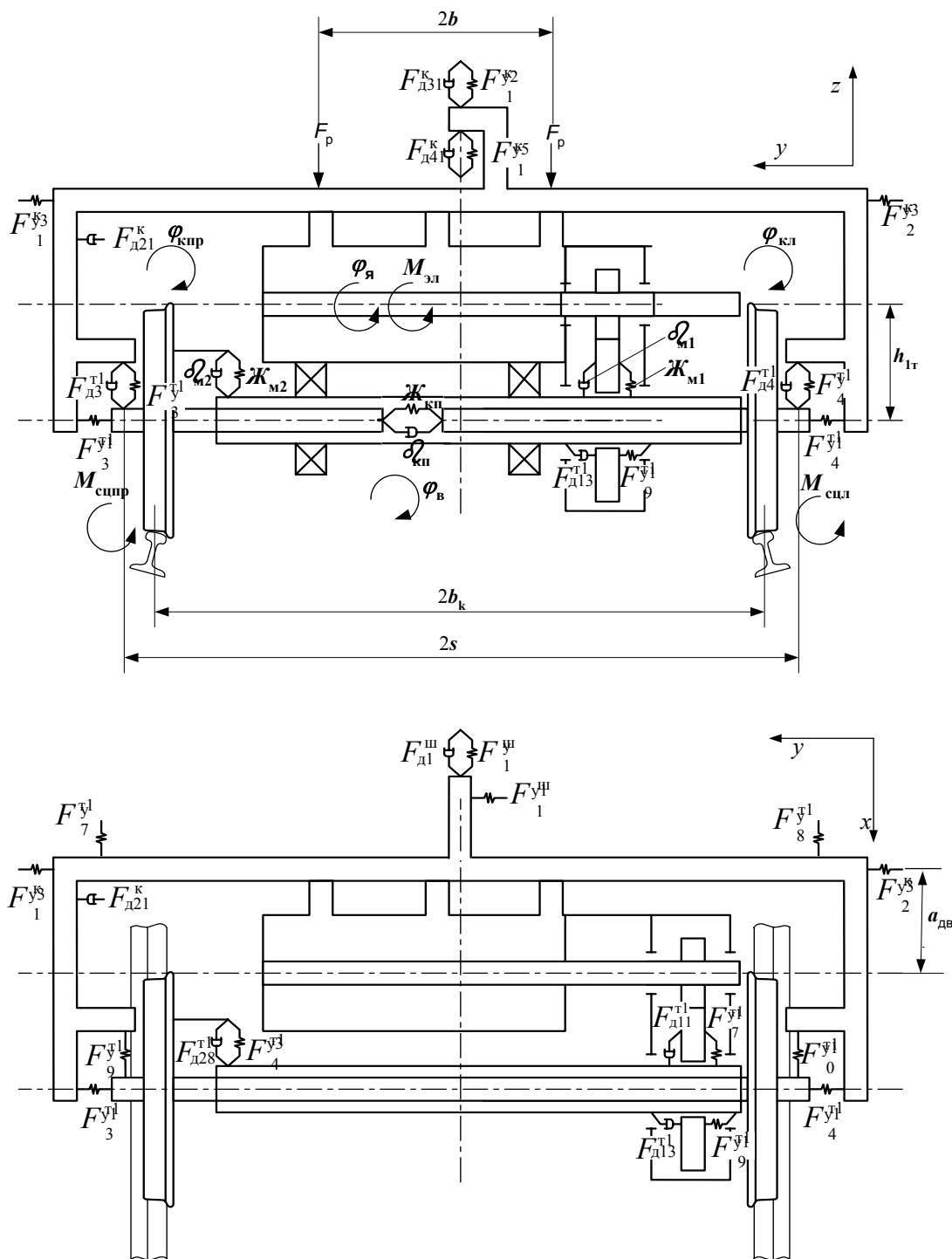


Рис. 1. Расчётная схема тягового привода одноосной моторной тележки

$$M_{\text{снпр}} = r \psi(\varepsilon_{\text{пр}}) P_{\text{пр}}, M_{\text{снл}} = r \psi(\varepsilon_{\text{л}}) P_{\text{л}}, (1)$$

$$\varepsilon_{\text{пр}} = \frac{v_{\text{скпр}}}{v}, \varepsilon_{\text{л}} = \frac{v_{\text{скл}}}{v}; v_{\text{скпр}} = r \dot{\varphi}_{\text{кпр}}, \\ v_{\text{скл}} = r \dot{\varphi}_{\text{кл}}, (2)$$

$$P_{\text{пр}} = P_{\text{ст}} + j_{\text{п}} z_{\text{рп}} + \beta_{\text{п}} \dot{z}_{\text{рп}}, \\ P_{\text{л}} = P_{\text{ст}} + j_{\text{п}} z_{\text{рл}} + \beta_{\text{п}} \dot{z}_{\text{рл}}, (3)$$

где v – линейная скорость движения электропоезда, м/с; $v_{\text{скпр}}$, $v_{\text{скл}}$ – скорость скольжения правого и левого колёс; r – радиус колеса, м; $P_{\text{пр}}$, $P_{\text{л}}$ – нагрузка на правое и левое колесо соответственно, кН; $P_{\text{ст}}$ – статическая нагрузка на колесо, кН; $j_{\text{п}}$, $\beta_{\text{п}}$ – жесткость и коэффициент демпфирования пути, кН/м (кНс/м).

При развитии электромагнитного момента $M_{\text{эл}}(v)$ на валу якоря тягового двигателя система приходит в движение. Влияние $M_{\text{эл}}$ уравновешивается основным сопротивлением движению $w_0 = a_0 + a_1 v + a_2 v^2$ моторного вагона, приложенного к буксам колёсных пар, а также w_0 поезда, приложенного к автосцепке кузова вагона. Система дифференциальных уравнений, описывающая колебания кузова и тележек [3], была дополнена уравнениями, описывающими крутильные колебания якоря с зубчатыми колёсами редуктора, полого вала и обоих колёс колёсной пары. При этом в уравнение галопирования тележки был дополнительно введён реактивный момент $M_{\text{р}}$ остова тягового двигателя,

равный $M_{\text{р}} = 2F_{\text{р}} a_{\text{дв}} = -M_{\text{эл}}$. Система уравнений учитывает взаимное влияние крутильных колебаний и колебаний галопирования рамы тележки $\varphi_{\text{ут}}$:

$$(J_{\text{я}} + J_{\text{ш}} + \frac{J_{\text{зк}}}{2}) \ddot{\varphi}_{\text{я}} + \frac{\beta_{\text{м1}}}{\mu} (\frac{\dot{\varphi}_{\text{я}}}{\mu} - (1 + \frac{1}{\mu}) \dot{\varphi}_{\text{ут}} - \dot{\varphi}_{\text{в}}), (4) \\ + \frac{j_{\text{м1}}}{\mu} (\frac{\varphi_{\text{я}}}{\mu} - (1 + \frac{1}{\mu}) \varphi_{\text{ут}} - \varphi_{\text{в}}) = -M_{\text{эл}}$$

$$J_{\text{в}} \ddot{\varphi}_{\text{в}} - \beta_{\text{м1}} (\frac{\dot{\varphi}_{\text{я}}}{\mu} - (1 + \frac{1}{\mu}) \dot{\varphi}_{\text{ут}} - \dot{\varphi}_{\text{в}}) - j_{\text{м1}} (\frac{\varphi_{\text{я}}}{\mu} - (1 + \frac{1}{\mu}) \varphi_{\text{ут}} - \varphi_{\text{в}}) + \beta_{\text{м2}} (\varphi_{\text{в}} - \varphi_{\text{кпр}}) + j_{\text{м2}} (\varphi_{\text{в}} - \varphi_{\text{кпр}}) = 0$$

$$J_{\text{кпр}} \ddot{\varphi}_{\text{кпр}} + \beta_{\text{кп}} (\dot{\varphi}_{\text{кпр}} - \dot{\varphi}_{\text{кл}}) + j_{\text{кп}} (\varphi_{\text{кпр}} - \varphi_{\text{кл}}) + \beta_{\text{м2}} (\varphi_{\text{кпр}} - \varphi_{\text{в}}) + j_{\text{м2}} (\varphi_{\text{кпр}} - \varphi_{\text{в}}) = M_{\text{снпр}} (6)$$

$$J_{\text{кл}} \ddot{\varphi}_{\text{кл}} + \beta_{\text{кп}} (\dot{\varphi}_{\text{кпр}} - \dot{\varphi}_{\text{кл}}) + j_{\text{кп}} (\varphi_{\text{кпр}} - \varphi_{\text{кл}}) = M_{\text{снл}} (7)$$

где μ – передаточное отношение зубчатой передачи, принималось равным 3,41.

Значения параметров подсистемы крутильных колебаний приведены в табл. 1, значения остальных параметров системы вертикальных колебаний были приняты по данным работы [3].

Таблица 1

Величины параметров подсистемы крутильных колебаний

Обозначение	$j_{\text{м1}}, \frac{\text{кНм}}{\text{рад}}$	$j_{\text{м2}}, \frac{\text{кНм}}{\text{рад}}$	$j_{\text{кп}}, \frac{\text{кНм}}{\text{рад}}$	$\beta_{\text{м1}}, \frac{\text{кНмс}}{\text{рад}}$	$\beta_{\text{м2}}, \frac{\text{кНмс}}{\text{рад}}$	$\beta_{\text{кп}}, \frac{\text{кНмс}}{\text{рад}}$
Величина	$1,516 \cdot 10^3$	$1,516 \cdot 10^3$	$1,822 \cdot 10^3$	0,124	0,192	0,221
Обозначение	$J_{\text{я}}, \text{тм}^2$	$J_{\text{зк}}, \text{тм}^2$	$J_{\text{ш}}, \text{тм}^2$	$J_{\text{в}}, \text{тм}^2$	$J_{\text{кпр}}, \text{тм}^2$	$J_{\text{кл}}, \text{тм}^2$
Величина	$3,096 \cdot 10^{-3}$	$19,7 \cdot 10^{-3}$	$0,67 \cdot 10^{-3}$	$5,5 \cdot 10^{-3}$	$55 \cdot 10^{-3}$	$55 \cdot 10^{-3}$

Коэффициент сцепления при проведении расчётов задавался в виде зависимости $\psi(\varepsilon)$ по формуле, предложенной А.Л. Голубенко [2]:

$$\psi(\varepsilon_i) = af \left(\frac{\varepsilon_i}{\varepsilon_k} \right)^b e^{-c \frac{\varepsilon_i}{\varepsilon_k}}, (8)$$

где f – потенциальный коэффициент трения скольжения; ε_i , ε_k – относительная скорость скольжения соответствующего колеса по рельсу и критическое значение этой скорости, превышение которого вызывает срыв сцепления колёсной пары и возникновение буксования.

График этой зависимости, приведенный на рис. 3 (кривая 1), имеет максимум при $\varepsilon_k = 4\%$ и соответствует общим представлениям о виде такой зависимости.

Работа тягового привода рассматривалась при трогании с места и разгоне (участок I на рис. 2) и последующим срыве сцепления при $t = 20$ с (участок II на рис. 2).

Как видно из зависимостей, представленных на рис. 2, в интервале времени от 0 до 20 с происходит плавное трогание электропоезда и выход на установившийся режим. В этот промежуток времени колебаний якоря происходят с

двумя частотами вертикальных колебаний тележки и крутильных колебаний (табл. 2). При этом крутильные колебания полого вала, правого и левого колёс настолько малы по сравнению с колебаниями якоря тягового электродвигателя, что можно принять их равными нулю. Корпус тягового двигателя при разгоне колеб-

лется с частотой 1 Гц и суммарной амплитудой подпрыгивания и галопирования 0,00001 м. Со временем амплитуды колебаний уменьшаются и начинается обычный процесс разгона поезда, при котором крутильные колебания увеличиваются с ростом скорости.

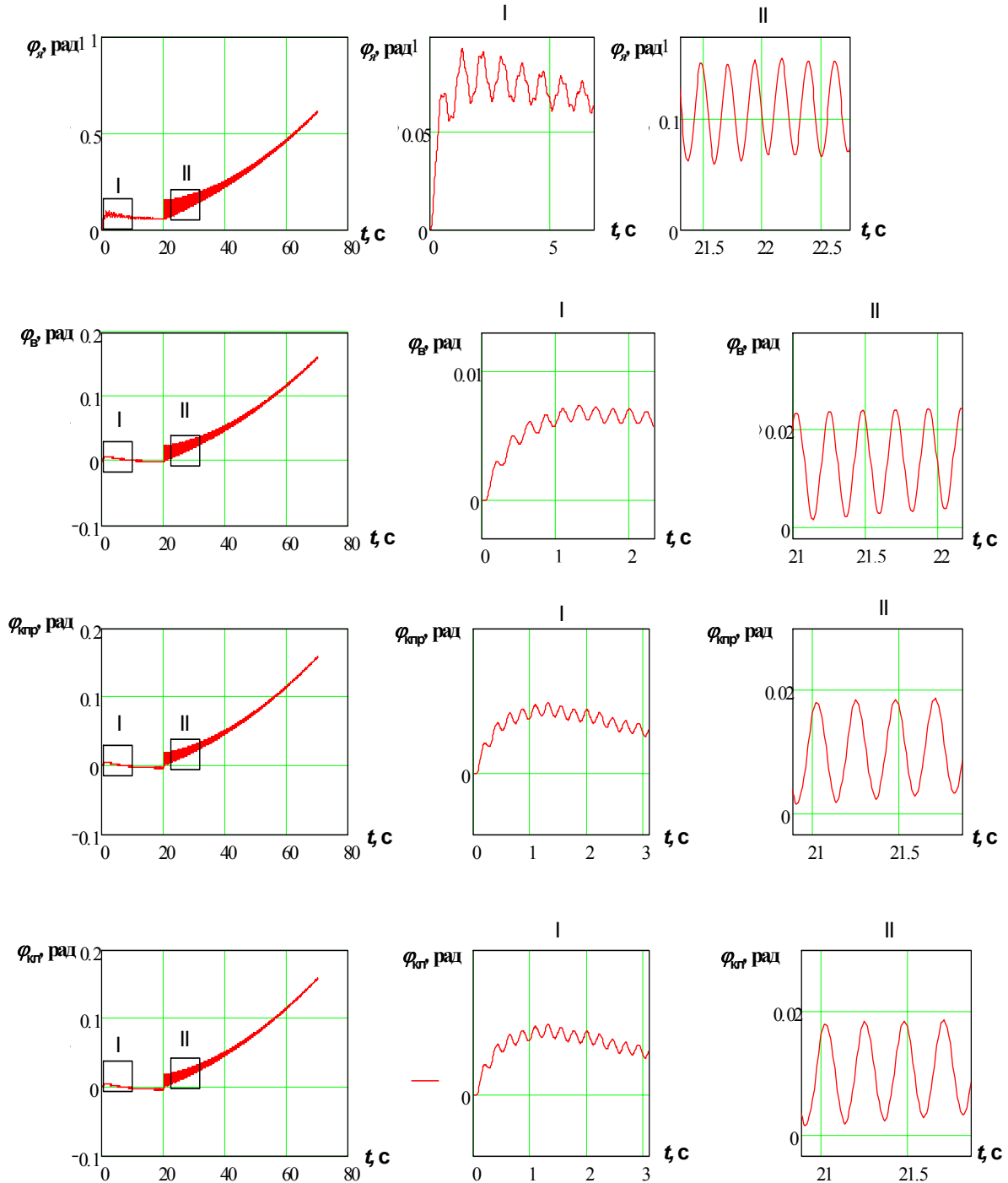


Рис. 2. Зависимость $\dot{\varphi}_я$, $\dot{\varphi}_в$, $\dot{\varphi}_кпр$, $\dot{\varphi}_кл$ от времени t при срыве сцепления

Значение амплитуды и частоты в нормальном режиме и при срыве сцепления

Координата	Единица измерения	До срыва сцепления	Срыв сцепления	Парциальные
	Амплитуда			
	Частота			
Якорь	Рад	0,00093 / 0,00014	0,00045	-
	Гц	1 / 30,06	85,46	45,22
Полый вал	Рад	-	0,0000034	-
	Гц	-	12,02	105,12
Правое колесо	рад	-	$(6,3 / 4,7 / 2,5)10^{-7}$	-
	Гц	-	2,05 / 12 / 70,42	68,70
Левое колесо	рад	-	0,000029	-
	Гц	-	22,7	63,41
Корпус тягового двигателя	м	0,00001	0,000017	-
	Гц	1	1,34	17,65

Примечание: В числителе приведены значения высшей собственной частоты вертикальных колебаний тележки, а в знаменателе – низшей крутильных колебаний

Срыв сцепления моделируется в момент времени $t = 20$ с путём снижения коэффициента сцепления при наезде правого колеса на масляное пятно. В этот момент времени наблюдается резкий скачок амплитуды крутильных колебаний и дальнейшее плавное её увеличение с частотой большей, чем при трогании и разгоне. При этом частота колебаний якоря увеличивается с 30,06 до 85,46 Гц, а амплитуда – с 0,00014 до 0,00045 рад, частота крутильных колебаний полого вала становится равной $f=12,02$ Гц ($\varphi_v=3,4 \cdot 10^{-6}$ рад). Резко возрастают при срыве сцепления также и частоты правого

и левого колёс колёсной пары до 70,2 Гц и 22,7 Гц соответственно. На корпусе тягового двигателя после срыва сцепления частота колебаний возрастает незначительно с 1 до 1,34 Гц. В процессе расчета вычислялись также относительные скольжения по формуле (2) и были построены расчётные зависимости силы сцепления $F_{\text{сцпр}}$ и относительного скольжения правого колеса $\varepsilon_{\text{пр}}$ от времени t , а также $F_{\text{сцпр}}$ от $\varepsilon_{\text{пр}}$ (рис. 3, 4). Для построения кривых на рис. 4 значения $\varepsilon_{\text{пр}}$ и $F_{\text{сцпр}}$ измерялись на рис. 3 в одинаковые моменты времени.

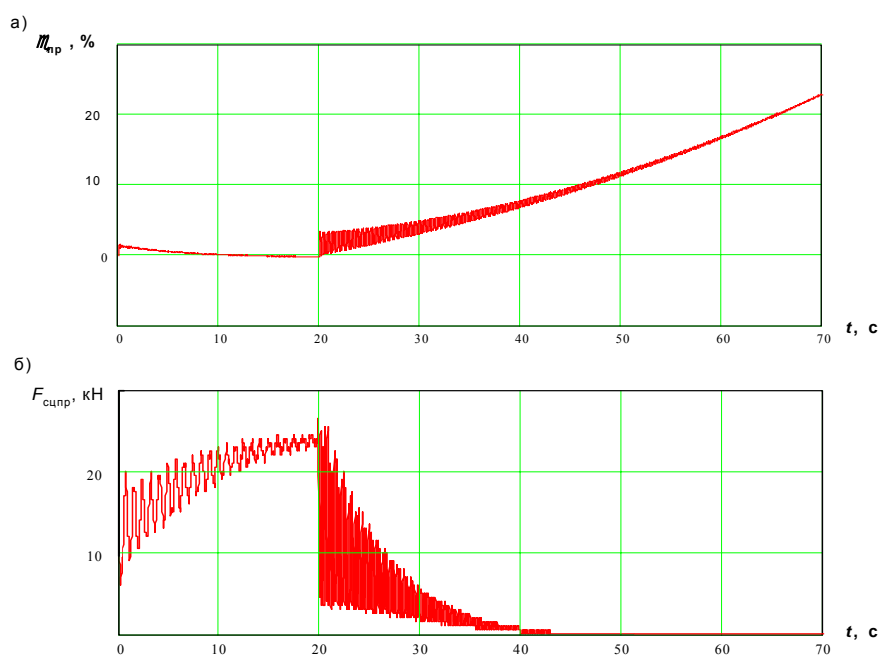


Рис. 3 Зависимость относительного скольжения правого колеса по рельсу (а) и силы сцепления правого колеса (б) от времени

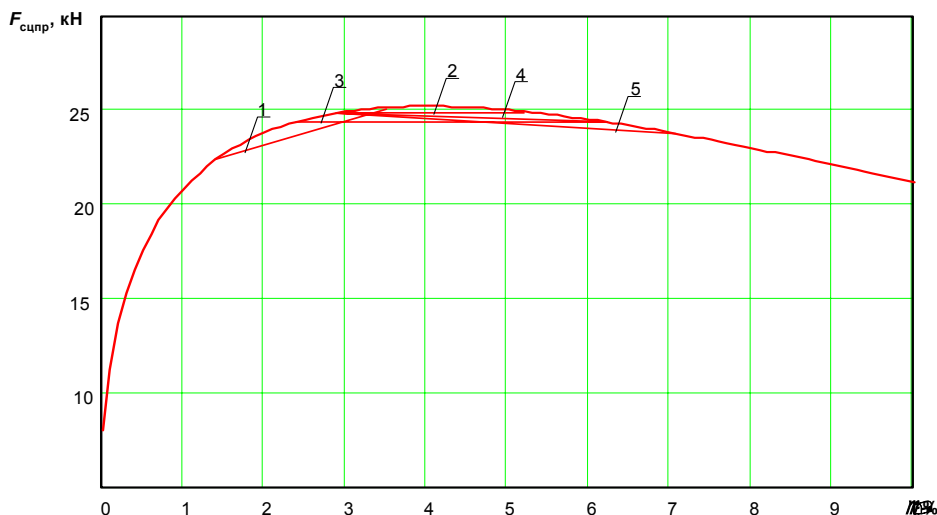


Рис. 4 Зависимость силы сцепления правого колеса от скорости относительного скольжения правого колеса по рельсу

Как видно из этих рисунков, при срыве сцепления происходит резкое увеличение скорости относительного скольжения правого колеса по рельсу, а, следовательно, и снижение коэффициента сцепления. При постоянной силе тяги сила сцепления колеса с рельсом начинает уменьшаться, но срыв сцепления происходит не сразу, а после нескольких циклов срыва и восстановления сцепления по кривым 1...5 (рис. 4). С возрастанием номера кривой происходит всё большее падение значения коэффициента сцепления, пока колесо окончательно не срывается на буксование.

Полученные данные показывают, что срыв сцепления для привода 3 класса одноосной моторной тележки электропоезда происходит при частоте колебаний правого колеса $f=70,42$ Гц, но они не оказывают влияния на колебания остова тягового электродвигателя. Это видно из табл. 2, согласно которой частота колебаний остова двигателя как до срыва сцепления, так и после него практически не изменяется. Таким образом, рассматриваемая модель вертикальных колебаний моторного вагона электропоезда и крутильных колебаний колёсно-моторного блока первой тележки соответствует общим представлениям о характере соответствующих

процессов и свидетельствует о том, что при трогании поезда срыва сцепления не наблюдается. Следовательно, предлагаемая осевая схема вагона на четырёх одноосных тележках обладает удовлетворительными сцепными свойствами.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Механическая часть тягового подвижного состава: Учебник для вузов ж.-д. трансп. / И.В. Бирюков, А.Н. Савоськин, Г.П. Бурчак и др.; Под ред. И.В. Бирюкова. — М.; Транспорт, 1992. — 440 с.
2. Голубенко А.Л. Сцепление колеса с рельсом. — Киев: «ВПОЛ», 1993. — 448 с.
3. Савоськин А.Н., Сердобинцев Е.В., Мурзин Р.В. Исследование вынужденных колебаний моторного вагона электропоезда с целью выбора параметров рессорного подвешивания одноосной тележки // Труды МИИТ. — 2002.
4. Островский В.С., Савоськин А.Н., Сурков Д.А. Влияние крутильных колебаний в колёсно-моторном блоке на процессы срыва сцепления колёс локомотива с рельсами // Труды МИИТ, 1997. — 103 с.
5. Одноосная тележка рельсового транспортного средства. Патент РФ № 2209741 от 10.08.03. Оpubл. В БИ №22 2003г.

СИСТЕМНЫЙ ПОХОД В ПРОБЛЕМЕ УПРАВЛЕНИЯ БЕЗОПАСНОСТЬЮ ДВИЖЕНИЯ

Стаття присвячена проблемі створення одного з розділів чисельної теорії безпеки руху на залізничному транспорті.

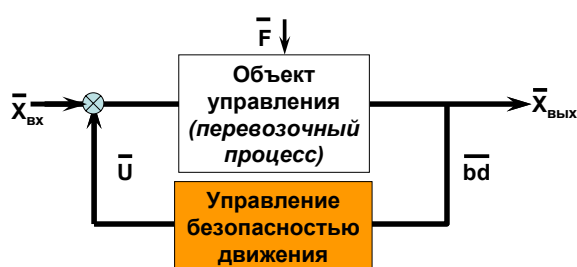
Статья посвящена проблеме создания одного из разделов численной теории безопасности движения на железнодорожном транспорте.

The Article is dedicated to problem of the creation of one of the sections to numerical theory to safety of the motion on rail-freight traffics.

Статья посвящена проблеме создания одного из разделов численной теории безопасности движения на железнодорожном транспорте. Известно, что такая теория полностью не создана. К отдельным ее подходам и разделам можно отнести следующие:

- принципы безопасности проф. Петерсона;
- метод «ответственных технологических процессов» Лисенкова В.М.;
- концепция риска (наиболее известна модель ALARP);
- принцип экономической целесообразности в инвестировании безопасности движения;
- представление транспортных происшествий в виде графа причинно-следственных связей;
- моделирование транспортных процессов.

Представим процесс управления безопасностью движения в поездной и маневровой работе на железнодорожном транспорте в терминах теории автоматического управления в виде совокупности объекта управления и управляющего устройства (рис.1). Объект управления здесь – перевозочный процесс, параметр управления – нарушения безопасности движения (БД) в поездной и маневровой работе, управляющий сигнал – совокупность организационных и технических мероприятий по воздействию на основные факторы, влияющие на БД («Ч» – человек, «Т» – техника, «О» – организация работ, «С» – среда), с целью уменьшения их вредного влияния.



$\bar{X}_{вх}$ – плановые показатели
 $\bar{X}_{вых} = \bar{X}_{вых} (\bar{eк}, \bar{eх}, \bar{тес}, \bar{бд}, ...)$
 \bar{U} – комплекс организационных и технических мероприятий по снижению воздействия факторов «Ч,Т,О,С»
 \bar{F} – возмущение

Рис. 1 Метод статистической закономерности в управлении безопасностью движения

При этом для формирования сигнала U необходима реализация таких этапов обработки информации о БД (сбор, хранение, анализ, принятие решения), которые представлены на рис. 2. Этапы **сбора** и **хранения** информации существуют уже сегодня и можно говорить лишь об их автоматизации, что уже делается в рамках работы и усовершенствования информационной системы «АРМ ЦРБ». Блок **анализа** информации по существу является поддержкой принятия решения и должен дать ответ на два основных вопроса: «какова ситуация сегодня?» и «что делать завтра?». Это соответствует решению задач

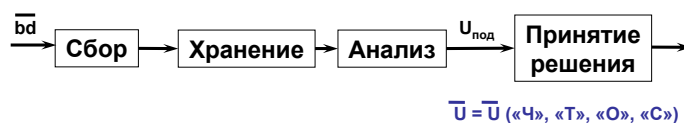
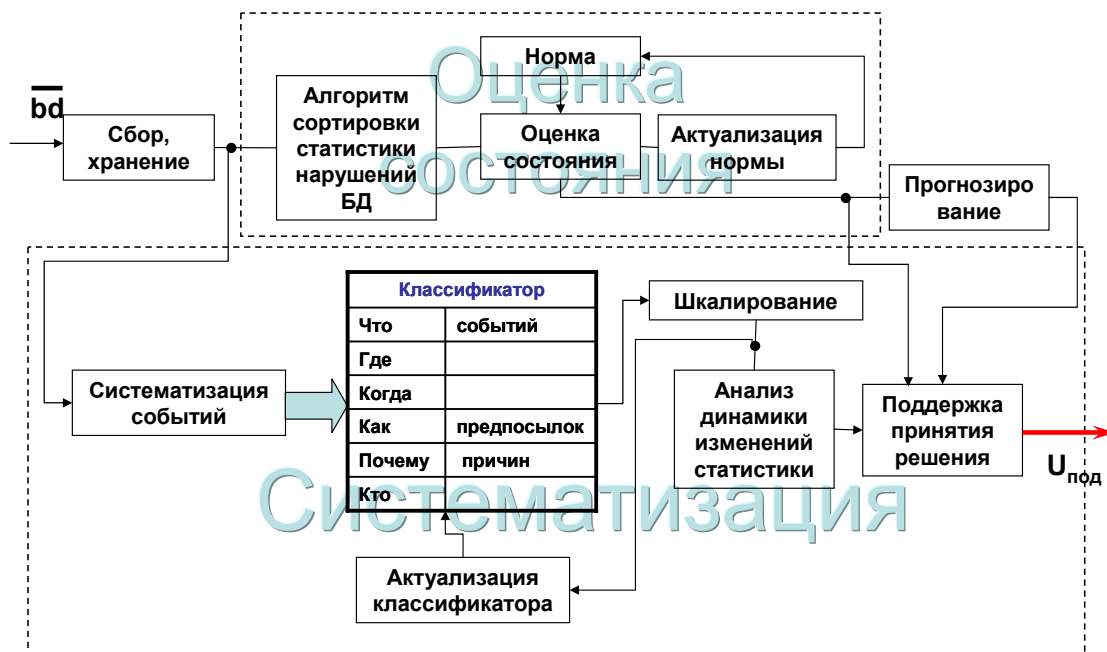


Рис. 2 Формирование управляющего воздействия

- Л.Заде [1] еще в середине 70-х годов говорил о невозможности решения проблем гуманистических систем традиционными математическими методами. Последние годы интенсивно разрабатывается теория самоорганизации, которая

Рассмотрим сущность метода статистической закономерности, которая представлена на рис. 3.



В основе оценки состояния БД лежит понятие толерантности (неоднозначности, размытости) [4] событий в человеко-машинных системах и теории функциональных систем [5]. Конечный результат деятельности системы при многократном его достижении имеет статистику, которая распределена по закону Гаусса

$$p(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma} e^{-\frac{(x-m)^2}{2\sigma^2}}. \quad (1)$$

Характерными точками нормального закона, как известно, есть значение мат. ожидания (m) и среднеквадратичного отклонения (σ), кото-

рые полностью определяют распределение. Точке, соответствующей нулевой напряженности в деятельности системы, соответствует нормальная кривая с максимальным средним квадратическим отклонением ($\sigma_0 = \max \sigma$). По мере роста напряженности дисперсия (а значит и среднее квадратическое отклонение) уменьшается. Напряженность состояния системы понимается как усталость персонала, износ технических средств, изменившиеся условия, напряженный график движения и т.д., которые приводят к более напряженному режиму работы ж.д. транспорта как системы в целом. Напряженность состояния градуируется уровнем толерантности и характеризуется своим средним квадратическим отклонением.

Таким образом, по значению дисперсии разброса параметра x вокруг m в (1) можно судить о состоянии системы.

В качестве параметра конечного результата работы железнодорожного транспорта как системы рассмотрим безопасность движения, который будем измерять количеством нарушений в поездной и маневровой работе за неделю x_i , где i – номер недели.

Упрощенно сущность существующей практики оценки состояния безопасности движения такова:

- сравнивается количество нарушений безопасности движения за текущую (i -ю) неделю с предыдущей ($i-1$)-й если $x_i < x_{i-1}$, состояние не ухудшилось, если $x_i > x_{i-1}$, состояние ухудшилось.
- сравниваются количества нарушений безопасности движения за текущую неделю текущего (j -го) года с аналогичным периодом предыдущего года по аналогичной схеме: если $x_i^j < x_i^{j-1}$, состояние не ухудшилось, если $x_i^j > x_i^{j-1}$, состояние ухудшилось.

Недостатки такой практики:

- не определяется норма;
- не учитывается предыстория (статистика предыдущих лет), а это может существенно повлиять на оценку.

Понятна непопулярность понятия нормы в вопросах безопасности движения. Поскольку под уровнем безопасности на железнодорожном транспорте обычно понимается количество нарушений безопасности движения в поездной и маневровой работе, а его число должно быть как можно меньше (желательно равным нулю), то правомерно ли говорить о каких то нормах?

Работа железнодорожного транспорта неизбежно связана с риском, который определяется как мера вероятности появления различной степени ущерба (последствий) из-за нарушений в перевозочном процессе. Транспортный риск – это результат интегрального действия множества факторов как субъективного, так и объективного характера. Он существует и существовал всегда. Таким образом, нарушения перевозочного процесса как проявление транспортного риска – понятие объективное.

Авариию полностью нельзя исключить с помощью технических или организационных мероприятий. Они лишь снижают вероятность ее возникновения. Поэтому для управления безопасностью движения следует определить численно норму.

Нет устоявшегося понятия **нормы**. Типичные, нормальные, средние формы – только часть огромного разнообразия структурно-системной организации живой материи. Богатство форм настолько же необходимо в жизни, насколько нужна целесообразность вообще.

Подходы к количественному определению нормы содержатся в работах М.Я. Брейтмана, японских ученых Хирата и Каку. Наиболее глубокое и обоснованное изложение понятия нормы разработано в теории функциональных систем, основы которой были заложены в 30-е годы академиком П.К. Анохиным. В дальнейшем эта теория получила развитие в работах К.В. Судакова, А.А. Королькова, В.П. Петленко, Н.М. Амосова, Ю.Г. Антомонова и др. В их работах обосновывается принципиально новый подход в трактовке понятия нормы. Норма понимается не как фиксированный критерий, а как *процесс, определяющий оптимальный режим функционирования системы, то есть ее функциональный оптимум*. В данной концепции норма трактуется как интервал оптимального функционирования системы с подвижными границами. В пределах этих границ сохраняется оптимальная связь со средой и согласование всех функций системы.

Границы вариации параметра конечного результата зависят от интенсивности (напряженности) функциональной деятельности и отражает статистически характер поведения нормы. Рост напряженности состояния приводит к сужению вариации. Нулевая напряженность состояния будет характеризоваться наиболее широкими границами вариации σ_0 , так как в этом случае наблюдается максимальная взаимозаменяемость компонентов.

При этом вариация параметра конечного результата $[\bar{x} - \sigma, \bar{x} + \sigma]$ определяет границы зоны функционального оптимума в конкретном состоянии. А для совокупности состояний эта характеристика и будет представлять собой функциональный оптимум как норму.

Разработаны соответствующие алгоритмы формирования и актуализации нормы как функционального оптимума и сортировки статистики.

Блок «оценка состояния» определяет, принадлежит ли значение x_i области функционального оптимума. Если «да» – состояние нормальное и нарушения следует воспринимать как объективное проявление транспортного риска. Если «нет» – следует принимать меры воздействия, в том числе жесткого дисципли-

нарного, к ответственным. Кто же эти ответственные – будет выяснено в разделе «систематизация».

На рис. 4, 5 показан график изменения числа нарушений БД за неделю как параметра конечного результата. При этом использована статистика нарушений безопасности движения по железным дорогам Украины за период 1995...2003 г.г. Всего около 20 тыс. событий. Будем рассматривать эти графики как реализацию случайного процесса во времени. На рис. 6 представлен норма как функциональный оптимум. Главным здесь является ее верхняя граница. Оценка состояния проводится по Укрзализныци (УЗ) в целом, по дорогам, хозяйствам, участкам дорог.

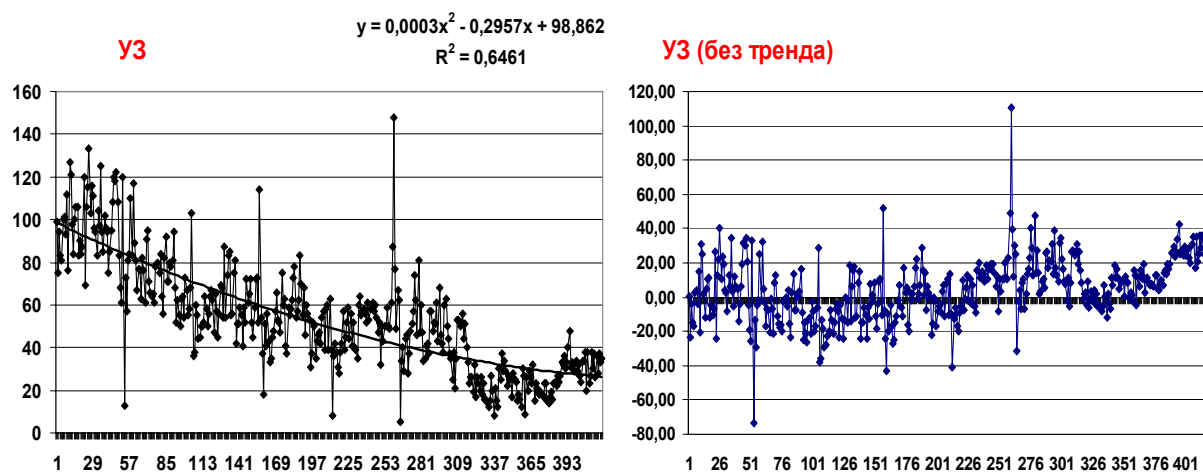


Рис. 4 График изменения общего количества нарушений безопасности движения на железных дорогах Украины по неделям

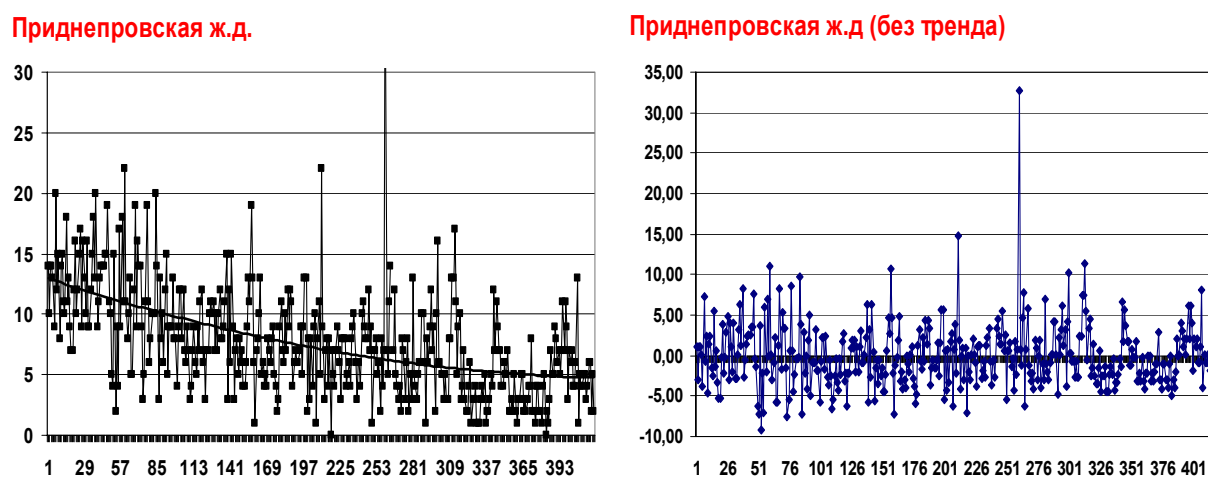


Рис. 5 График изменения общего количества нарушений безопасности движения на Приднепровской железной дороге по неделям

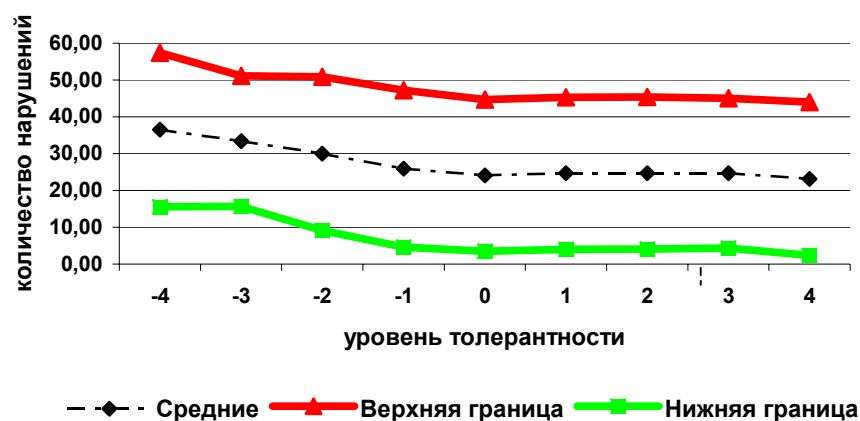


Рис. 6 Зона стабильности функционирования железнодорожного транспорта (УЗ)

Анализ динамики причин и предпосылок транспортных событий. Каждое транспортное событие нарушения перевозочного процесса представим цепочкой «**предпосылка – причина – событие**». Предпосылка – это коренная причина, которая создает потенциальную возможность возникновения и развития аварийной ситуации. Непосредственные причины есть следствием коренных, они создают реальные условия перерастания возможности в реальность.

Известно: если хочешь победить болезнь – следует лечить не ее проявления, а причины, которые ее вызвали. Но причина, как правило, бывает не одна. Транспортное событие – это сложная цепочка (граф) промежуточных событий, в которой каждое предыдущее является причиной для последующего. Главная задача – устранение предпосылок, т.е. глубинных причин, которые чаще всего возникают по вине человека.

Систематизация. Все транспортные события систематизируются на шести параметров: ЧТО случилось, КОГДА случилось, ГДЕ произошло, КАК (обстоятельства случившегося), ПОЧЕМУ (причина), КТО виноват. Далее каждый параметр обрабатывается соответствующим классификатором. Классификаторы причин и предпосылок разработаны в ДНДЦУЗ и утверждены ЦРБ для использования в «АРМ ЦРБ». *Классификатор предпосылок* состоит из 8 разделов:

- дефекты изготовления технических средств;
- недостатки организации работ;
- профессиональный уровень исполнителей;
- текущее содержание и эксплуатация;
- ремонтные работы;
- техническое обслуживание;

- влияние окружающей среды и др.

Классификатор причин разработан для каждого хозяйства и имеет многоуровневую структуру, связанную непосредственно с устройством технических средств.

В качестве *классификатора событий* используется существующий классификатор [2].

Каждое проклассифицированное событие может иметь несколько причин, которые встречаются с определенной частотой (вероятностью). С помощью экспертной оценки были выявлены веса (вероятности) присутствия в каждой причине факторов ЧТО 1-го уровня (то есть касающихся непосредственно перевозочного процесса). В свою очередь причина может иметь несколько предпосылок, которые присутствуют также с определенной частотой. Определяются влияние факторов «ЧТО» 2-го уровня (ремонт, содержание, обеспечение) и «С».

На основании всех трех составляющих комплексного анализа выявляются те факторы в хозяйствах, которые имеют тенденцию к росту, то есть имеющих положительный градиент. Классификаторы должны постоянно отслеживаются и периодически изменяются.

Далее разрабатываются меры по профилактике случаев нарушения безопасности движения с целью снижения влияния вредных факторов. **Критерием выбора того или иного направления в профилактической работе служит снижение проявления причин и предпосылок, которые имеют тенденцию к возрастанию, или наибольший весовой коэффициент по сравнению с другими.**

По выявленным причинам и предпосылкам определяется доля факторов «ЧТОС», с которыми и необходимо бороться, например, по такой схеме, которая показана на рис. 7.

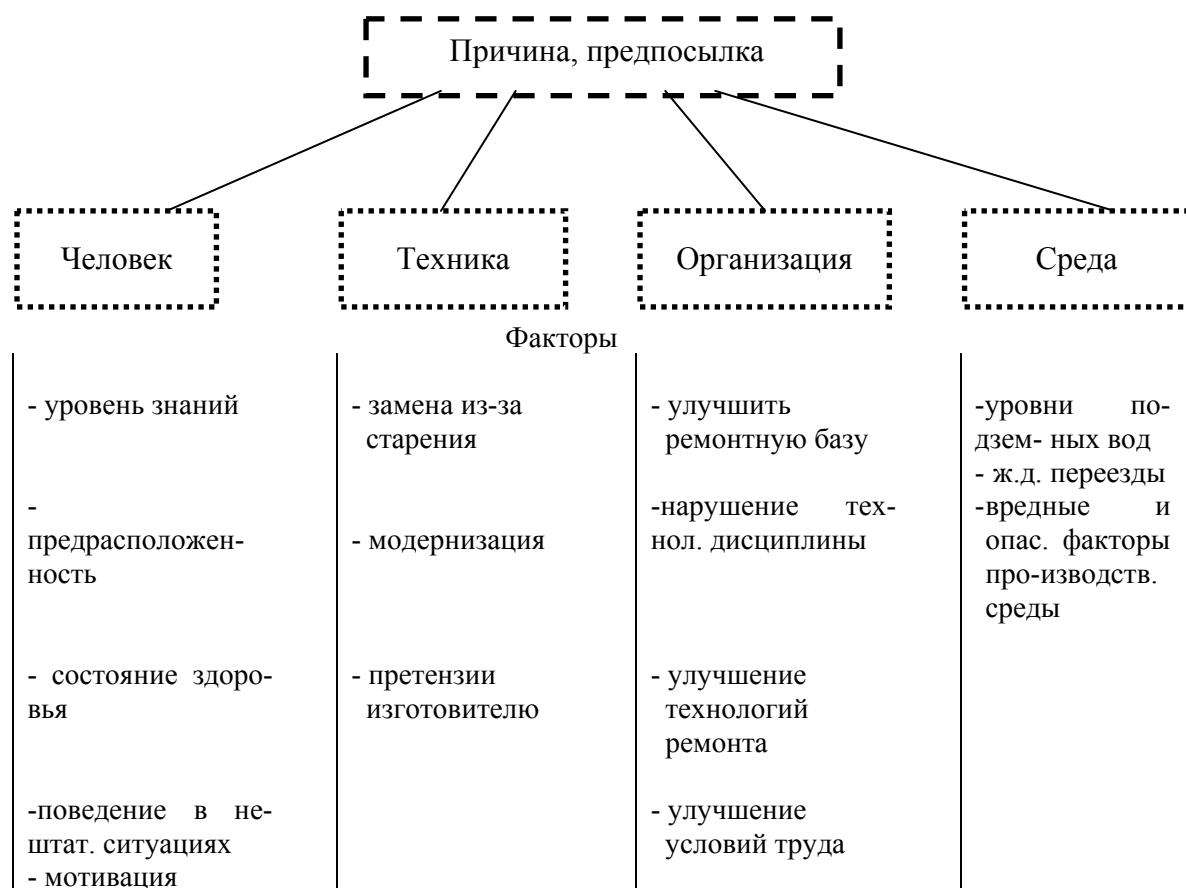


Рис. 7 Схема разработки мероприятий по профилактике нарушений безопасности движения

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Заде Л.А. Понятие лингвистической переменной и его применение к принятию приближенных решений. – М.: Мир, 1976. – 165 с.
2. Положення про класифікацію транспортних подій та порушень у поїзній та маневровій роботі на залізничному транспорті, що загрожують безпеці руху. Наказ МТУ від 16.10.2003 № 800.
3. Пригожин И., Стенгерс И. Порядок из хаоса (Новый диалог человека с природой). – М.: Прогресс, 1986. – 432 с.
4. Пфанцайгер И. Теория измерений. – М.: Мир, 1976. – 167 с.
5. Судаков К.В. Общая теория функциональных систем. – М.: Медицина, 1984. – 224 с.
6. Хакен Г. Синергетика. – М.: Мир, 1980. – 404 с.

Л.В. УРСУЛЯК, канд. техн. наук, доцент

К.И. ЖЕЛЕЗНОВ ст. научн. сотр.

Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна

НОВЫЙ ПОДХОД К РЕШЕНИЮ ЗАДАЧИ О МОДЕЛИРОВАНИИ ПРОДОЛЬНОЙ ДИНАМИКИ И ПОСТУПАТЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ ПОЕЗДА

У статті викладено принципи об'єктно-орієнтованого підходу до розробки програмного забезпечення яке призначене для моделювання поздовжніх динамічних процесів та процесів поступального руху поїзда. Окрім того проаналізовано та обрано метод інтегрування системи диференціальних рівнянь, які описують ці процеси.

В статье изложены принципы объектно-ориентированного подхода к разработке программного обеспечения предназначенного для моделирования продольных динамических процессов и процессов поступательного движения поезда. Кроме этого проанализирован и выбран метод интегрирования системы дифференциальных уравнений, описывающих эти процессы.

Principles of the object-oriented approach to development of the software for modeling longitudinal dynamic processes and processes of train's progress are stated in this paper. Besides this, a method of differential equations system's integration was analyzed and chosen.

Вопросами моделирования динамических процессов в поезде, возникающих при его движении, занимались многие ученые с начала XX века. Традиционно задачи, возникающие в этой связи, разделялись на две: моделирование поступательного движения поезда с целью определения его скорости и пройденного пути и моделирование динамических процессов, возникающих в переходных режимах движения поезда.

Для решения первой задачи поезд чаще всего рассматривался как сосредоточенная масса или как гибкая, нерастяжимая нить. При этом учитывалось влияние на процесс поступательного движения поезда сил основного сопротивления движению, сил сопротивления от продольного профиля и кривых в плане пути, а также тяговых и тормозных сил.

При решении второй задачи поезд рассматривался как отдельные экипажи (система масс), соединенных нелинейными деформируемыми связями. И в этом случае рассматриваются перечисленные выше силы, но действующие на каждый экипаж (массу). В результате чего между экипажами возникают силы динамического взаимодействия способные в переходных режимах вызвать существенные и, даже, опасные для безопасности движения поезда ситуации.

Перечисленные выше задачи решались различными методами: аналитическими, с приме-

нением линеаризации математической модели; моделированием на аналоговых вычислительных машинах; и, наконец, в 70-х годах была разработана и проверена методика решения с использованием средств цифровой вычислительной техники [5]. Уровень развития техники и средств программирования тех лет диктовал условия выбора метода интегрирования и способа решения поставленных задач.

В результате, исходя из требований точности решения на большом интервале времени и, одновременно, точности моделирования динамических процессов в переходных режимах движения, а также требований обеспечения приемлемого времени выполнения вычислений, выбор был остановлен на методе интегрирования, использующем формулы прогноза Адамса-Башфорта и коррекции Адамса-Мульттона а, для сокращения времени вычислений, был применен метод понижения порядка системы дифференциальных уравнений [5].

Современный уровень развития вычислительной техники сделал более не актуальным использование метода понижения порядка системы дифференциальных уравнений. Численное решение полной системы дифференциальных уравнений, описывающих поезд состоящий из 100-120 экипажей на современных компьютерах выполняется быстрее реального времени. Большой объем оперативной памяти

современных персональных компьютеров позволил значительно расширить выбор методов интегрирования, не ограничиваясь объемом хранимой информации на предыдущих шагах решения как это было раньше. И, наконец, появились новые разработки в области методики программирования – это широко применяемый в последние годы метод объектно-ориентированного программирования (ООП), позволяющий максимально «естественно», без использования большого количества массивов данных описывать объекты системы (экипажи и связи между ними) и представлять поезд в виде одного массива – цепочки экипажей и связей, представленного либо списком, либо вектором данных.

Целью настоящей статьи, является иллюстрация применения объектно-ориентированного подхода к построению программной модели поезда и обоснование выбора более точного, метода решения системы дифференциальных уравнений.

Объектно-ориентированный подход к построению программной модели поезда требует разбиения модели на отдельные объекты, выделения их наиболее общих параметров, описания базовых классов и производных классов, в которых уточняются и дополняются характеристики и процедуры работы с ними. Применительно к модели поезда в качестве объектов выступают экипажи и связи между ними.

В базовый класс экипажей включены наиболее общие параметры вагонов и локомотивов: масса, длина, число осей, тип тормозных колодок, режим работы воздухораспределителя, тип подшипников буксовых узлов и т.д.; вычисляемые параметры: нагрузка на ось координата, скорость экипажа и др. Методы базового класса описывают процедуры, не зависящие от типа экипажа: процедуры интегрирования дифференциальных уравнений, вычисления дополнительного сопротивления движению от продольного профиля и кривых в плане и вычисления тормозной силы, действующей на экипаж. Для описания особенностей отдельных типов экипажей созданы производные классы для грузовых, пассажирских вагонов и локомотивов. Дополнительные параметры необходимо ввести только в классе, описывающем локомотивы – это величины тягового усилия и тормозного усилия локомотива (вспомогательный тормоз и электрический тормоз). Все производные классы имеют собственные процедуры расчета основного сопротивления движения в зависимости от типа экипажа и пути, а класс,

описывающий локомотивы еще и процедуры определения величин сил тяги и торможения.

Для описания работы поглощающих устройств автосцепки предназначен базовый класс, описывающий наиболее общие параметры поглощающих аппаратов: величину зазора в автосцепке, величины жесткости и вязкости конструкций экипажей; вычисляемые параметры: величина деформации и скорости деформации аппарата, текущие значения усилия и др. Для описания исходных данных и процедур расчета усилий в поглощающих аппаратах различных типов служат производные классы для упруго-фрикционных, резинометаллических и других поглощающих аппаратов.

Для объединения экипажей в состав и для организации вычислительного процесса необходим класс, описывающий поезд в целом. Параметрами этого класса являются: списки экипажей и поглощающих аппаратов, параметры продольного профиля и плана пути, текущее время, текущие значения основных показателей движения поезда (наибольшие величины сил в поглощающих аппаратах, ускорений экипажей и др.). Здесь же описываются процедуры, организующие процесс вычисления усилий в поглощающих аппаратах, интегрирования уравнения движения экипажей, вычисления основных показателей движения поезда и процедуры, позволяющие осуществлять доступ к результатам вычислений. На базе описанных классов разработана программа моделирования движения поезда, с помощью которой выполнялись все расчеты описанные ниже.

В последнее время программная модель поезда используется не только для решения задач, связанных с продольной динамикой поезда, когда переходной процесс протекает в течение нескольких секунд и сменяется стационарным режимом движения, но и для моделирования установившихся и неустойчивых процессов в поезде в случае использования тренажеров машинистов локомотивов. В этом случае задача модели - получать адекватные решения даже при применении режимов управления поездом, которые могут и не встречаться в реальных условиях (например, резкий набор тяги при не отпущенных тормозах, частоты меняющиеся режимы управления поездом), но при которых переходной процесс может длиться значительное время. Поэтому актуальным стал вопрос о выборе метода интегрирования, который позволил бы получить более точные результаты при длительных по времени переходных режимах движения поезда. Как известно,

методы прогноз–коррекция и, в частности, используемый в настоящее время метод интегрирования Адамса-Башфорта-Мультона вносит в решения демпфирование тем большее, чем больше шаг интегрирования. Этот метод, при надлежащем учете степени вычислительного демпфирования, позволяет получать приемлемые по точности результаты при сравнительно коротких по времени переходных процессах (приблизительно длящихся до 10 периодов наивысшей собственной частоты механической системы). На больших интервалах времени необходимо использовать другие методы интегрирования, вносящие в решение гораздо меньшее демпфирование. Одним из таких методов, является метод Хемминга, относящийся к классу методов прогноз-модификация-коррекция, который используется в разработанных в последнее время программных пакетах математического анализа, таких как MATLAB и MATHCAD. В [1,2] приведено описание алгоритма реализации этого численного метода интегрирования дифференциальных уравнений:

прогноз:

- прогноз:

$$p_{k+1} = y_{k-3} + \frac{4h}{3}(2\dot{y}_{k-2} - \dot{y}_{k-1} + 2\dot{y}_k); \quad (1)$$

- модификация:

$$m_{k+1} = p_{k+1} - \frac{112}{121}(p_k - c_k); \quad (2)$$

- коррекция:

$$c_{k+1} = \frac{9y_k - y_{k-2}}{8} + \frac{3h}{8}(-\dot{y}_{k-1} + 2\dot{y}_k + \dot{m}_{k+1}); \quad (3)$$

- окончательное значение:

$$y_{k+1} = c_{k+1} + \frac{9}{121}(p_{k+1} - c_{k+1}). \quad (4)$$

Приведем здесь же формулы прогноза и коррекции метода Адамса-Башфорта-Мультона [4]:

- прогноз:

$$p_{k+1} = y_k + \frac{h}{2}(3f_k - f_{k-1}); \quad (5)$$

- коррекция:

$$y_{k+1} = y_k + \frac{h}{2}(f_{k+1} + f_k); \quad (6)$$

Для оценки погрешности будем оценивать точность аппроксимации обоими численными методами передаточной функции операции ин-

тегрирования [3]. Как известно, передаточная функция оператора интегрирования 1-го порядка имеет в частотной области следующее представление: $H(\omega) = -\frac{j}{\omega}$. В дальнейшем нам по-

надобится модуль и фаза передаточной функции: $|H| = \frac{1}{\omega}$, $\varphi = -\frac{\pi}{2}$. Перейдем, как предложено в [3], к относительным частотам:

$\bar{\omega} = \omega h$, $\bar{f} = \frac{\bar{\omega}}{2\pi}$, где h – постоянный шаг интегрирования. Учитывая это, запишем модуль и фазу передаточной функции интегратора 1-го порядка:

$$|H_H| = \frac{1}{\bar{\omega}}; \quad (7)$$

$$\varphi_H = -\frac{\pi}{2}. \quad (8)$$

Точность аппроксимации модуля и фазы передаточной функции интегратора тремя, приведенными выше численными методами будем оценивать следующим образом:

$$\delta_H = \frac{H_H - H_i}{H_H} 100\%; \quad (9)$$

$$\delta_\varphi = \frac{\varphi_H - \varphi_i}{\varphi_H} 100\%. \quad (10)$$

Здесь H_i и φ – это АЧХ и ФЧХ методов Хемминга и Адамса-Башфорта-Мультона.

Частотные характеристики перечисленных выше методов численного интегрирования получены так же, как в [3]. Опуская полученные формулы частотных характеристик, приведем графики их процентных отклонений от частотных характеристик интегратора 1-го порядка (рис.1, 2).

Суммарные погрешности перечисленных методов (прогноз + коррекция) для различных значений относительных частот приведены в табл. 1.

Таблица 1

\bar{f}	Метод Адамса-Башфорта-Мультона		Метод Хемминга	
	$\delta_H, \%$	$\delta_\varphi, \%$	$\delta_H, \%$	$\delta_\varphi, \%$
0,02	0,524	-0,031	-0,001	-0.8e-04
0,05	3,206	-0,470	-0,051	0,007
0,1	11,987	-3,310	-1,178	0,175

Из приведенных результатов видно, что метод Адамса-Башфорта-Мультона имеет значительно большие погрешности аппроксимации

передаточной функции операции интегрирования (при $\bar{f}=0,1$ более чем на порядок) чем метод Хемминга.

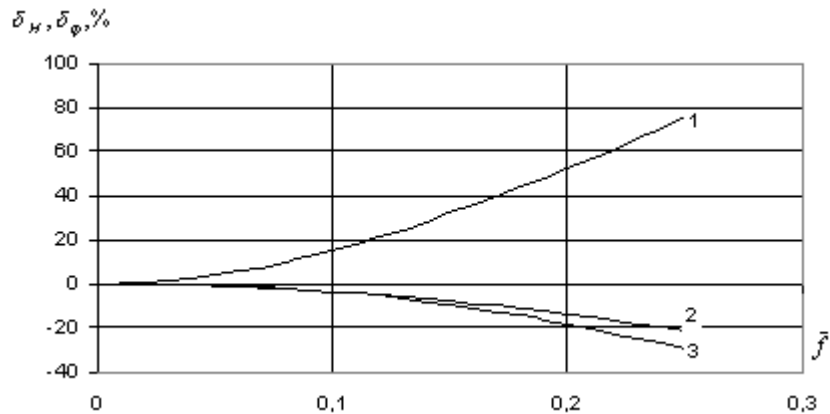


Рис. 1. Метод Адамса-Башфорта-Мультона:
1 – АЧХ прогноз; 2 – АЧХ коррекция; 3 – ФЧХ прогноз

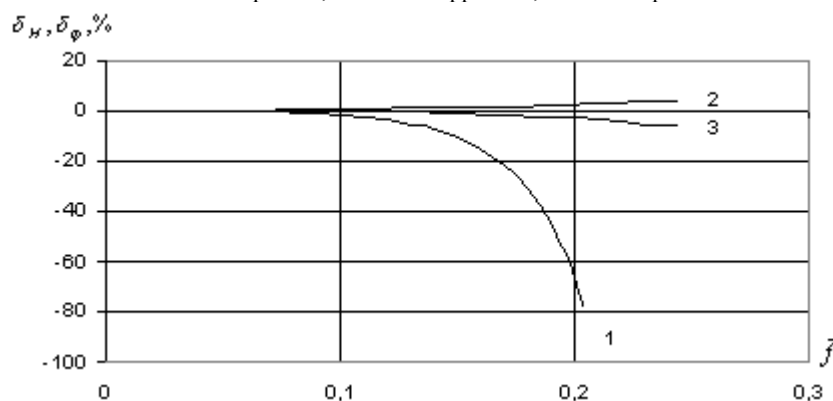


Рис. 2. Метод Хемминга:
1 – АЧХ прогноз; 2 – АЧХ коррекция; 3 – ФЧХ коррекция

Для оценки степени демпфирования, вносимого в результат каждым из методов, а также для оценки точности решения было выполнено численное интегрирование линейного дифференциального уравнения, описывающего колебания двух масс, соединенных между собой упругой связью. К первой массе мгновенно прикладывается постоянное усилие равное 200 кН. Величины масс – 100 т, жесткость связи – 49298 кН/м (параметры выбраны так, чтобы получить удобную для анализа величину периода собственных колебаний $T=0,2$ с). В качестве результата решения будем рассматривать силу, возникающую в связи между массами. Для приведенного случая точное решение описывается выражением:

$$S = 100 - 100 \cos\left(\frac{2\pi}{T}t\right). \quad (11)$$

Вначале проанализируем степень демпфирования вносимого каждым методом интегрирования в результат. Для этого определим, через какое время амплитудные значения колеба-

ний решений, полученных численными методами, отклонятся от точного решения на 1, 2, 5 и 10%. В табл. 2 приведены эти значения для шага интегрирования равного 0,01 и 0,005 с при времени решения 10 с.

Таблица 2

$\delta, \%$	Метод Адамса-Башфорта-Мультона		Метод Хемминга	
	$h=0.01c$	$h=0.005c$	$h=0.01c$	$h=0.005c$
1	0,2	1,3	3,7	8,1
2	0,4	2,5	–	–
5	1,0	6,5	–	–
10	1,9	–	–	–

Данные, приведенные в табл. 2, наглядно демонстрируют значительное демпфирование, вносимое методом Адамса-Башфорта-Мультона. Так, если условно считать приемлемую точность решения равную 5 %, то решение, полученное методом Адамса-Башфорта-Мультона, уже после пяти колебаний выходит за пределы пяти процентной ошибки. В то же время решение, полученное методом Хемминга, укладывается в двух процентную погреш-

ность при выбранном интервале времени решения.

Далее приведем сравнение результатов численного и аналитического решения поставленной задачи. На рис. 3 и 4 приведены графики изменения во времени сил в связи ме-

жду массами, полученными методом Адамса-Башфорта-Мульттона и методом Хемминга, сплошной линией показано точное решение. На рис. 3 шаг интегрирования был выбран равным 0,01 с, а на рис. 4 – 0,005 с.

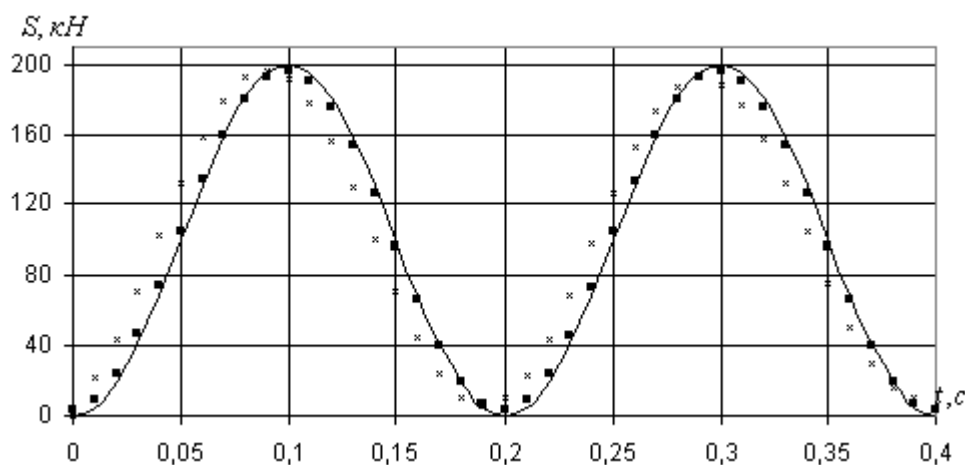


Рис. 3. График изменения силы взаимодействия масс ($h = 0.01$ с):
х – метод Адамса-Башфорта-Мульттона, ■ – метод Хемминга

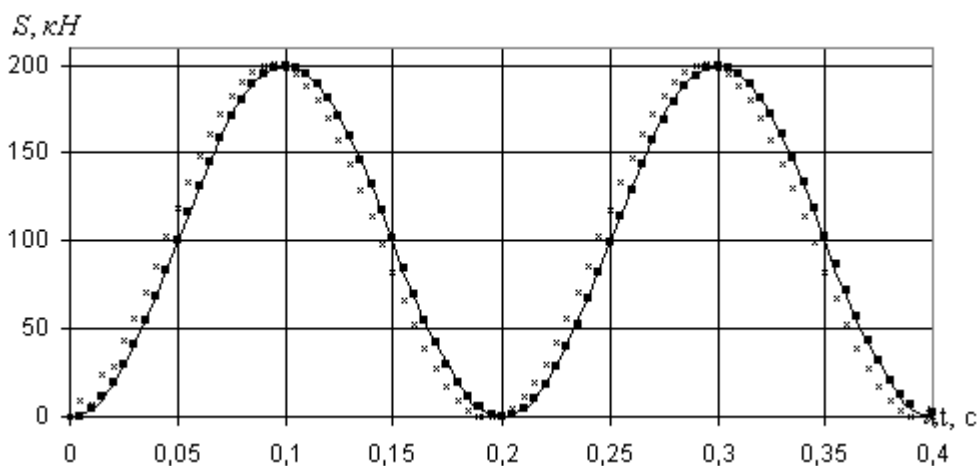


Рис. 4. График изменения силы взаимодействия масс ($h = 0.005$ с):
х – метод Адамса-Башфорта, ■ – метод Хемминга.

Графики полученных результатов позволяют сделать вывод о том, что метод Адамса-Башфорта-Мульттона вносит в результат существенные фазовые искажения: на приведенных графиках наблюдается опережение по фазе, что согласуется со знаком погрешности аппроксимации ФЧХ (см. табл.1). Что касается сравнения точности приведенных на рис.3 и 4 решений, то здесь необходимо отметить, что даже при шаге интегрирования равном 0.005с результаты, полученные методом Адамса-Башфорта-Мульттона имеют значительно большую погрешность, чем результаты, полученные методом Хемминга, для которого точность ре-

шения приемлема уже при шаге интегрирования равном 0.01с.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Дж. Бекки, У. Карплюс. Теория и применение гибридных вычислительных систем. – М.: Мир, 1970
2. Джон Г. Метьюз, Куртис Д. Финк. Численные методы. Использование MATLAB. – М. – СПб – К. – 2001.
3. Мямлин С.В. Моделирование динамики рельсовых экипажей. – Д.: Новая идеология, 2002.
4. Расчеты и испытания тяжеловесных поездов / Под ред. Е.П. Блохина. – М.: Транспорт, 1986.
5. Блохин Е.П., Манашкин Л.А. Динамика поезда. – М.: Транспорт, 1982.

В.Ф. УШКАЛОВ, д-р техн. наук, чл.-корр. НАНУ, ИТМ НАНУ (Украина),
Ю.С. РОМЕН, д-р техн. наук, ВНИИЖТ (Россия),
А.В. ЗАВЕРТАЛЮК, канд. техн. наук, ВНИИЖТ (Россия),
В.И. РУБАН, канд. техн. наук, ГосНИИВ (Россия)

К ВОПРОСУ О ВЛИЯНИИ ПРОДОЛЬНЫХ УСИЛИЙ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА БОКОВУЮ РАМУ ТЕЛЕЖКИ ГРУЗОВОГО ВАГОНА, НА ПОКАЗАТЕЛИ ЕГО ВЕРТИКАЛЬНОЙ ДИНАМИКИ

Розглядається питання коректності повсюдно застосовуваних при проведенні динамічних випробувань вантажних вагонів тензометричних схем реєстрації коефіцієнта вертикальних динамічних добавок по необрессорених масах, при яких два тензорезистора, що наклеюються на верхню балку бічної рами, взаємно орієнтовані Т-образно або у вигляді хреста.

Рассматривается вопрос корректности повсеместно применяемых при проведении динамических испытаний грузовых вагонов тензометрических схем регистрации коэффициента вертикальных динамических добавок по необрессоренным массам, при которых наклеиваемые на верхнюю полку боковой рамы два тензорезистора взаимно ориентированы Т-образно или в виде креста.

Based on target-oriented dynamic tests of a freight car, it has been shown that the use of some strain measurement schemes for measuring the coefficients of unsprung-mass vertical dynamic additions results in very high errors. It is suggested to reject these schemes and to use other ones.

Динамические испытания являются одним из главных звеньев в экспериментальных и теоретических исследованиях, выполняемых с целью оценки ходовых качеств вагона и его взаимодействия с путём. Необходимым условием для объективного и качественного анализа результатов динамических испытаний является достоверность регистрируемых показателей. Поэтому весьма важной является методика выбора тензометрических схем, применяемых для измерения динамических показателей.

Оценку динамической нагруженности необрессоренных масс грузовых вагонов проводят по деформациям в раме тележки, которые возникают под действием сил взаимодействия колёсной пары и железнодорожного пути. Наиболее удобным местом для измерения изгибных деформаций боковой рамы тележки под действием вертикальных нагрузок является её верхняя часть. При этом в большинстве случаев используется способ, показанный на рис. 1, когда в сечении I-I два тензорезистора, активный – 1 и компенсационный – 2, наклеиваются на верхнюю наружную часть боковой рамы с ориентацией по отношению друг к другу Т-образно или в виде креста. Такой метод получил распространение вследствие минимальной трудоёмкости и дешевизны. Однако в этом случае измеряют не изгибные деформации конструкции в целом, а только растягивающие деформации

верхней полки рамы, полагая при этом, что основной причиной растяжения волокон верхней полки боковины являются деформации, вызванные действием вертикальных нагрузок.

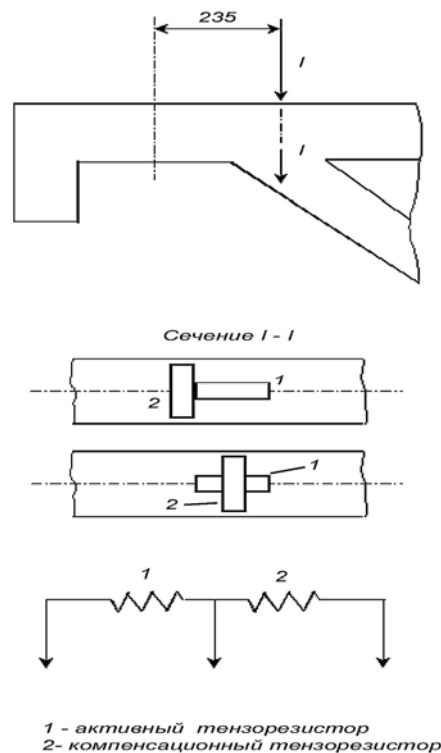


Рис. 1. Тензометрические схемы для измерения коэффициентов вертикальных динамических добавок по необрессоренным массам

Практика проведения испытаний, когда одновременно регистрировались динамические процессы, протекающие не только в вертикальной плоскости, но и в плане, показала существенное влияние на растягивающие деформации волокон верхней полки боковины продольных сил взаимодействия элементов тележки, возникающих при поворотах тележки относительно кузова, а также при торможении.

На рис. 2 приведены записи процессов прогибов рессорного подвешивания 1, деформации верхней полки боковой рамы 2, измеряемых по Т-образной схеме согласно рис. 1, и поворота тележки относительно кузова 3 при движении вагона с упруго-катковыми скользунками в переходной кривой (а) и в прямом участке пути (б) со скоростью 60 км/ч. Из приведенных осциллограмм видно, что записи деформаций коррелируются как с деформациями рессорного подвешивания, обуславливающими изгиб боковины в вертикальной плоскости, так и с поворотом тележки, который обуславливается продольными силами, вызывающими растягивающие напряжения в боковой раме.

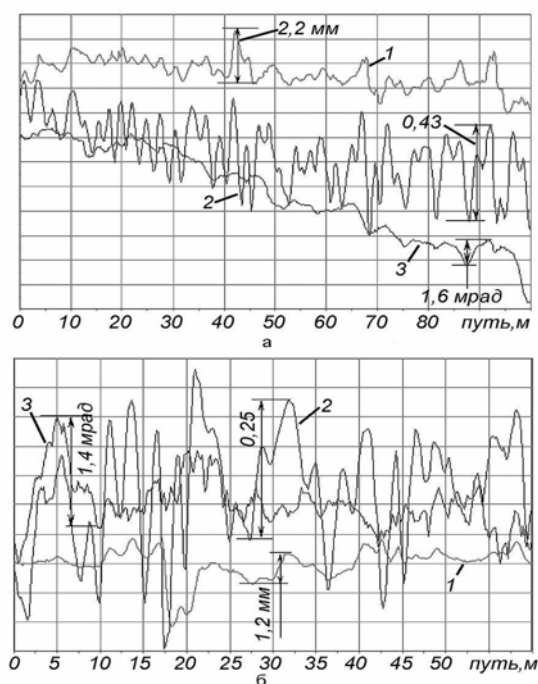


Рис. 2 - Вертикальные прогибы рессорных комплектов (1), коэффициенты вертикальных динамических добавок по необрессоренным массам (2), углы поворота тележки относительно кузова (3) при движении вагона с упруго-катковыми скользунками со скоростью 60 км/ч: а - на переходном участке кривой радиуса $R = 350$ м; б - на прямом участке пути

На рис. 3 приведены аналогичные осциллограммы для случая движения вагона с серийными скользунками со скоростью 60 км/ч. Влияние продольных сил взаимодействия на суммарные деформации растяжения верхней полки и, следовательно, на записи коэффициента вертикальной динамики необрессоренных масс отчётливо проявляется в случае движения по разнонаправленным кривым с одинаковым непогашенным ускорением.

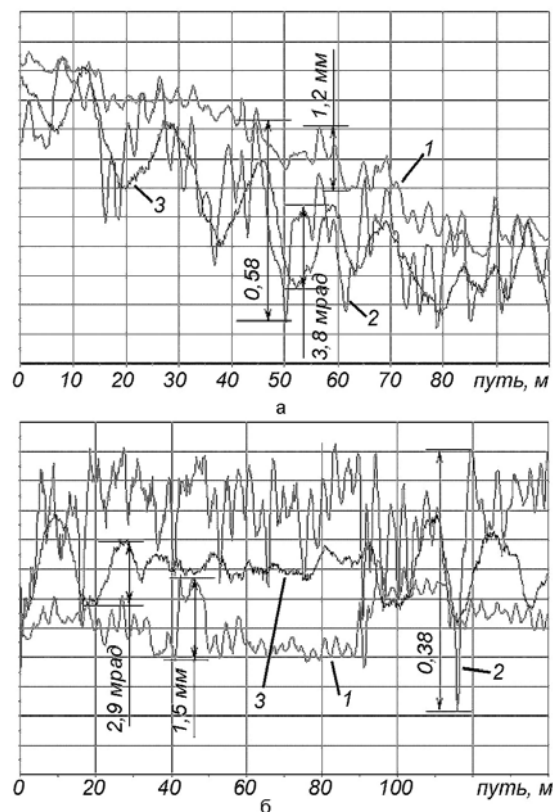


Рис. 3 - Вертикальные прогибы рессорных комплектов (1), коэффициенты вертикальных динамических добавок по необрессоренным массам (2), углы поворота тележки относительно кузова (3) при движении вагона с серийными скользунками со скоростью 60 км/ч: а - на переходном участке кривой радиуса $R = 350$ м; б - на прямом участке пути

При проезде вагона на стандартных тележках в гружённом состоянии по двум разнонаправленным кривым радиуса $R = 350$ м с непогашенным ускорением $a_{НП} = 0,7 \text{ м/с}^2$ максимальные величины $K_{дб}$ (динамические вертикальные нагрузки на боковую раму) по одной стороне тележки составляли 0,61 и 0,38, при этом данный процесс $K_{дб}$ должен был иметь квазистатические составляющие противоположного знака, между тем на записях знаки их были одинаковыми; при максимальных величинах по двум кривым 4,1 мм и 3,4 мм процесс вертикальных

динамических прогибов рессорного комплекта по этой же стороне тележки имел квазистатические составляющие разных знаков. Как следует из результатов испытаний, погрешность в определении коэффициентов динамики по боковинам может превосходить 50%. Испытания вагонов в порожнем и гружёном состоянии показали, что влияние продольных сил на результаты измерений по схеме рис. 1 проявляется главным образом при движении вагонов в порожнем режиме, когда резко уменьшаются вертикальные статические и динамические нагрузки от кузова на тележку.

На основании вышеизложенного представляется целесообразным отказаться от применения в дальнейшем при регистрации $K_{дб}$ схем с Т-образной и крестообразной ориентацией тензорезисторов и использовать другие методы. Например, лучше применить подход (рис. 4, сечения II-II и III-III), при котором тензорезисторы наклеиваются в четырёх точках верхнего пояса

боковой рамы, что позволяет уменьшить влияние горизонтальных продольных усилий на записи вертикальных нагрузок.

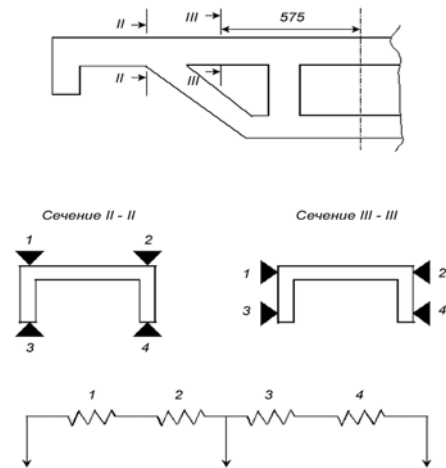


Рис. 4 - Тензометрические схемы для измерения коэффициентов вертикальных динамических добавок по необрессоренным массам

B. FISHER, Dipl.-Ing., ArgeCare, Berlin, (Germany)
R. MENSSEN, Dipl.-Ing., ArgeCare, Berlin, (Germany)
O. MARKOVA, Dr. (Cand.), ITM NANU, Dnepropetrovsk, (Ukraine)
H. KOVTUN, Dr. (Cand.), ITM NANU, Dnepropetrovsk, (Ukraine)

DESIGN SIMULATION TO PASS TESTS FOR ACCEPTANCE AS DEFINED IN prEN14363 OR UIC518

Щоб бути упевненим, що знову розроблений і створений рейковий екіпаж успішно пройде приймальні випробування, необхідно досліджувати його поведінку за допомогою комп'ютерного моделювання. Оцінка впливу зміни різних параметрів дозволяє також оптимізувати розміри і параметри конструкції. У роботі детально описані необхідні для проведення оцінки динамічних якостей екіпажа варіанти моделювання, показано, які параметри визначають точність рішення поставленої задачі.

Чтобы быть уверенным, что вновь разработанный и созданный рельсовый экипаж успешно пройдет приемочные испытания, необходимо исследовать его поведение с помощью компьютерного моделирования. Оценка влияния изменения различных параметров позволяет также оптимизировать размеры и параметры конструкции. В работе детально описаны необходимые для проведения оценки динамических качеств экипажа варианты моделирования, показано, какие параметры определяют точность решения поставленной задачи.

Introduction

International rail traffic is possible due to international standards and acceptance procedures. To reduce the needed time and money to pass the tests design calculations are very helpful. Powerful rail vehicle calculation tools as ADAMS/Rail, MEDYNA, SIMPACK, VAMPIRE and others were developed and verified during the last years.

More important than MBS-algorithms is a realistic modelling of design elements as spring, damper, bump stop, friction element with their non-linear characteristics and last but not least modelling of wheel rail contact. An accurate result is more important than savings in calculation time.

The standards represent the experience of European railways in testing for acceptance of the running characteristics of vehicles. Simplified methods are also included to reduce expense of tests. This paper deals with the main aspects only of limits and procedures given in the standards.

Aim of Design Optimisations

The aim of a design is to build a vehicle with a good performance at a low price. Good running behaviour and low life cycle costs are important aspects for a decision about design parameter. Forces between wheel and rail, wear of profiles, comfort in the car body has to be optimised running on straight

tracks with maximal velocity and through curves with high or low cant deficiencies.

Full tests, partial tests and simplified measurement method

The necessary amount of tests, methods and signals which have to be measured is depending on characteristics of the vehicle as axle load, velocity and knowledge of the design. Simulation allows investigating the dynamic behaviour and all values of the vehicle in detail. This opportunity should be used to find a good solution during the design process. The possibility of simplified measurement methods are not dealt with further as design calculations should not be restricted to these values. Information and knowledge about the vehicle performance are as well less with fewer values evaluated.

Assessment values

Only the assessment values of the normal measurement procedure are mentioned in the following. The values looked for are sorted according the reason as:

- running safety;
- track load;
- ride characteristics.

Limit values of running safety

Sum of guiding forces $\sum Y_{\max}$ is the safety-critical limit for track shifting. The given limits are for a standard ballasted track with timber sleepers.

$$\sum Y_{\max, \lim} = k_1 * (10 + 2Q_o / 3) \text{ in kN, (1)}$$

$2Q_o$ is the static wheelset load in kN. The factor k_1 is depending on the type of vehicle:

$k_1 = 1.00$ for locomotive, multiple units and, passenger coaches,

$k_1 = 0.85$ for freight wagons.

The value of axle box force H is equivalent to $\sum Y$ but low pass filtered due to unsprung mass and primary suspension.

Quotient of guiding force and wheel force $(Y/Q)_{\max}$ is the safety-critical limit of derailment for the quotient of a leading wheel.

$$(Y/Q)_{\max, \lim} < 0.8 \quad (2)$$

on track.

There is no way to calculate Y from the H force measurement as there are wheelset internal forces as result of lateral friction.

Instability criterion is described with

$$\sum Y_{rms, \lim} = \sum Y_{\max, \lim} / 2. \quad (3)$$

The random mean square value of a section has to be less than half of the track shift limit.

Limit values of track loading

The quasi-static guiding force is limited to

$$Y_{qst, \lim} < 60 \text{ kN} \quad (4)$$

and the quasistatic wheel force is limited to

$$Q_{qst, \lim} < 145 \text{ kN} \quad (5)$$

both excluding transition sections.

$$Q_{\max, \lim} = 90 + Q_o \text{ in kN} \quad (6)$$

depending on maximum of permissible speed of the vehicle the force is limited to

$$Q_{\max, \lim} < 160 \text{ kN} \dots 200 \text{ kN}, \quad (7)$$

$$v < 160 \text{ km/h} \dots 300 \text{ km/h.} \quad (8)$$

These values take account of rails with a weight per meter $> 46 \text{ kg}$ and the minimum value of rail strength of 700 N/mm^2 .

Limiting values of ride characteristics

The limiting values of ride characteristics are accelerations in the vehicle body. They are measured in lateral and vertical directions in the centre and over the running gears. Maximal values and mean square values are limited depending on the type of vehicle.

Simulation of Stationary and 'On Track' Tests

Simulation makes it possible to study dynamic behaviour of the vehicle in detail. In simulation it is easy to define any kind of track and to analyse the vehicle for all track cases which have to be passed in future time.

Stationary Tests

The vehicle has to show in stationary tests that there is no risk of derailment, to exceed the kinematic envelope and loss of contact of the pantograph to the overhead wire.

Safety against derailment

The test conditions have been developed by ERRI and documented in several reports [3]. They are carried out on twisted test track with a radius of $R = 150 \text{ m}$ and changing cant from 45 mm to -45 mm within 30 m to get a twist of $+3 \text{ ‰}$.

The wheel with the lowest load has to run in leading position on the outer rail. The test twist is between 3 ‰ and 7 ‰ depending on the bogie wheel base and the distance $2a$ between the bogies.

$$g_{\lim} = \min(7.0; 20/2a + 2.0) \quad (9)$$

If test track twist is greater than 3 ‰ this have to be done using shims in the suspensions.

This test has to be calculated using time integration methods. The vehicle has to pass the test track with a speed lower than 10 km/h . Possible hysteresis within suspensions has to be modelled carefully. Rails must be in dry condition. Figure 1 shows the minimum of desired values of coefficient of friction $\mu = \tau$. Calculations should be done with higher coefficient of friction to simulate the worst case $\mu \sim 0.4 \dots 0.5$.

Safety against derailment as the worst case simulation

The tests conditions have been developed by British Rail and were partly used in the so-called Manchester benchmark track case 1 [6]. A linear dip of 20 mm over 6 m has to be put at the high rail in the run-off transition and a body-bogie yaw torque should act additionally.

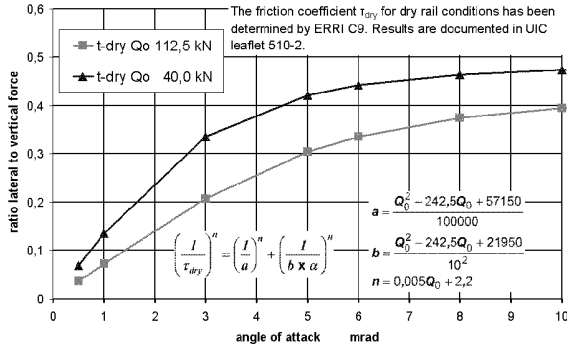


Fig. 1. Coefficient of friction measured by UIC [3]

Sway characteristic

The vehicles have to run inside a kinematic envelope and so they are not allowed to move freely. The test is done on a canted track to simulate curving, side wind etc. The calculation determines quasistationary equilibrium.

‘On Track’ Tests

On track tests investigate characteristics of a vehicle with regard to the interaction to the track layout and rail deviations. Test zones are track sections with the characteristic:

- straight;
- large curves $R > 600$ m;
- small curves $600 \text{ m} > R > 450$ m or
- very small curves $450 \text{ m} > R > 250$ m.

The length of sections is 70 m to 500 m according to track layout and speed.

Track geometry quality

The track quality is based on track maintenance criteria and a definition is given in the standard prEN14363:

- a) quality level QN 1:
necessitates observing a track section or taking maintenance measures within the frame of normal operations scheduling,
- b) quality level QN 2:
necessitates taking short-term maintenance measures,
- c) quality level QN 3:

characterizes track sections which do not exhibit the usual track geometry quality. Quality level QN 3, however, does not represent the most adverse but still tolerable maintenance status.

The standards forced to do tests on tracks with quality QN 2 with 10 % of the total length of test sections. So this quality has mainly to be used for simulation as that is normally the most critical condition.

The quantities of track geometry deviations depend on line speed. The characteristic values are evaluated in a bandwidth of 3 m to 25 m wavelength. This is due to the standard performance of measurement devices of track geometry. But to get realistic simulation results the geometry has of cause to be used with a wider range of wavelength. The interesting excitation frequency normally is between 0.3 to 30 Hz. The conversion into wavelength L is done with the velocity.

$$L = f * v \quad (10)$$

with f – frequency in Hz and v – velocity in m/s.

Definition of deviation with PSD

The dependency of amplitude from frequency or wavelengths Ω in rad/m is defined by a power spectral density PSD-function [5]:

$$S = \frac{A * \Omega_c^2}{(\Omega^2 + \Omega_c^2) * (\Omega^2 + \Omega_r^2)} \text{ in } \frac{m^2}{rad * m} \quad (11)$$

with lateral $A = 0,6125$ and vertical $A = 1,08$ in $rad * m$ for high level and

$$\Omega_c = 0,8426 \text{ and } \Omega_r = 0,0206 \text{ in } rad * m.$$

$$\Omega \text{ in } rad * m$$

Example 1. Realisation of rail deviations, line speed 80 km/h.

The lateral displacements of right and left rails are shown along the track in figure 2. The values of the light grey curve are filtered in the range between 3 m to 25 m to get the quality level. The dark curve represents the values in a wavelength between 1 m and 70 m.

The spectrum shows that the range of measured bandwidth is 70 m to 3 m. The dark curve shows the measured values and the light grey curve are band

pass filtered values in a range of 25 m to 3 m wavelength in the plot over the distance in Figure 3 [4].

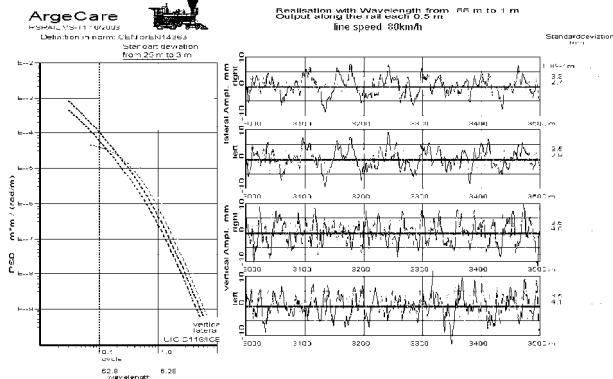


Fig. 2: Realisation of rail deviations [4]

Example 2. Evaluation of measured track with line speed 250 km/h.

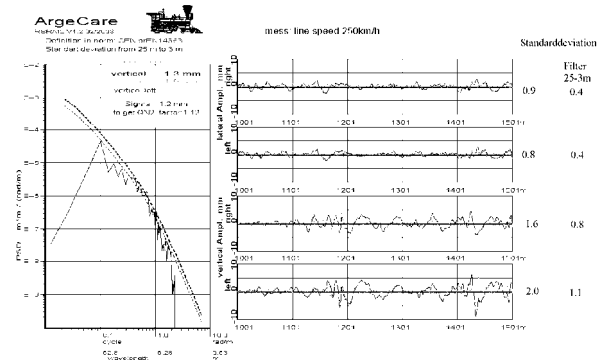


Fig. 3: Evaluation of measured rail deviations [4]

Conicity, wheel rail profiles

The standard gives only some hints about profiles of wheel and rail. The running characteristics of a vehicle are influenced by the combination of wheel and rail profiles. One describing function is the so-called conicity. This is a function of the difference of left and right wheel roll radii at lateral amplitudes. The prEN 14363 defines the so called equivalent conicity $\tan(\gamma_e)$.

For a given wheelset running on given track it equals the tangent of the taper angle of a tapered profile wheelset whose transverse movement has the same wavelength of kinematic yaw as the wheelset under consideration.

The wheel profiles of a wheelset are combined with rail profiles (including the inclination) and the track gauge.

Conicity values are found on freight lines up to $\tan(\gamma_e)=0.8$ due to pure maintenance or narrow gauge. And on high speed line there is a conicity up to $\tan(\gamma_e)=0.3$ or even 0.4.

The standard defines to measure wheel profile in service to analyse if conicity has changed. Calculations are necessary to derive if profile wear changes conicity during service as shown in Figure 4.

Design simulations

To design a vehicle with good performance and to know test results in advance a lot of computer simulations have to be done.

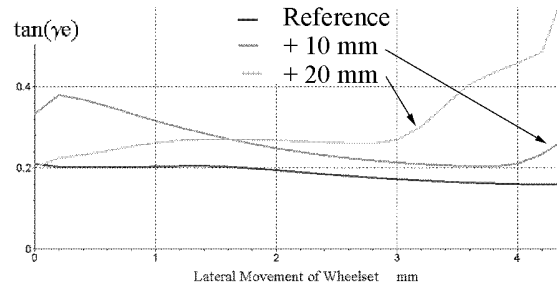


Fig. 4: Change of conicity due to profile wear (RSGEO)

Natural behaviour

The natural behaviour of a rail vehicle depends on the speed it is running. Hunting mode and frequency depends on the velocity of the vehicle. Some of the eigen-modes change with speed quite a lot, other only slightly. The ratio of damping and frequency of some modes are shown in Figure 5. If damping falls below a certain value (in theory zero) the so-called critical speed is reached.

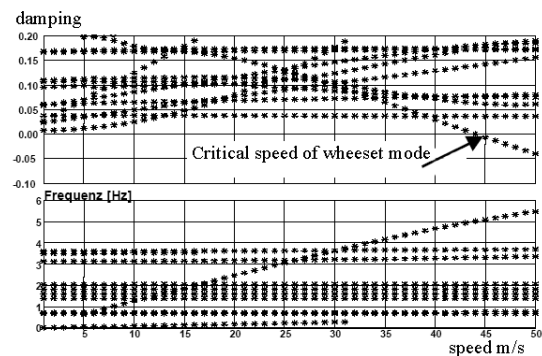


Fig. 5: Damping and frequency depending on speed

Figure 6 shows as function of speed the frequencies of some body modes and the speed depending hunting mode.

Evaluation of Stability

Hunting phenomena occurs due to selfexciting effects in wheel rail contact. Below the so-called critical speed movements of wheelsets are damped; above they are increasing with the behaviour of non-linear systems to approach a limit cycle.

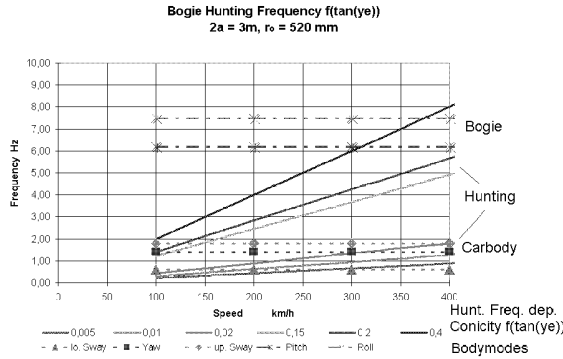


Fig. 6: Frequencies as a function of speed

Rail irregularities will normally stabilize the system. Which means calculated critical speed on smooth track is on save side for the system.

This limit depends on:

- coefficient of friction between wheel and rail;
- conicity;
- suspension parameter of the vehicle;
- masses, etc.

Therefore an evaluation is done to find the speed depending eigen-mode which has the lowest damping ratio. If an additional parameter is changed lowest ratios damping ratio can be shown in a 3D-plot or contour plot – stability chart. Lines of same damping are plotted against conicity $\tan(\gamma_e)$ and speed in Figure 7.

Beside conicity other parameters of the vehicle can be changed as e.g. lateral primary stiffness of wheelsets.

Another method to determine critical speed is to investigate self-excited movement of the vehicle. A non-linear integration is done with changing velocity. At high speed hunting mode is initiated either by self or forced excitation. The hunting movement which can show different shapes as velocity is decreased must die out. When altitudes on undisturbed track become zero, the speed is called critical speed. The critical speed of two design variants is shown in Figure 8.

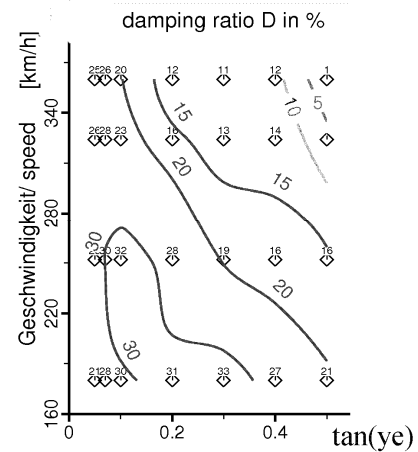


Fig. 7: Results of linear stability simulation

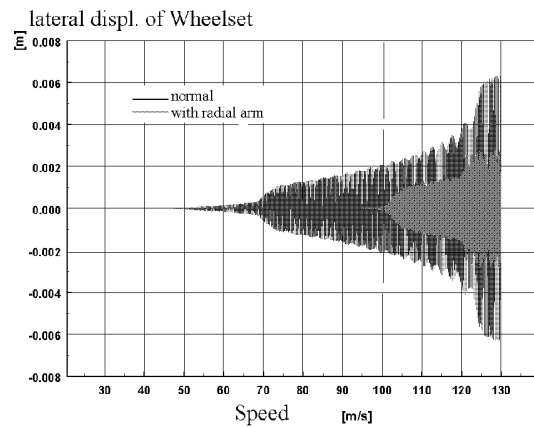


Fig. 8: Results of non-linear stability simulation (MEDYNA)

The critical speed rises from 50 to 95 m/s using an improved bogie design fitted with a radial arm.

Vehicle interaction with track

The running behaviour describes the characteristics of a vehicle with regard to the interaction between vehicle and track. Track layout is defined as:

- straight track with variation of speed;
- curved track;
- large curves with speed up to maximal velocity;
- small and very small curves with unbalanced lateral accelerations up to maximal cant deficiency.

Rail deviations have to be selected according the speed.

All these simulations should be done with variations of:

- coefficients of friction;

- wheel and rail profiles;
- worn profiles / change in conicity.

Behaviour of vehicle with very strong side wind

High-speed vehicle get in trouble running through very high side gusts. This occurs running on embankments or over bridges. Such situation has to be investigated calculating such situations with lateral forces acting on the car body.

Optimisation of vehicle performance

The performance of rail vehicle mainly depends on:

- stiffness of primary and secondary suspensions,
- damping parameter,
- parameter of additional devices to get better stability or curving e.g. using the radial arm design of Dr. Scheffel.

A design optimisation is shown using example of a bogie with radial arm. Influence of shear stiffness on damping is shown in Figure 9.

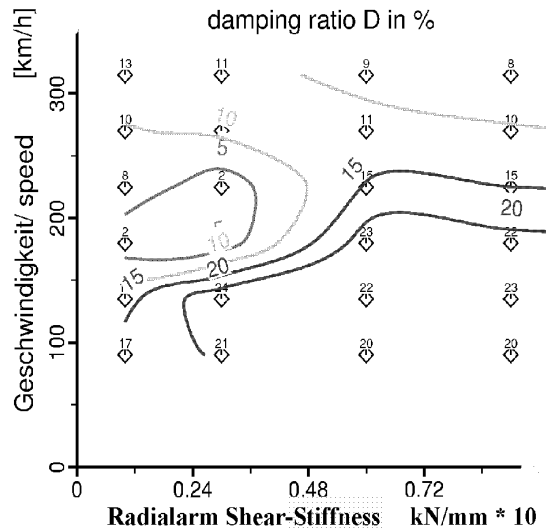


Fig. 9: Parameter variation

Calculation of wear

Results of a wear calculation are shown in Figure 10. A light rail vehicle runs through a very narrow curve and wear of the rails is calculated.

Use of simulation results during on track test

Another possibility is to use results of simulations to verify the measurement equipment starting

up evaluation tests.

- correct sign of signals;
- amplifier settings and
- ...

Running through a switch gives a good overview about the measured signals as movements and forces are large and well known.

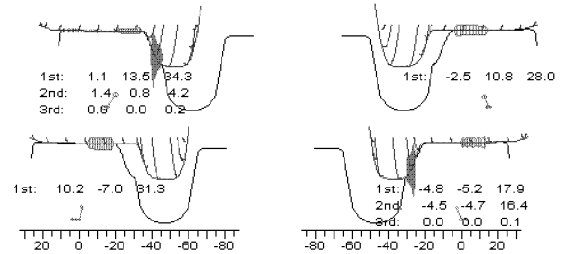


Fig. 10: Wear of rails caused by a light rail vehicle

Integration methods and data sampling

There is a conflict between needed computer time and storage and the accuracy of results. To solve very stiff algebraic equation leads to some numerical problems. During quite short time steps the integration routines calculate very high values so called spikes. They depend on chosen constant time step or accuracy defined in variable time step methods. Sampling method used in simulation should be similar to the method used in test runs. The data sample is stored at discrete time steps. Integration is done with much smaller steps. Therefore the series of calculated values of each integration step have either to be low pass filtered or a mean value has to be calculated over the period of output time steps.

Processing of calculated values

The calculated results must use the same signal processing procedure as doing measurements:

- sampling rate;
- filtering;
- method of classification;
- characteristic values: frequency-, rms-, mean- or max-values.

The statistical methods used in measurements to estimate maximum value of the samples of all measured section can not be used in calculations as there are too few results. So the maximum of a assessment value out of all calculations are used as estimated value and compared to the limit value.

$$\lambda = V_{\max} / V_{\lim} * 100 \text{ in \%} \quad (12)$$

The results of each wheel and of each evaluation section are shown.

Conclusion

Computer simulations promote designing a vehicle with good running performance and to prevent to fail in an assessment test. Simulation makes it possible to study dynamic behaviour of the vehicle in detail. This opportunity should be used to find a good solution during the design process. In simulation it is easy to define any kind of track and to analyse the vehicle for all operation conditions.

A condensed form of assessment values is shown in Figure 11.

BIBLIOGRAPHY

1. Railway applications — Testing for the acceptance of running characteristics of railway vehicles – Testing of running behaviour and stationary tests, prEN 14363; 2004.
2. Testing and acceptance of railway vehicles from the point of view dynamic behaviour, safety, track fatigue and running behaviour, UIC 518, 2000.
3. Prevention of derailment of goods wagons on distorted tracks, ERRI report B55, 1983; and Permissible limit values for the Y and Q forces and derailment criteria; ERRI report C 138, 1986.
4. Manual of AC-Rad-Schiene / Wheel-Rail RSPROF, RSGEO, RSANAPROF, RSRAIL, ArgeCare, 2004.
5. Bogies with steered or steering wheel sets; UIC report C 116, 1993.
6. COMPUTER SIMULATION OF RAIL VEHICLE DYNAMICS' Vehicle System Dynamics Vol. 30, Numbers 3-4, September 1998.

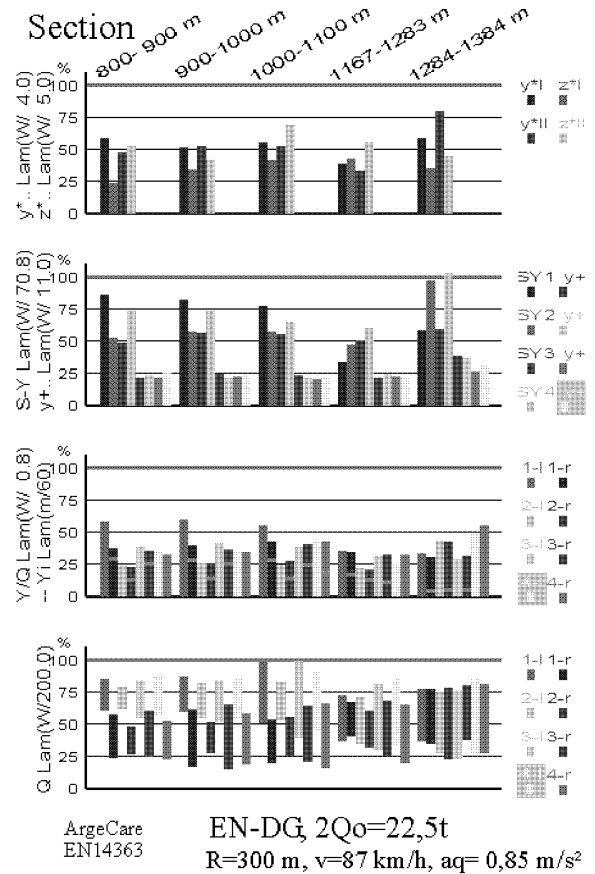


Fig. 11: Results in compact presentation

Е.Н. ШАПРАН, канд. техн. наук, доцент, Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля (Україна)

УДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМ КЕРУВАННЯ ТЯГОВИМИ ЕЛЕКТРОДВИГУНАМИ ТЕПЛОВОЗІВ

У статті приведені результати обґрунтування конструкції мікропроцесорної системи керування електричною передачею з поліпшеними тягово-енергетичними характеристиками локомотивів.

В статье приведены результаты обоснования конструкции микропроцессорной системы управления электрической передачей с улучшенными тягово-энергетическими характеристиками локомотивов.

In the article there are results of analysis the possibility of the construction microprocessor system of the main electric drive which to improve tractive-energetic characteristics of locomotives.

Тенденції розвитку транспортної мережі України тісно пов'язані з підвищенням ефективності роботи залізничного транспорту, зокрема, з необхідністю зниження витрати паливно-енергетичних ресурсів і поліпшення тягових властивостей локомотивів. Це висуває високі вимоги до якості роботи систем керування електричними передачами (ЕП).

Сьогодні приписний парк Укрзалізниці складає більше 2000 одиниць магістральних і маневрових тепловозів. Тому доцільно проводити їх модернізацію для впровадження нових технічних заходів, що відповідають сучасному рівню техніки та не передбачають значних змін конструкції і великих капіталовкладень. Це підтверджується прийнятим Міністерством транспорту України і Укрзалізницею рішень, які викладені у “Концепції і програмі реструктуризації на залізничному транспорті”.

Одним із напрямків вирішення цієї проблеми є впровадження ефективних протибуксовочних систем, виконаних, як правило, на базі сучасних мікропроцесорів [1]. Цілком зрозуміло, що для розробки алгоритмів їхнього функціонування необхідно постійно узагальнювати накопичений науковий досвід для його практичної реалізації. При цьому особливий інтерес викликають дослідження характеристик зчеплення при реалізації тягових зусиль, у тому числі визначення величини критичного ковзання U_{sk} , котре є визначальними при виборі конструкції протибуксовочних систем, які забезпечують підвищення тягово-зчіпних властивостей локомотивів.

Теоретичними дослідженнями процесів буксування, підвищення ефективності використання зчіпних властивостей локомотивів за-

ймалося багато вчених: Є.Г. Бове [2], М.Р. Барський [3], І.П. Ісаєв [4], О.Л. Голубенко [5], Д.К. Мінов [6], Ю.І. Чуверін [7], С.І., А.П. Павленко [8] та ін.

Велика увага приділяється таким дослідженням і за кордоном. В даний час у США на тепловозах для підвищення тягових властивостей застосовується протибуксовочна система “Супер Серієс” фірми General Motors [9]. Створенням нових методів регулювання прослизань займаються відомі вчені: Watanabe T., Yamashita M. [10], Onishi K., Ogawa Y. [11], Park D., Kim M. [12] та ін.

Досить успішно вирішується питання впровадження мікропроцесорних систем управління дизель-генератором та електропередачею тепловозів 2ТЭ116 і ЧМЭЗ російськими вченими ВНІЖТ та Саратовського проектно-виробничого підприємства „Дизельавтоматика” [15].

Проблемою поліпшення зчіпних властивостей локомотивів займаються й інші відомі фірми: Siemens, Hitachi, Ansaldo, General Motors та інші [9-12,18]. В усіх цих розробках дуже багато схожого з вітчизняними і принципових розходжень у підходах майже не має, але для регулювання сили тяги колісних пар використовуються досить складні алгоритми на основі спостереження за швидкістю прослизання.

Перспективними є системи радіолокаційного виміру швидкості та магнітометрична система [16]. Але перша має низьку точність при швидкостях до 10 м/с, тобто в тому діапазоні де найбільше проявляються процеси буксування, а друга потребує зміни конструкції буксового вузла колісної пари для кріплення додаткового обладнання.

Необхідно відзначити, що всі притивобуксовочні системи, основані на використанні дій-

сної швидкості руху локомотивів [16], коштують на декілька порядків вище за існуючі. Вони мають, як і впроваджені на локомотивах, спільний недолік – неадаптований до реальних умов (температури, вологості, забруднень, зміни навантаження від колеса на рейку тощо) алгоритм контролю нормованого значення прослизання, при досягненні якого подається сигнал на вмикання протибуксовочної системи, тобто не забезпечується повісна реалізація потенційного коефіцієнта зчеплення ψ_k^{\max} .

Крім цього, за допомогою цифрових автоматичних систем можна реалізувати більш складні алгоритми керування електропередач [1, 13, 18]. Так, наприклад, параметри тягових електродвигунів (ТД) вибираються, виходячи з необхідності досягнення максимального значення коефіцієнта корисної дії (ККД) у тривалому режимі роботи. Однак відомо, що такі режими складають до 30 % усього часу його роботи. При цьому, струми тягових двигунів будуть істотно нижче розрахункових, що приводить до зниження середньо експлуатаційного ККД електропередачі і тепловоза в цілому [19].

Гістограми окремих режимів завантаження тепловозів показані на рис. 1. З них видно, що на високих позиціях контролера машиніста тепловози працюють незначний час [19].

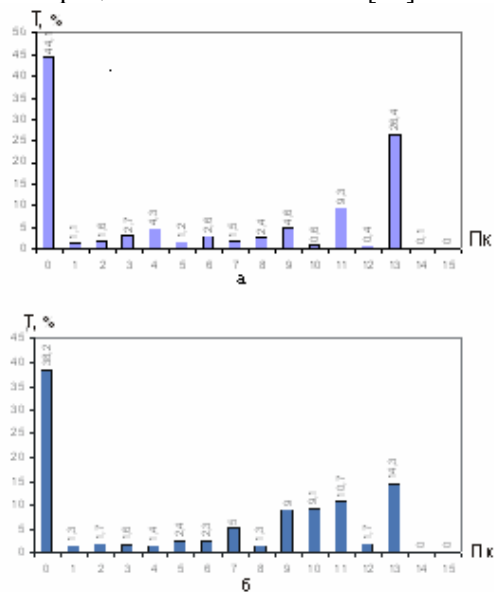


Рис. 1. Типові режими завантаження магістральних тепловозів:

а) – тепловоз 2ТЕ116; б) – тепловоз 2ТЕ10М;
Т – відносний час роботи на даній позиції;
Р_к – номер позиції контролера машиніста

Тобто існує реальна можливість збільшення ефективності тепловозів за рахунок зміщення режимів роботи електропередачі в зону підви-

щених ККД шляхом автоматичного відключення частини тягових електродвигунів при незначних струмах тягового генератора, а також оптимального вибору параметрів протибуксовочних систем, що і передбачається досліджувати в даній роботі.

Багаторічні дослідження ВНДТІ (м. Коломна) процесів реалізації тяги в зоні обмеження по зчепленню показує, що робота сучасних тепловозів часто відбувається при значних швидкостях ковзання [20]. Так, наприклад, для тепловозів ТЕМ2 і 2ТЕ121, що відрізняються між собою осьовими навантаженнями (200 і 250 кН на вісь), потужністю (880 і 2950 квт) і поступальною швидкістю (від 0,7 до 40 км/год), ці характеристики в безрозмірних одиницях в умовах руху з подачею піску майже збігаються. Максимальна сила тяги спостерігалася при ковзаннях $\varepsilon=2,5-3,5$ відсотка.

Були також отримані характеристики зчеплення без подачі піску при різному стані поверхні рейок (рис. 2). При цьому в деяких випробуваннях на характеристиках зчеплення при відносних ковзаннях від 5 до 25 відсотків були зареєстровані локальні максимуми, що добре погоджується з дослідженнями, проведеними за рубежом [11,21].

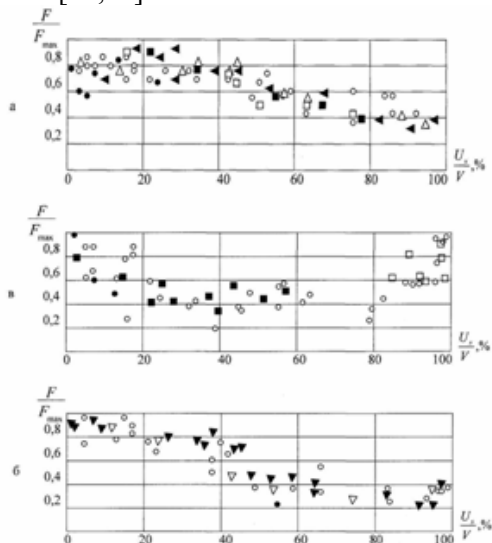


Рис. 2. Характеристики зчеплення при роботі без подачі піску: а – на сухих рейках; б – на мокрих рейках; в – на змащених рейках: ●, ○, ■, □, ▼, ▲, △ – дані різних поїздок

Таким чином, результати експериментального і теоретичного дослідження зчеплення відрізняються як кількісно (рис. 3), так і якісно [14, 17, 20-22]. Якщо в області малих ковзань теоретичні моделі і результати експериментальних робіт близькі, то при подальшому збіль-

шенні ковзань розходження стає істотним. У випадку реалізації колесом тягового (гальмового) моменту, тобто при наявності значного ковзання, використання теоретичних моделей зчеплення, в основі яких лежить гіпотеза Рейнольдса і закон тертя Кулона, для вибору параметрів протибуксовочних систем буде не цілком виправданим.

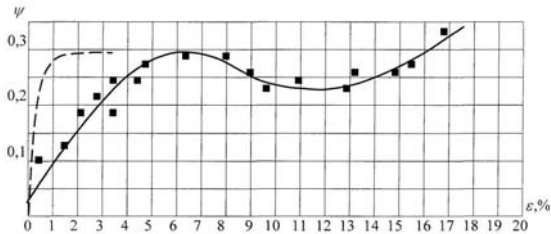


Рис. 3. Характеристики зчеплення отримані за Ф. Картером і за експериментальними даними

Порівнюючи дані характеристик зчеплення колеса з рейкою за всіма наведеними вище теоретичними і експериментальними дослідженнями можна зробити такі висновки:

1. Теоретичні моделі зчеплення в загальному випадку підтверджують, що з ростом ковзання від нуля до критичного ϵ_{kp} коефіцієнт зчеплення росте, а потім не змінюється. Причому, величина ϵ_{kp} становить 0,1...0,5 % [5, 6].

2. Експериментальні дослідження характеристик зчеплення в режимі тяги локомотива [20-22] показують, що наявність у реальних умовах забруднень поверхневих шарів контактної зони приводить до того, що максимум зчеплення зміщується в зону критичних ковзань 2...15 % [20]. Крім того, виникає другий максимум характеристики зчеплення при ковзанні 10...25 % на рейках помірного забруднення [17-20].

Багатофакторність системи «колесо – рейка» і відсутність надійних детермінованих методів, що задовольняють потреби практики, сприяли інтенсивному розвитку теоретико-імовірнісного підходу в дослідженні характеристик зчеплення колеса з рейкою, усебічно розробленого професором І.П. Ісаєвим [4]. Такий підхід також перспективний стосовно деяких задач динаміки локомотива, пов'язаних з розробкою протибуксовочних систем.

Для подальших досліджень превентивності протибуксовочних і протизюзних властивостей електропередач тепловозів, ґрунтуючись на дослідженнях вітчизняних і закордонних авторів [3-6, 9-12, 17, 20-23], можна одержати узагальнене сімейство найбільш ймовірних характеристик (математичних чекань) коефіцієнта зчеп-

лення колеса з рейкою у такому вигляді:

$$M[\psi(V \cdot U_s)] = K_{xy} M[\psi(V)] \left\{ \arctg \frac{800 U_s}{V} - a \cdot \exp \left[- \frac{1,6 - b \cdot \exp(-V) + c V^2}{d + h U_s^2} \right] \right\}; \quad (1)$$

$$M[\psi(V)] = M[\psi(0)] \left\{ 1 - z \cdot \exp \left(- \frac{m}{V M[\psi(0)]} \right) - n V M[\psi(0)] \right\}, \quad (2)$$

де $M[\psi(0)]$ – математичне сподівання коефіцієнта зчеплення при $V=0$; a, b, c, d, h, m, n, z – коефіцієнти, що залежать від конструкції екіпажної частини і забруднення рейки; K_{xy} – коефіцієнт кореляції, що враховує вплив поперечного ковзання; U_s – швидкість ковзання; V – швидкість локомотива.

Для обґрунтування можливості вибору параметрів протибуксовочних систем, виходячи з умови досягнення максимуму коефіцієнта зчеплення, насамперед, дослідимо на екстремум залежність (1) як функцію ковзання U_s і швидкості V руху локомотива за умови мінімальних втрат енергії на тертя. Ці умови можна виразити так:

$$\begin{cases} \frac{\partial \bar{\psi}(V, U_s)}{\partial U_s} = 0; \frac{\partial \bar{\psi}(V, U_s)}{\partial V} = 0; \\ \eta_k \rightarrow \eta_k^{\max} \text{ при } U_s \in U_s^*; V \in V^*, \end{cases} \quad (3)$$

де U_s^*, V^* – величини параметрів, що відповідають області максимальних значень коефіцієнта зчеплення; $\bar{\psi}(V, U_s)$ – найбільш ймовірна характеристика, задана функцією (1); η_k^{\max} – максимальний коефіцієнт корисної дії колісної пари.

Якщо прийняти, що поступальна швидкість протягом експерименту не змінюється, то умову досягнення максимального ККД колісною парою від швидкості ковзання можна виразити так:

$$\eta_k^{\max} = \frac{F_k V}{F_k^{\max} V} = \frac{\frac{F_k}{P_s}}{\frac{F_k^{\max}}{P_s}} = \frac{\psi_k}{\psi_k^{\max}}. \quad (4)$$

де $-F_k, F_k^{\max}$ – тягове зусилля і його максимальне значення; P_s – вертикальне навантаження на колісну пару.

Отже, залежність ККД колісної пари від швидкості ковзання в тяговому режимі ідентична характеристиці зчеплення і для пошуку екстремуму згідно з формулами (3) і (4) досить виконати умови

$$\begin{cases} \frac{\partial \bar{\psi}(V, U_s)}{\partial U_s} = 0; \\ \frac{\partial \bar{\psi}(V, U_s)}{\partial V} = 0. \end{cases} \quad (5)$$

Розв'язавши систему рівнянь (5) одним з методів пошуку екстремуму, можна одержати залежність максимального значення коефіцієнта зчеплення від швидкості руху локомотива V і ковзання U_s колісних пар у такому вигляді:

$$\begin{aligned} \psi_{(V, U_s)}^{\max} &= 0,7\psi_0 \left[1 - Z \cdot \exp\left(-\frac{m}{\psi_0 V}\right) \right] \times \\ &\times \left[\arctg \frac{800U_s}{V} - N \right]. \quad (6) \\ N &= a \cdot \exp\left(-\frac{1,6 - b \cdot \exp(-V)}{d + hU_s^2}\right) \end{aligned}$$

Отримана залежність добре корегується з експериментальними даними [17-20], наведеними на рис. 3.

Аналіз втрат в електричних ланцюгах тепловозів дозволяє визначити найбільш ефективні шляхи їх зниження. Для цього розглянемо ККД електродвигуна при довільно заданих струмах якоря I і напрузі U , який розраховується згідно такої залежності:

$$\eta_d = 1 - \frac{P_\Sigma}{U \cdot I}, \quad (7)$$

де P_Σ – сумарні втрати потужності у ТД.

Максимальне значення він може досягти за таких умов:

$$\begin{cases} \frac{\partial \eta_d}{\partial I} = \frac{\partial}{\partial I} \left(1 - \frac{P_\Sigma}{U \cdot I} \right) = 0; \\ \frac{\partial \eta_d}{\partial U} = \frac{\partial}{\partial U} \left(1 - \frac{P_\Sigma}{U \cdot I} \right) = 0. \end{cases} \quad (8)$$

Крім цього, при виборі числа працюючих ТД повинні враховуватися такі обмеження:

$$\begin{cases} I \leq I_n; \\ U \leq U_n, \end{cases} \quad (9)$$

де I_n, U_n – тривало припустимі значення I і U .

Проведені дослідження показали, що максимум ККД можна забезпечити в робочому діапазоні напруг при навантаженнях ТД, коли електричні втрати в міді дорівнюють постійним втратам

$$\begin{aligned} I^2 R_\Sigma &= 1,2 P_{cn} \left(\frac{U}{U_n} \right)^{1,5} \left(\frac{\Phi}{\Phi_n} \right)^2 + \\ &+ 0,002 U_n I_n + K_{mx} \omega, \end{aligned} \quad (10)$$

де R_Σ – сумарний опір ланцюгів якоря ТД; P_{cn} – номінальне значення втрат у сталі; ω – частота обертання якоря; Φ, Φ_n – магнітний потік і цього номінальне значення; K_{mx} – коефіцієнт механічних втрат.

Тоді можна рекомендувати наведений на рис. 4 алгоритм керування кількістю включених тягових двигунів в електропередачі для підвищення економічності її роботи.

Необхідно відзначити, що підпрограми вимикання ПП OFF і вмикання ПП ON тягових двигунів працюють селективно, починаючи з 4 позиції контролера машиніста. При цьому вимикання ТД починається з першої колісної пари за напрямком руху локомотива, а вмикання – у зворотному порядку. Зроблено це для того, щоб забезпечувати очищення поверхонь рейок першими вимкненими колісними парами, котрі найбільш схильні до буксування через вертикальне розвантаження. Крім того, вимикання частини ТД дозволяє підвищити як їх ККД, так і ККД тягових редукторів (див. рис.5) завдяки зростанню їх відносного навантаження.

Отже, сумарний ріст ККД тягових двигунів і тягових редукторів приведе до підвищення ККД електричної передачі тепловоза. Даний висновок перевірений на математичних моделях тепловозів 2ТЕ116 і ТЕП 150, обладнаних системою поосьового регулювання дотичної сили тяги при штатному керуванні і при керуванні зі зміною кількості увімкнених ТД, реалізованих за допомогою пакета прикладних програм для моделювання Simulink, інтегрованих у математичний пакет MATLAB. Результати розрахунків показали, що запропоновані алгоритми керування тяговими двигунами дозволяють підвищити ККД електропередачі від 3 до 16 відсотків у залежності від швидкості руху тепловоза, профілю колії і ваги потягу.

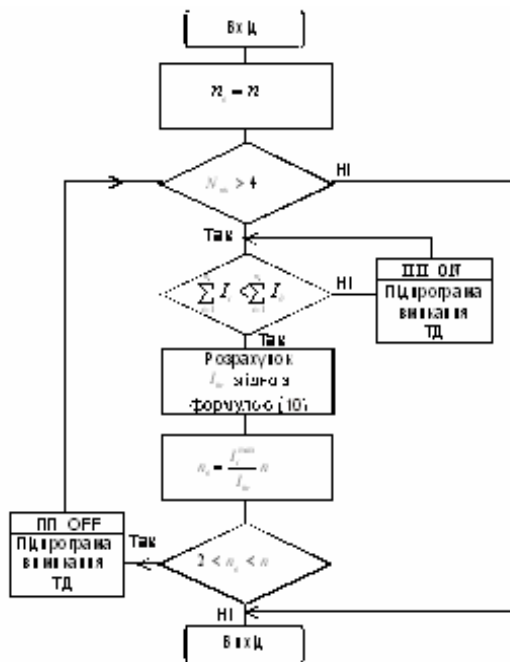


Рис. 4. Алгоритм керування кількістю увімкнених ТД: n, n_s - кількість ТД в локомотиві і кількість увімкнених ТД; $N_{тк}$ - позиція контролера машиніста; I_i^{\max} - максимальне виміряне значення струму ТД; I_o - довгостроково припустимий струм ТД

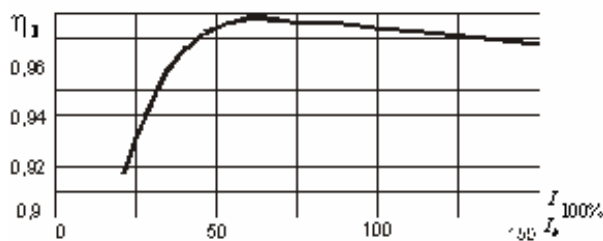


Рис. 5. ККД редуктора в залежності від відносного струму якоря

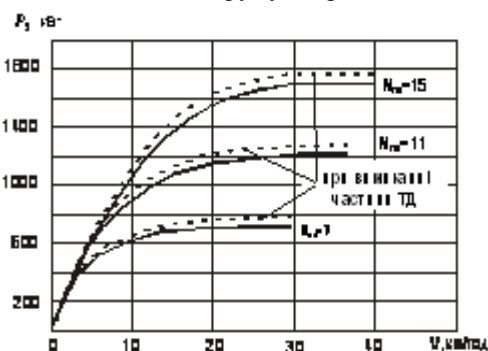


Рис. 6. Показники роботи електропередачі тепловоза 2ТЕ116 із системою поосьового регулювання сили тяги: V - швидкість руху локомотива;
 $P_2 = n \cdot U \cdot I \cdot \eta_d \cdot \eta_s$ - сумарна потужність на валах ТД

Згідно приведених висновків була запропонована удосконалена адаптивна система регулювання електропередачі, функціональна схема якої приведена на рис. 7.

Мікропроцесорна система МАСР має декілька взаємозалежних рівнів регулювання. На першому рівні виконується узгодження потужності дизеля та тягового генератора, котру він може реалізувати для живлення тягових двигунів TD1 – TD6. Розраховується прискорення колісної пари і порівнюється з максимальним, котре не приводить до буксування (по Мінову – 0,5 м/с²). Крім цього величина струму збудження ГС регулюється в залежності від максимального струму та напруги тягових двигунів з метою забезпечення необхідних параметрів селективної характеристики тягового генератора.

На другому рівні система працює по розподілу потужності тягового генератора з урахуванням навантаження колісних пар P1 ÷ P6 та їх буксування, тобто адаптується до реальних умов зчеплення.

З метою підвищення точності вимірів та швидкодії системи сигнали датчиків осьового навантаження D1÷D12 після цифрової фільтрації коригуються одним з методів передбачення (метод Мілна або ін.). При цьому алгоритм перерозподілу сили тяги побудований таким чином, що, по-перше, потужність тягового генератора розподіляється по тяговим двигунам згідно їх осьовим навантаженням. Потім, якщо виникає буксування, перерозподіл потужності продовжується на колісні пари з нормальними умовами зчеплення так, щоб сумарна сила тяги локомотива не змінювалася.

Буксуючи тягові двигуни переводяться на режим роботи з жорсткими характеристиками за рахунок введення зворотнього зв'язку по прискоренню, врахування фактичних частот обертання $\omega_1 \div \omega_6$ колісних пар та струмів тягових двигунів $I_{я1} \div I_{я6}$.

Необхідно відмітити, що в запропонованій системі вдалося відмовитися від установки датчиків контролю частоти обертання колісних пар в зв'язку з тим, що ці параметри можна отримати розрахунковими методами з точністю не меншою, ніж при встановленні реальних датчиків. Пов'язане це з тим, що із-за експлуатаційної різниці діаметрів та випадкового положення колісних пар в рейковій колії метрологічні характеристики апаратних систем виміру їх швидкості не перевищують розрахункові методи, котрі враховують виміряні значення струмів і напруги ТД.

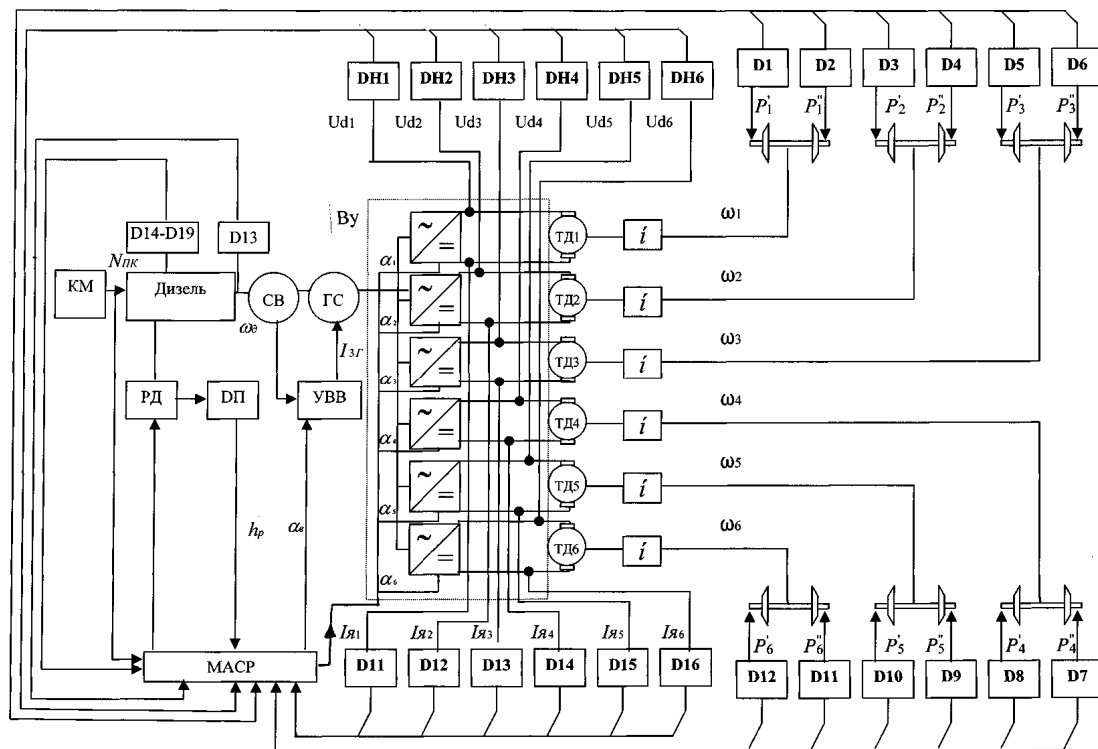


Рис. 7. Функціональна схема мікропроцесорної адаптивної системи регулювання дизель-генератора і електропередачі тепловоза (МАСР): КМ – контролер машиніста; СВ – збуджував; ГС – тяговий генератор; ПД – регулятор дизеля; ДП – датчик переміщення рейки паливних насосів; УВВ – джерело живлення обмотки збудження тягового генератора; DH1÷DH6, DT1÷DT2 – датчики на пруги (Ud1÷Ud6) та струмів (Iя1÷Iя6) тягових двигунів TD1 – TD6; ВУ – джерела живлення TD1 – TD6; D1÷D12 – датчики навантаження колісних пар; D13 – датчик частоти обертання колінчатого валу дизеля; D14÷D19 – датчики тиску повітря в ресивері, температури і тиску мастила, температури і тиску охолоджуючої рідини; α_1 – α_6 сигнали регулювання на пруги Ud1÷Ud6 на TD1 – TD6; ω_1 ÷ ω_6 – частота обертання колісних пар; P1' ÷ P6', P1" ÷ P6" – вертикальне навантаження на ліві і праві колеса колісної пари.

Висновки за даним дослідженням і перспективи робіт у цьому напрямку.

Дані, отримані у роботі, показують:

1. У зв'язку з тим, що взаємодія колеса з рейкою здійснюється в нестационарних умовах і характеризується впливом систематичних і випадкових факторів, обумовлених як особливостями конструкції локомотива і рейкового шляху, так і фізико-хімічним станом контактуючих поверхонь, то в проведених дослідженнях запропоновано розглядати не коефіцієнт зчеплення, а його математичне чекання, отримане за численними експериментальними даними. Також показано, що на однорідній ділянці шляху він наближується до нормального стаціонарного процесу.

2. Було доведено й експериментально підтверджено, що проблема вибору оптимальних параметрів протибуксовочних систем є багатокритеріальною задачею пошуку екстремуму коефіцієнта зчеплення виходячи зі швидкості руху локомотива, абсолютного значення швидкості ковзання, а також фактичного стану пове-

рхні рейок у точці контакту кожної колісної пари (6). На рис. 8 показана бажана динамічна зона регулювання ковзання поблизу точки максимуму коефіцієнта зчеплення.

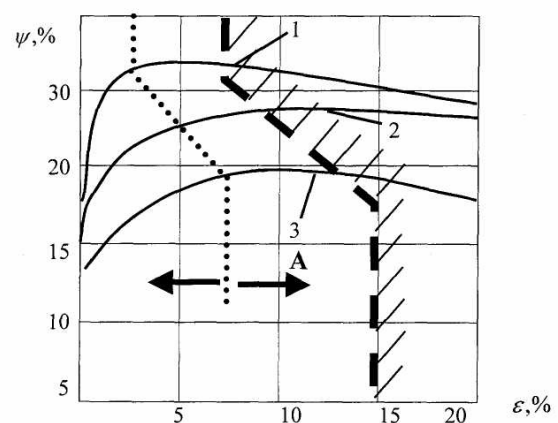


Рис. 8. Динамічна зона А регулювання ковзання при швидкості руху локомотива V=20 км/год; 1 – характеристика зчеплення при русі по сухих рейках; 2 – мокрих рейках; 3 – при русі в кривій 200 м, сухі рейки

3. Традиційні протибуксовочні системи, що мінімізують різницю струмів тягових двигунів, обмежують ефект поосного поліпшення зчеплення коліс з рейками. Тому, у відмінності від традиційних підходів до побудови протибуксовочних систем, необхідно допускати роботу тягових двигунів з різними струмами і частою обертання для того, щоб виключити вплив на тягові і протибуксовочні властивості локомотивів розходження в діаметрах колісних пар, характеристик двигунів та інших параметрів, що випадковим чином впливають на форму кривої зчеплення. Крім того, необхідно допускати для передніх (по ходу) колісних пар більш високі рівні ковзання для поліпшення умов зчеплення, менш схильних до буксування наступних колісних пар, на які можна перерозподілити недовикористану потужність дизель-генератора.

4. Проведені дослідження показують, що максимальне значення ККД тягових двигунів забезпечується при навантаженнях, коли електричні втрати в міді стають рівними постійним втратам, що складаються з втрат у сталі, додаткових втрат і механічних втрат. При цьому ККД електропередачі зростає в середньому на 3 – 16 відсотків.

5. Запропонований спосіб керування електричною передачею зі зміною кількості увімкнених електродвигунів легко реалізувати на тепловозах із системою поосьового регулювання напруги на тягових електродвигунах без будь-яких додаткових витрат – тільки завдяки зміні алгоритму роботи керуючої програми. До таких тепловозів відносяться: 2ТЕ116, ТЕП150, ТЕ120, ТЕ127.

Проведені теоретичні дослідження на математичній моделі процесів буксування в запропонованій системі дозволяють зробити висновки, що подальшу розробку методів і технічних засобів підвищення тягово-зчіпних властивостей локомотивів необхідно вести у таких напрямках:

1. Наукового обґрунтування найбільш економічного шляху модернізації діючих тепловозів з метою підвищення їх тягово-зчіпних властивостей, зниження паливно-енергетичних витрат за рахунок удосконалення систем управління і регулювання дизель-генераторних установок та електропередач, в тому числі поліпшення роботи протибуксовочних систем.

2. Розробки наукових підходів до створення адаптивних мікропроцесорних систем управління дизель-генераторами та електропередачами перспективних локомотивів, котрі базу-

ються на елементах інтелектуальних систем і водночас не потребують складних математичних алгоритмів реалізації для забезпечення високої швидкодії.

3. Розробки засобів реалізації адаптивних систем регулювання, котрі забезпечують уніфікацію і можливості їх використання як на діючих, так і на перспективних локомотивах.

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Ким С.Н. Системы микропроцессорного управления электропередачей автономных локомотивов. Дис. ... д-ра техн. наук. Коломна: ВНИТИ, 1998.
2. Бове Е.Г. Противобуксовочная защита на электровозах. Сб. Новое в устройстве и содержании электровозов и тепловозов. Трансжелдориздат. 1962.
3. Барский М.Р., Серединова И.Н. Экспериментальное исследование процессов буксования и юза электровозов // Проблемы повышения эффективности работы транспорта. – М.: АН СССР, 1953. – Вып 1. с. 130-180.
4. Исаев И.П., Лужков Ю.М. Проблемы сцепления колес локомотивов с рельсами. – М.: Машиностроение. 1985. – 238 с.
5. Голубенко А.Л. Сцепление колеса с рельсом. – К.: ВИПОЛ, 1993. – 448 с.
6. Минов Д.К. Повышение тяговых свойств электровозов и тепловозов с электрической передачей. М.: Транспорт. – 1965. – 257 с.
7. Чуверин Ю.Н. Электрические противобуксовочные схемы электровозов. Вестник ВНИИЖТ, 1961, №5.
8. Павленко А.П. Прогнозирование динамических качеств и оптимизация параметров систем “экипаж – тяговой электровоз – путь” перспективных локомотивов: Автореф. дис. ... д-ра техн. наук. – Л., 1987. – 42 с.
9. SD 60 M Operators's Manual/ Electro-Motive Division General Motors Corporation. March. 1991.
10. Watanabe T., Yamashita M. Basic study of anti-slip control without speed sensor for multiple motor drive of electric railway vehicles // IEEE, Proceedings of the Power Conversion Conference. April, 2002. – Vol. 3. p. 1026-1032.
11. Ohishi K., Ogawa Y. Adhesion control of electric motor coach based on force nontrol using disturbance observer // IEEE, Advanced Motion Control. – April, 2000. p. 323-328.
12. Park D., Kim M. Hybrid readhesion control method for traction system of highspeed railway // IEEE, Proceedings of the Fifth International Conference on Electrical Machines and Systems. August, 2001. – Vol. 2. p. 739-742.
13. Шаговик А.В. Управление электрической передачей автономного локомотива: Сб. научн. тр. – СП: ПГУПС, 2004. – С.122 – 124.

14. Cartez F.W. On the action of a locomotive driving wheel / Proc. R. Soc. London: 112A (1926).-P. 151.-157.
15. В.В. Фурман, Е.Е. Коссов, Н.П. Аникиев, А.Н. Кирьянов. Микропроцессорная система управления высокофорсированным двигателем // Вісн. Східноукр. нац. ун-та. №4. – с. 90-95.
16. Малахов О.В. Підвищення точності і швидкодії системи контролю відносного переміщення коліс локомотива і рейок: Автореф. дис. ... к-та техн. наук / Східноукр. нац. ун-т. Луганск. – 2001. – 21 с.
17. Марков Д.П. Взаимосвязь коэффициента трения с проскальзыванием в условиях взаимодействия колеса с рельсом //Вестник ВНИИЖТ. 2003. №3.-С. 31-33.
18. Пат. 6012011 США, МПК В61С15/12. Traction control system and a method for remedying wheel – slippage. Jonson Chipley Н. Заяв. 11.09.1999. Оpubл. 04.01.2000.
19. Гриневич В.П., Гундоров М.П., Родионов И.Н. и др. Энергетические показатели тепловозов, режимы эксплуатации и затраты топлива на тягу / Труды ВНИТИ, - Коломна. Вып. 79. – С. 298 – 322.
20. Гриневич В.П. Исследования тяговых свойств тепловоза в зоне ограничения по сцеплению / Труды ВНИТИ, - Коломна, 1999, вып 79.-С. 270-297.
21. Вербек Г. Современное представление о сцеплении и его использовании //Железные дороги мира. 1974. №4.-С. 23-53.
22. Лужнов Ю.М., Русакова Н.В., Черепашенцев Р.Г. Загрязнение поверхностей рельсов и колес подвижного состава// Вестник ВНИИЖТ. 1972. №4.-С. 38-40.
23. Беляев А.И., Емельянов Ю.В., Филяев А.В. Экспериментальное определение оценок вероятностных характеристик случайного процесса сцепления колесной пары с рельсами // Вестник ВНИИЖТ. 2001. №2.-С. 36-39.

РЕМОНТ І ЕКСПЛУАТАЦІЯ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

УДК: 625.46: 006.354

В.Б. БУДНИЧЕНКО, канд. техн. наук, доцент, (Київ)

КОНЦЕПЦІЯ ГАЛЬМІВНОГО КЕРУВАННЯ ТРАМВАЙНОГО ВАГОНА

Запропоновано нову концепцію гальмівного керування трамвайного вагона, яка передбачає наявність п'яти гальмівних систем, що забезпечують чотири режими гальмування.

Предложена новая концепция тормозного управления трамвайного вагона, предусматривающая наличие пяти тормозных систем, обеспечивающих четыре режима торможения.

The new conception of braking operate of tram is proposed. The tram must have the five braking system. This system must created four rate of braking tram.

Трамвайний транспорт є учасником дорожнього руху, на який розповсюджується дія Правил дорожнього руху. Умови руху для трамвайного вагона як одного із видів рухомого складу рейкового паспорту відрізняються від умов руху поїздів залізниць. Висока ймовірність перешкод для руху змушує водія поза графіком руху знижувати швидкість або зовсім зупинити вагон. Рейкова колія трамвайного вагона, як правило, частково або повністю розташована на дорозі загального використання, що призводить до забруднення рейок і зниження коефіцієнта зчеплення, особливо під час листопаду.

За таких умов безпека руху трамвайних вагонів визначається не тільки кваліфікацією водія, а й досконалістю гальмівного керування трамвайного вагона. Ряд дорожньо-транспортних пригод, що відбулися в Україні, були пов'язані з відмовами гальмівного керування. Це сприяло перегляду концепції побудови гальмівного керування трамвайного вагона.

Існуюча концепція гальмівного керування трамвайного вагона передбачає визначення вимог до ефективності службового, екстреного та стоянкового режимів гальмування та регламентацію умов здійснення аварійного гальмування. У концепції зовсім відсутні поняття: гальмівної системи як сукупності пристроїв, призначених для здійснення гальмування; гальмівного приводу, як сукупності пристроїв гальмівної системи, які забезпечують передачу енергії від її джерела до гальмівних механізмів та керування кількістю цієї енергії в процесі передачі; гальмівного механізму як пристрою гальмівної системи, призначеного для безпосереднього створення та зміни штучного опору руху.

Дослідження, що були виконані за останній період у частині гальмівних систем трамвайного вагона, в основному торкалися обґрунтування раціонального коефіцієнта зчеплення, який повинен використовуватися під час розрахунків гальмівних механізмів трамвайного вагона та досліджень щодо вдосконалення самих конструкцій гальмівних механізмів. Системний підхід до визначення гальмівних властивостей трамвайного вагона не застосовувався.

Першим кроком у напрямку створення вдосконалених гальмівних систем трамвайного вагона є визначення основних функцій, які повинні виконувати гальмівні системи трамвайного вагона.

На основі системного аналізу визначено, що гальмівні системи трамвайного вагона повинні забезпечувати такі функції: зупинку вагона із будь-якої швидкості з необхідною ефективністю; зменшення швидкості руху та її обмеження на спуску; утримання вагона нерухомим під час його зупинки, у тому числі й на ухилі. Вищезазначені функції забезпечуються трьома гальмівними системами: робочою – зупинка вагона з будь-якої швидкості, допоміжною – зменшення швидкості та обмеження її на ухилі; стоянковою – утримання вагона нерухомим на зупинці. Вихід із ладу робочої гальмівної системи відповідно до покладеної на неї функції приводить до неможливості зупинки трамвайного вагона. Цей недолік виключається, якщо трамвайний вагон буде обладнаний запасною гальмівною системою, яка забезпечує зупинку трамвайного вагона в разі відмови робочої гальмівної системи.

Вимога щодо наявності запасної гальмівної системи ще не означає, що ця система повинна бути окремою. Її функцію може виконувати од-

на з гальмівних систем (наприклад, стоянкова), якщо вона буде відповідати вимогам, що встановлені для запасної гальмівної системи.

Особливості конструкції рейкових транспортних засобів дозволяють створювати додатково штучний опір руху поза контактом колеса з рейкою. Трамвайні вагони, що перебувають в експлуатації, обладнані пристроями (рейковими гальмівними механізмами), які створюють штучний опір руху за рахунок тертя між ними та рейкою. Інакше кажучи, реально здійснюється ще одна функція – підвищення ефективності гальмування за рахунок створення додаткового штучного опору руху поза контактом колеса з рейкою. Цю функцію виконує **додаткова** гальмівна система трамвайного вагона.

Відповідно до запропонованої класифікації гальмівних систем, трамвайні вагони, що експлуатуються в Україні, мають допоміжну, стоянкову та додаткову гальмівні системи. Робоча гальмівна система відсутня, і її функцію виконують декілька систем.

У режимі службового гальмування зупинка вагона забезпечується послідовною дією двох систем: допоміжної та стоянкової. При цьому допоміжна гальмівна система при досягненні швидкості 3...7 км/год заміщається стоянковою.

У режимі екстреного гальмування зупинка вагона забезпечується послідовно: одночасною дією допоміжної, стоянкової та додаткової гальмівних систем. При цьому додаткова система включається одночасно з допоміжною, яка потім заміщається стоянковою у разі досягнення швидкості 3...7 км/год.

У режимі аварійного гальмування зупинка вагона забезпечується одночасною дією стоянкової та додаткової гальмівних систем, тобто в усіх режимах гальмування задіяна стоянкова гальмівна система, гальмівний механізм якої розрахований на зупинку вагона зі швидкості 3...7 км/год. Режим аварійного гальмування для гальмівного механізму стоянкової гальмівної системи є його перевантаженням, що потребує (відповідно до інструкції з експлуатації вагона) зняття вагона з руху для виконання технічного огляду гальмівного механізму. Відповідно до існуючої концепції гальмівного керування трамвайним вагоном режим аварійного гальмування не передбачає керування гальмування і починається при приведенні в дію пристрів, що розташовані біля пасажирських дверей, або педалі безпеки водія, або при спрацюванні захисту електричних кіл системи керування тяговим двигуном, або повного відключення системи низьковольтного живлення. При цьому найбільше пе-

ревантаження отримує гальмівний механізм при відключенні низьковольтного живлення, що призводить до відключення і додаткової гальмівної системи. Відомий випадок повного вигорання гальмівних накладок гальмівного механізму під час гальмування тільки стоянковою гальмівною системою вагона на ухилі.

Таким чином, покладення функції робочої гальмівної системи на стоянкову, як показав досвід експлуатації трамвайних вагонів, недоцільно і призводить до погіршення безпеки пасажирських перевезень.

Концепція гальмівного управління трамвайного вагона, що пропонується, показана на рис. 1 і передбачає наявність п'яти гальмівних систем, кожна з яких повинна мати визначене джерело енергії, гальмівний механізм та гальмівний привод. При цьому передбачається, що гальмівні системи можуть мати спільні елементи.

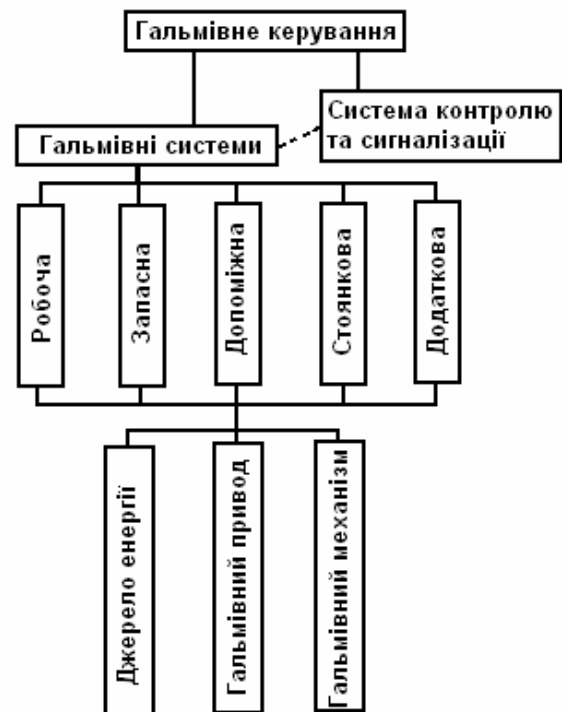


Рис. 1. Класифікаційна схема гальмівного управління

Важливим елементом гальмівної системи є гальмівний привод. Відповідно до концепції, що пропонується, на трамвайному вагоні можуть застосовуватися такі основні типи приводів:

- механічний, у якому для передачі енергії використовується тільки механічний пристрій (прикладом такого приводу є привод стоянкової гальмівної системи вагонів типу ТЗ, ЛТ10, К1);
- гідравлічний, у якому для передачі енергії використовується рідина;

- пневматичний, у якому для передачі енергії використовується повітря;
- електричний, у якому для передачі енергії використовується електричний струм;
- змішаний, у якому для передачі енергії використовується два і більше типів робочого тіла.

Гальмівні приводи трамвайного вагона повинні складатися з наступних основних елементів:

- контур гальмівного приводу – незалежна частина гальмівного приводу, яка здатна здійснювати гальмування при відмовленні іншої частини гальмівного приводу;
- акумулятор енергії гальмівного приводу – пристрій, призначений для накопичення і збереження енергії, яка використовується для гальмування (ресивер);
- робоче тіло гальмівного приводу – носій енергії;
- орган керування гальмівного приводу – пристрій, призначений для подачі сигналу і керування енергією, що надходить від джерела або акумулятора енергії до гальмівних механізмів (педаль або гальмівний кран);
- виконавчий орган – пристрій, призначений для передачі енергії гальмівному механізму (гальмівний циліндр).
- апарат гальмівного приводу – одиничний конструктивно відокремлений пристрій гальмівного приводу (ресивер, трубопровід, гальмівний циліндр, зворотний та запобіжний клапани та ін.)

На рис. 2 показано класифікаційну схему гальмівного приводу трамвайного вагона.

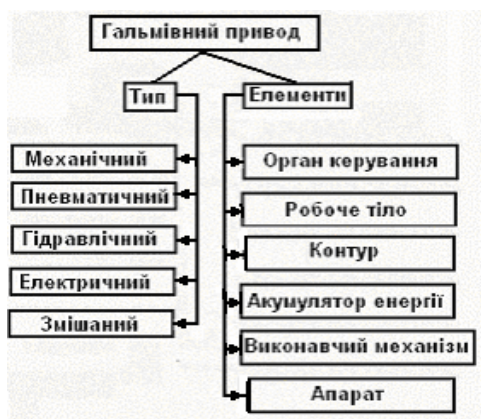


Рис. 2. Класифікаційна схема гальмівного приводу

Гальмівний механізм як одна із складових гальмівної системи є механізмом, який безпосередньо створює і змінює штучний опір руху. Характеристикою гальмівного механізму є гальмівний момент, що діє на його обертовий елемент щодо

осі його обертання або гальмівна сила, яка створюється при притискання його до головки рейки.

На трамвайному вагоні можуть застосовуватися два типи гальмівних механізмів: фрикційний і сповільнювач.

Фрикційний механізм створює штучний опір рухові за рахунок тертя між його обертовими і нерухомими елементами, або між головкою рейки та елементом рейкового гальма, який притискається до головки рейки під час гальмування вагона.

Конструктивно фрикційні механізми виконуються як:

- барабанний гальмівний механізм, у якому використовується тертя нерухомих елементів о внутрішню або зовнішню поверхню обертового циліндра;
- дисковий гальмівний механізм, у якому використовується тертя нерухомих елементів о плоскі поверхні обертових елементів;
- рейковий гальмівний механізм, у якому використовується тертя елемента, який притиснутий до головки рейки під час гальмування трамвайного вагона.

Сповільнювачем є гальмівний механізм допоміжної гальмівної системи. Конструктивно сповільнювач трамвайного вагона можна кваліфікувати як:

- електричний сповільнювач, у якому штучний опір рухові створюється електричним двигуном, переведеним у генераторний режим.

На рис. 3 показано класифікаційну схему гальмівних механізмів.



Рис. 3. Класифікаційна схема гальмівних механізмів

Вище зазначені гальмівні системи повинні забезпечувати чотири режими гальмування трамвайного вагона, а саме:

- службове гальмування – за рахунок послідовної дії допоміжної та стоянкової гальмівних систем для забезпечення комфортного (плавного) регулювання гальмування;
- екстрене гальмування – за рахунок паралельної дії стоянкової та додаткової гальмівних систем для забезпечення нерегульованого гальмування з максимальною ефективністю;

– стоянкове гальмування – за рахунок дії стоянкової гальмівної системи для забезпечення утримання вагона нерухомим під час знаходження на зупинці.

Принципово важливим питанням при застосуванні нової концепції гальмівного керування трамвайним вагоном є визначення показників ефективності кожної із гальмівних систем. Так, робоча гальмівна система приймає участь у здійсненні екстреного гальмування, і відповідно до її призначення вона повинна мати найбільшу ефективність, тобто

$$J_{\text{РГС}} \approx K_{\text{сц}} \cdot g, \quad (1)$$

де $J_{\text{РГС}}$ – сповільнення трамвайного вагона з максимальним навантаженням під час гальмування робочою гальмівною системою, м/с^2 ; $K_{\text{сц}}$ – коефіцієнт зчеплення колеса з рейкою; g – прискорення вільного падіння ($9,81 \text{ м/с}^2$).

Допоміжна гальмівна система повинна обмежувати швидкість вагона на ухилі, а стоянкова утримувати його нерухомим під час зупинки, у тому числі і на ухилі. Тоді критерій їх ефективності може бути визначений рівнянням

$$J_{\text{сгг}} = J_{\text{дгс}} \geq i \cdot g/1000, \quad (2)$$

де $J_{\text{дгс}}, J_{\text{сгс}}$ – сповільнення трамвайного вагона з максимальним навантаженням під час гальмування на горизонтальній ділянці колії допоміжною або стоянковою гальмівною системою, м/с^2 ; i – максимальний ухил, на якому може експлуатуватися вагон, %.

Додаткова гальмівна система як система, що використовується для підвищення ефективності гальмування, завжди працює одночасно з іншими системами. Її ефективність не залежить від ваги вагона і визначається силою притискання її фрикційного елемента гальмівного механізму до рейки. Тоді критерій її ефективності можна визначити рівнянням

$$J_{\text{ддгс}} = \frac{K_{\text{ск}}(V) \cdot P}{m}, \quad (3)$$

де $J_{\text{ддгс}}$ – сповільнення трамвайного вагона під час гальмування на горизонтальній ділянці колії додатковою гальмівною системою; $K_{\text{ск}}(V)$ – значення коефіцієнта ковзання для фрикційної пари (головка рейки – фрикційний елемент гальмівного механізму додаткової гальмівної системи) при швидкості трамвайного вагона, V ; P – сила притискання фрикційного елемента гальмівного механізму додаткової гальмівної системи до рейки; n – кількість гальмівних механізмів додаткової гальмівної системи вагона; m – маса трамвайного вагона.

Оскільки всі гальмівні системи трамвайного вагона, крім стоянкової, діють паралельно або

послідовно під час того чи іншого режиму гальмування, то критерієм ефективності режиму гальмування повинен бути гальмівний шлях.

Нормативне значення гальмівного шляху визначається в залежності від показників часу та сповільнення, яке можна одержати із гальмівної діаграми режиму гальмування трамвайного вагона, що показана на рис. 4.

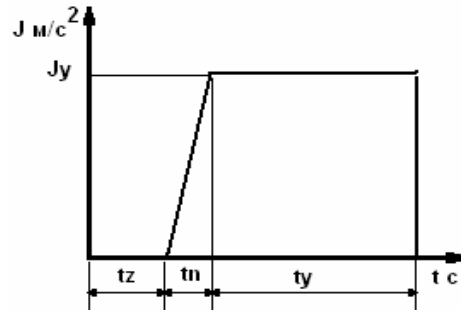


Рис. 4. Гальмівна діаграма: t_z – проміжок часу від моменту приведення в дію органа керування гальмівною системою до початку гальмування вагона (час запізнення); t_n – час наростання сповільнення трамвайного вагона; t_y – час усталеного гальмування трамвайного вагона

Нормативне значення гальмівного шляху визначається із рівняння

$$S = Vn \cdot t_z + 0,5 \cdot J_y (0,5 t_n^2 + t_y^2), \quad (4)$$

де S – гальмівний шлях, м ; Vn – швидкість початку гальмування, м/с ; t_z – час запізнення спрацювання гальмівної системи, с ; t_n – час наростання сповільнення трамвайного вагона, с ; t_y – час усталеного гальмування, с ; J_y – усталене сповільнення трамвайного вагона.

Висновки

1. Забезпечення безпеки руху трамвайного вагона потребує зміни в підході до визначення гальмівних властивостей трамвайного вагона.
2. Запропонована концепція гальмівного керування трамвайного вагона передбачає наявність на вагоні п'яти гальмівних систем, що можуть мати спільні елементи і забезпечують чотири режими гальмування. Кожна гальмівна система має своє функціональне призначення.
3. Критерієм ефективності гальмівної системи повинно бути сповільнення трамвайного вагона, а критерієм ефективності режиму гальмування – гальмівних шлях.

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Ефремов И.С., Гущо-Малков Б.Н. Теория и расчет механического оборудования подвижного состава городского электрического транспорта. – М.: Стройиздат, 1970. – 450 с.

Н.Е. ВЕЩЕВА,
Т.А. ШАЛАЕВА,

Государственный научно-исследовательский центр железнодорожного транспорта

КЛАССИФИКАТОРЫ ПРЕДПОСЫЛОК И ПРИЧИН ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ ПРОИСШЕСТВИЙ

У статті приведені класифікатори передумов і причин залізничних транспортних подій.

В статье приведены классификаторы предпосылок и причин железнодорожных транспортных происшествий.

Qualifiers of the premiseses and reasons railway transport event are brought In article.

Принято считать, что безопасность движения поездов – это зеркало, которое отображает уровень всей эксплуатационной работы, ее качество. Транспортные происшествия следует рассматривать как реакцию железнодорожного комплекса на накопление, развитие и возникновение негативных тенденций и явлений при его функционировании. Транспортные происшествия – это сложные события, являющиеся завершающими в сплетении неблагоприятных событий, имеющих причинно-следственные связи. Однако одних наблюдений за имеющими место нарушениями безопасности явно недостаточно для того, чтобы вскрыть причинно-следственные связи. Последние могут быть выявлены исключительно путем анализа закономерных связей между физическими событиями, относящимися к конкретному происшествию.

При детальном рассмотрении транспортного происшествия можно выделить составляющие информации, которая его характеризует. Описание каждого неблагоприятного события можно разделить на четыре составляющие:

- предпосылка;
- причина;
- транспортное происшествие;
- категория тяжести последствий.

Решение многих задач анализа безопасности движения поездов с использованием компьютерных технологий невозможно без наличия достоверных классификаторов. Организация единого информационного пространства зависит от того, насколько удачно разработана система классификаторов. Проблема классификаторов – это проблема ориентации в состоянии безопасности, проблема эффективно-го использования того колоссального инфор-

мационного массива, который сегодня доступен пользователям в реальном масштабе времени. Существуют объективные причины сложности создания системы классификаторов. Проблема создания и сопровождения классификаторов является достаточно сложной задачей из-за того, что информация о транспортном происшествии имеет сложную природу. Для каждой составляющей транспортного происшествия целесообразно иметь свой классификатор [1].

Связь между классификаторами предпосылок, причин, транспортных происшествий, категорий тяжести последствий и их элементами схематично представлена на рис 1.

В настоящее время действует утвержденное Министерством транспорта Украины «Положення про класифікацію транспортних подій та порушень у поїзній та маневровій роботі на залізничному транспорті, що загрожують безпеці руху» [2], в котором классификаторы транспортных происшествий и тяжести последствий сведены воедино. Этот классификатор используется в существующем АРМ ЦРБ.

Для анализа статистики транспортных происшествий, а, главное, – для разработки профилактических мероприятий по обеспечению безопасности движения поездов главным является определение совокупности причин, которые проявляются одновременно или последовательно при возникновении и развитии аварийной ситуации. Эту совокупность условно можно разделить на две группы – *непосредственные* и *коренные* причины. Группа коренных причин создает в конкретной ситуации потенциальную возможность возникновения и развития аварийной ситуации. Непосредственные причины являются следст-

виями коренных и создают реальные условия превращения возможности в действительность. Однако устранением лишь непосредственных причин транспортных происшествий, уменьшением вероятности их повторения невозможно предотвратить возникновение ава-

рийной ситуации вследствие неустранения коренных причин. Это создает потенциальную возможность возникновения источников опасности при выполнении процесса перевозок.

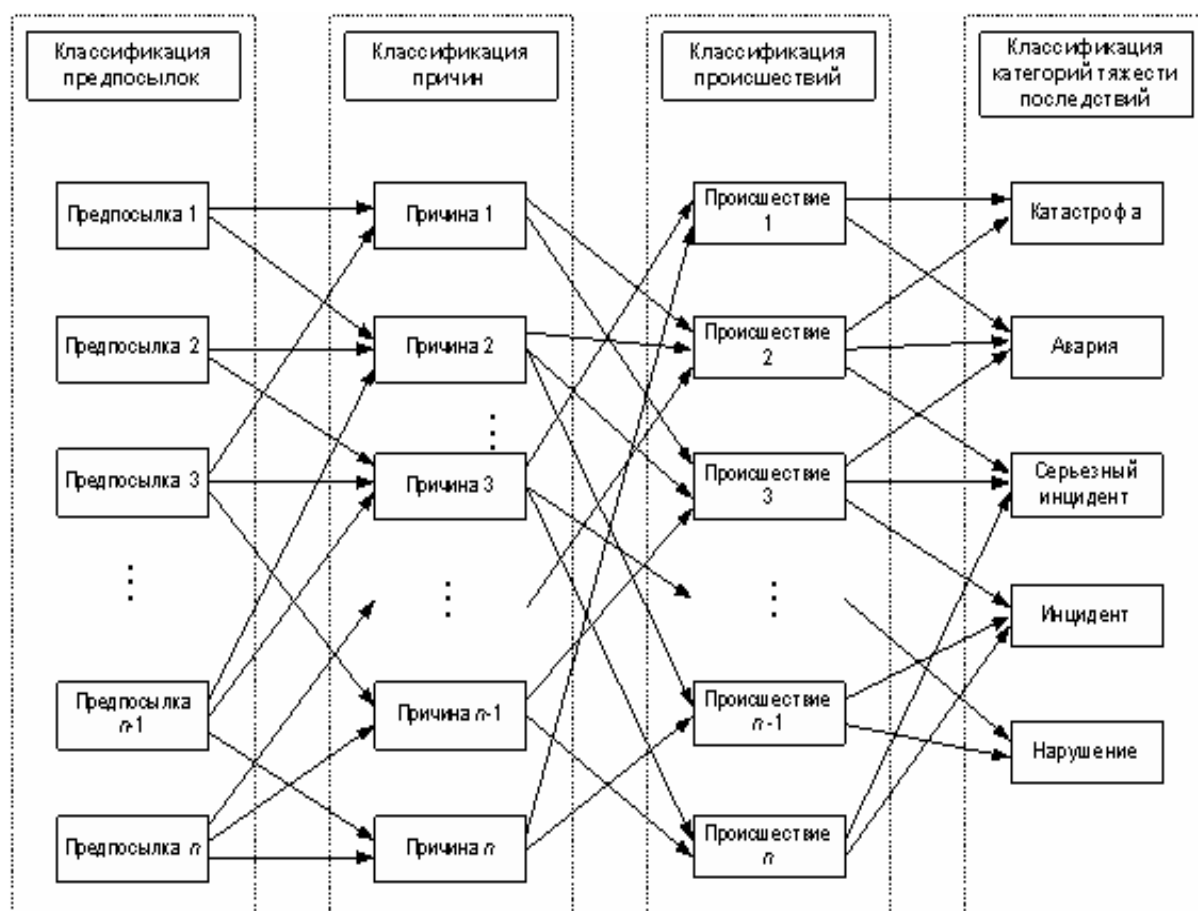


Рис. 1 Связь между классификаторами предпосылок, причин, происшествий, тяжести последствий

В профилактической работе по предотвращению транспортных происшествий важнейшее значение приобретает своевременное выявление и устранение коренных причин. Именно поэтому коренные причины называются *предпосылками* непосредственных причин транспортных происшествий. Все нарушения безопасности возникают как результат целого ряда разных предпосылок, которые необходимо своевременно обнаружить и предупредить до момента наступления транспортного происшествия. Одним из средств выявления отрицательных моментов есть обработка информации о непосредственных причинах возникновения нарушений безопасности движения путем использования автоматизированной системы сбора информации и создании на его базе классификаторов пред-

посылок и причин транспортных происшествий.

В Государственном научно-исследовательском центре железнодорожного транспорта Украины по заказу Главного управления безопасности и экологии Укрзализныци разработаны классификаторы причин и предпосылок для сетевой версии АРМ ЦРБ [3]. При создании классификаторов выбран способ классификации в виде дерева. Причины и предпосылки разбиты на категории, имеющие иерархическую структуру, например, в классификаторе причин, – отказ технических средств (сооружений и устройств, подвижного состава, пути технологического оснащения и т.д.) (код – 01), посредственная ошибка персонала железных дорог (код – 02) и влияние окружающей среды (код – 03).

Каждая категория разбита по характерному признаку на подкатегории. Структура классификаторов многоуровневая и позволяет фиксировать описание события с большей степенью детализации в глубину. Уровень возможной и необходимой для целей анализа детализации определяет глубину классификатора. С точки зрения поиска, классификаторы на каждом уровне имеют несколько альтернатив, а объекты, которые не попали в эти альтернативы, группируются в «другие».

Классификаторы устраняют многообразие названий одних и тех же неисправностей подвижного состава, сооружений и устройств железнодорожного транспорта, улучшают статистический учет транспортных происшествий по предпосылкам и причинам, а также определяют узкие места технологического процесса.

Классификаторы ориентированы на однозначную идентификацию предпосылок и причин транспортных происшествий, их учет и систематизацию, обеспечение автоматизированного поиска нужных для аналитической работы статистических данных о происшествиях. При этом решается вопрос автоматизации выявления наиболее опасных недостатков в организации перевозочного процесса, определения неблагоприятных тенденций их возникновения, которые дают возможность подготовить выводы и рекомендации для планирования профилактической работы по безопасности движения.

На рис. 2 на примере локомотивного хозяйства представлена обобщенная структура классификатора причин.

Каждому элементу классификатора причин присвоен одиннадцатизначный буквенно-цифровой индекс, который указывает хозяйство, работники которого виновны в нарушении безопасности, код причины, место неисправности (узел, приборы и механизмы узла, элемент прибора или механизма) для причин первого класса, краткое описание неисправности.

Все предпосылки обозначаются четырехзначным буквенно-цифровым индексом, который указывает класс предпосылки, хозяйст-

во, которое допустило нарушение безопасности; краткое описание предпосылки, являющейся непосредственной причиной транспортного происшествия.

Кодовое обозначение класса предпосылки содержит следующие разделы:

- дефекты изготовления и состояния технических средств (код 1);
- недостатки управления хозяйством (код 2);
- профессиональный уровень исполнителей (код 3);
- текущее удержание и эксплуатация (код 4);
- ремонтные работы (код 5);
- техническое обслуживание (код 6);
- вмешательство посторонних лиц и организаций, влияние окружающей среды (код 7);
- другие (код 8).

Сопровождение классификаторов состоит в актуализации содержимого, то есть в добавлении причин и предпосылок, выявленных за годичный период наблюдения, или в удалении незарегистрированных в течение года причин и предпосылок транспортных происшествий.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Розробка методів та засобів аналізу та прогнозування стану безпеки на залізничному транспорті: Звіт про НДР. / В.М. Самсонкін, Н.С. Вещева, С.В.Панарин и др. Галузева асоціація Укртрансвуз, Науково-дослідний та учбовий центр з проблем транспортної медицини. – Харків, 2001. – 334 с.
2. Положення про класифікацію транспортних подій та порушень у поїзній та маневровій роботі на залізничному транспорті, що загрожують безпеці руху. Наказ Міністерства транспорту України від 18.10.2003 № 800
3. Комплексний аналіз статистики порушень безпеки руху поїздів та визначення факторів, які впливають на рівень безпеки: Звіт про НДР / Самсонкін В.М., Шалаєва Т.О., Біла І.І. та ін. – Державний науково-дослідний центр залізничного транспорту України. – К., 2003. – 123 с.

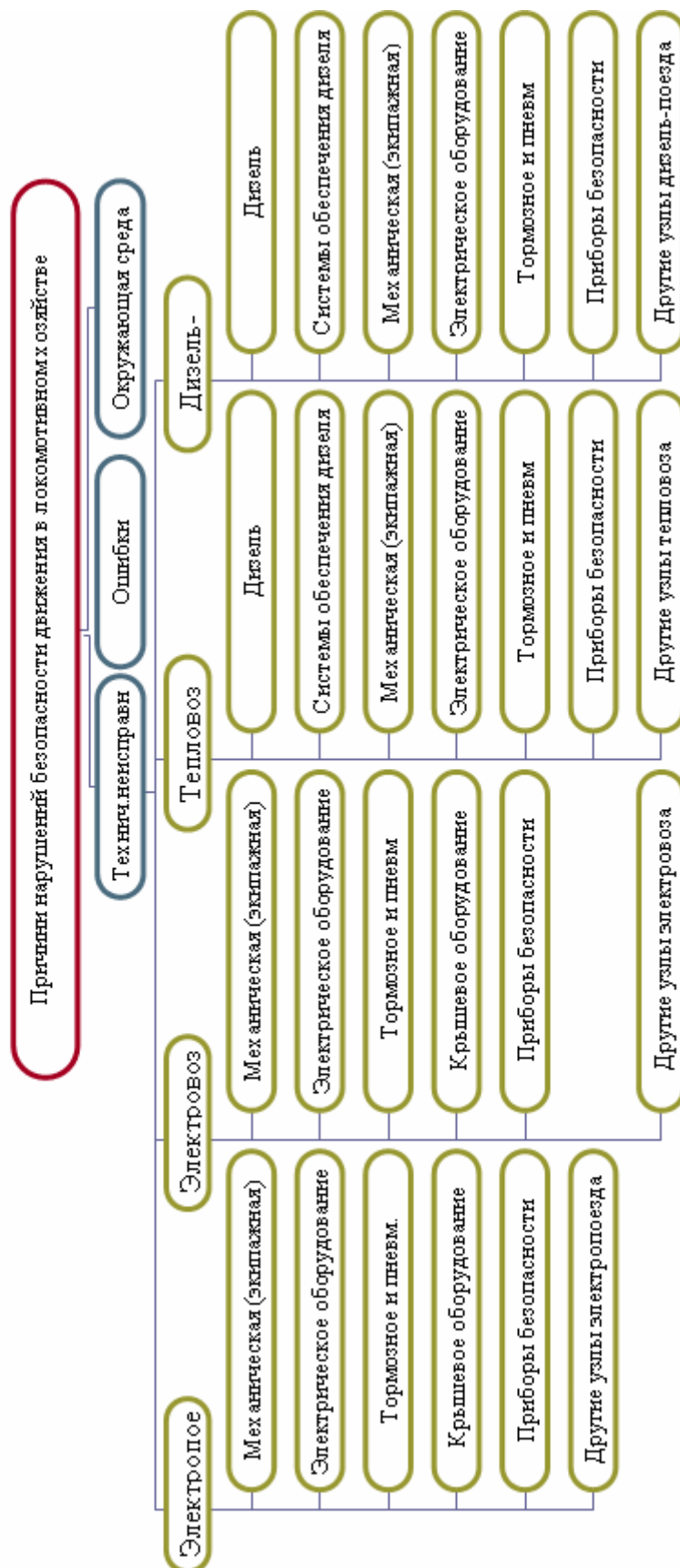


Рис.2 Обобщенная структура классификатора причин транспортных событий (локомотивное хозяйство)

Д.В. ДМИТРИЕВ, канд. техн. наук, КУЭТТ (Украина)

АВТОМАТИЗИРОВАННАЯ ДИАГНОСТИКА МЕХАНИЧЕСКОЙ ЧАСТИ ПАССАЖИРСКИХ ВАГОНОВ В ХОДЕ ИХ ОБЫЧНОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ

На прикладі «Автоматизованої системи поточного контролю» коротко представлений досвід застосування і перспективи розвитку даної концепції діагностування механічної частини залізничного рухомого складу.

На примере «Автоматизированной системы текущего контроля» кратко представлены опыт применения и перспективы развития данной концепции диагностирования механической части железнодорожного подвижного состава.

On an example «Automated diagnostic system» are submitted experience of application and prospect of development of the given concept of diagnosing of a mechanical part of the railway rolling-stock.

Постановка проблемы

Необходимость «приблизить» столицу к крупным городам Украины вызвала к жизни проект под названием «Столичный экспресс», заключающийся во введении в эксплуатацию дневных парных скоростных пассажирских поездов. Эта новация для отечественного железнодорожного транспорта, с технической точки зрения, заключалась в повышении эксплуатационных скоростей при обеспечении безопасности движения и комфорта пассажиров. Указанная задача осложнялась тем, что в предыдущее десятилетие наблюдалось явление повышенного износа поверхностей катания (в частности гребней) у грузовых вагонов, которые, эксплуатируясь на одних и тех же линиях с пассажирскими поездами, ухудшают техническое состояние железнодорожного пути. Таким образом, потребовались средства оперативного и объективного надзора за текущим техническим состоянием, в первую очередь, ходовых частей вагонов скоростных поездов и железнодорожного пути по маршрутам их следования. Для эффективного решения названной задачи и была создана концепция АСТК [1].

Анализ публикаций и цель статьи

По мнению автора, один из основных недостатков некоторых из разрабатываемых бортовых систем контроля состоит в их узкой специализации. Примером таких систем могут служить: а) определение схода подвижного состава с рельсов [2, 3]; б) контроль безопасного прохода кривых скоростным поездом [4]; в) контроль полносоставности поезда [5] и др. Внедрение таких систем может быть осуществлено в кратчайшие сроки. Но ориентация на эти

системы создаст определённые трудности согласования в будущем при неизбежном объединении подобных систем, например, с целью их интегрирования в систему автоматического управления поездом.

Другая особенность отдельных систем диагностики, аналогичных АСТК, заключается в значительном количестве однотипных датчиков, устанавливаемых на контролируемом объекте [6]. Такой подход представляется автору экстенсивным.

Настоящая статья посвящена изложению основных научных результатов полугодового опыта эксплуатации первой очереди АСТК, получившей наименование АСТК-1П, а также перспективам развития названной системы.

Известен ряд систем, достаточно близких по назначению к АСТК, но находящихся на различных стадиях предварительной проработки и ориентированных в основном на диагностику тягового, в том числе мотор-вагонного, подвижного состава [7...9]. Наиболее близкие аналоги АСТК-1П представлены в работах [10, 11].

Основные результаты применения АСТК

Бортовые регистраторы первой очереди АСТК установлены на вагонах первого и второго классов скоростного поезда Киев – Днепропетровск – Киев. Ходовые части этих вагонов однотипные, а масса брутто вагонов отличается менее чем на одну тонну, что определяет качественную и количественную близость их ходовых динамических качеств. По итогам эксплуатации обоих вагонов, контролируемых с помощью АСТК-1П, отмечено, что регистрируемые для них соответствующие величины показателей плавности хода W в целом мало отличаются. Существенное качественное отличие W ус-

тойчиво наблюдается при вертикальных колебаниях на высоких скоростях движения между обеими тележками одного и того же вагона. На рис. 1 и 2 показаны усредненные значения W , полученные по ускорениям, измеряемым на нижней раме вагонов вблизи пятников. Наблюдаемые резонансные явления для вторых по ходу движения тележек на скоростях движения 100...110 км/ч (см. рис. 2) связаны с перераспределением вертикальной нагрузки на тележки одного вагона при действии продольных ускорений, возникающих в процессе движения в режиме тяги.

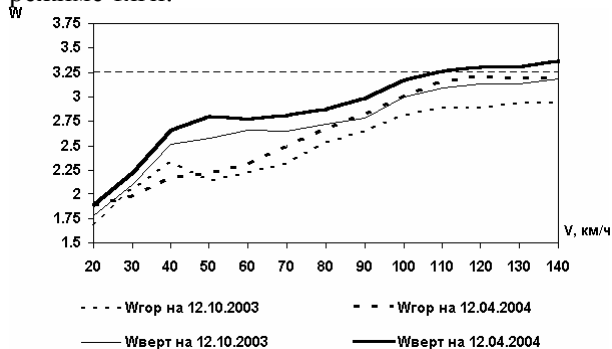


Рис. 1. Усредненные значения показателей плавности хода для переднего пятника

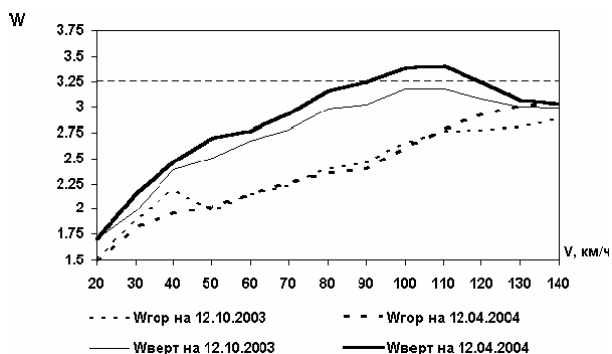


Рис. 2. Усредненные значения показателей плавности хода для заднего пятника

Нужно отметить, что в течение первых шести месяцев эксплуатации значения показателей плавности хода для горизонтального (поперечного) $W_{гор}$ и вертикального $W_{верт}$ направлений эволюционировали различным образом. Показатели $W_{гор}$ в первые три месяца изменялись незначительно, а основной их рост происходил в последующее время. Показатели $W_{верт}$, напротив, достигли нынешнего уровня за первые месяцы эксплуатации вагонов, и в дальнейшем их рост практически прекратился.

Наряду с отмеченным постепенным повышением уровней показателей плавности хода, вызванным износом элементов ходовых частей и естественным ухудшением технического состояния железнодорожного пути по маршруту следования скоростного поезда, в моменты раз-

вития некоторых неисправностей ходовых частей отмечается более существенное и быстрое изменение регистрируемых текущих значений W . Эти изменения используются в АСТК как один из признаков дефектов ходовых частей для целей диагностики. Всего за отчетный период зафиксированы четыре случая подобного изменения значений W , связанные со следующими неисправностями ходовых частей у контролируемых АСТК-1П вагонов: а) тонкий гребень и увеличенный зазор в узлах крепления гасителя колебаний – для вагона первого класса; б) остроконечный накат гребня и разрушение деталей буксового подшипника – для вагона второго класса.

В качестве примера на рис. 3 и 4 показано изменение значений $W_{гор}$ над тележкой вагона первого класса при повышенном износе гребня на одном из колес внешней колесной пары этой тележки.

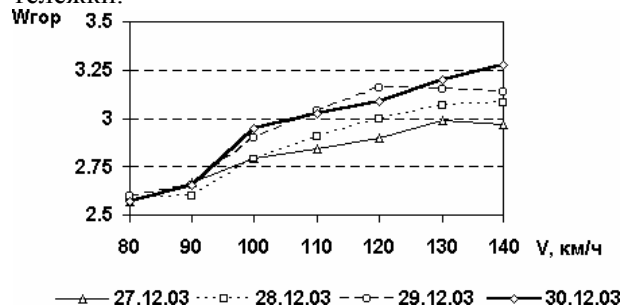


Рис. 3. Значения показателей $W_{гор}$ при диагностировании тонкого гребня (период развития неисправности)

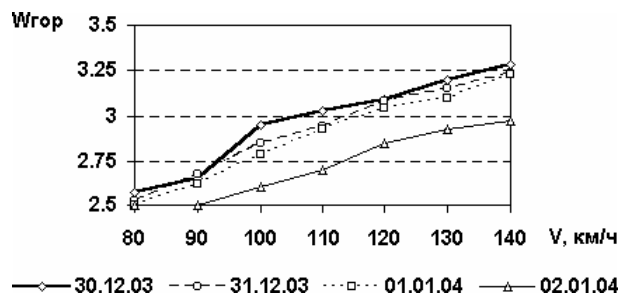


Рис. 4. Значения показателей $W_{гор}$ при диагностировании тонкого гребня (период приработки)

В рассматриваемом случае средства АСТК начали регистрировать рост значений $W_{гор}$ за двое суток, начиная с 28.12.2003, до замены колесной пары 30.12.2003, что позволяет сделать вывод о возможности диагностирования подобной неисправности на ранних стадиях её развития. При этом обращает на себя внимание особенность, состоящая в том, что после замены дефектной колесной пары на новую, некоторое время протекал период приработки, при котором сохранялся повышенный уровень значений W (см. рис. 4.). Указанный период при-

работки отмечен и при диагностировании остальных неисправностей, сопровождавшихся заменой дефектного элемента новым. Во всех случаях период приработки был равен или несколько короче периода развития неисправности. Указанное явление автор именуется «эффектом клубка» (по аналогии с клубком пряжи, который «сколько наматывается, – столько и разматывается»).

Как числовой пример в табл. 1 сведены фактические данные при обнаружении 11.02.2004 увеличенного зазора в узлах крепления гидравлического гасителя колебаний у тележки котловой стороны (во время рейса по маршруту Киев – Днепропетровск вагоны скоростного

поезда движутся котловой стороной вперёд). Анализируя приведенные данные, можно отметить малую статистическую изменчивость значений показателей плавности хода в течение суток для вертикального направления, особенно у исправной в данном случае некотловой тележки – отдельные значения Wvert для которой совпадают до сотых долей, что объясняется большой длительностью регистрации ускорений. Сопоставляя данные в табл. 1 о текущих значениях показателей плавности хода для горизонтального (поперечного) направления, можно видеть, что для неисправной тележки 11.02.2004 был зарегистрирован их повышенный уровень.

Таблица 1

Данные для рейса Киев – Днепропетровск за 10 (числитель) и 11 февраля (знаменатель) 2004 г.

Диапазон скоростей движения, км/ч	Показатели плавности хода вагона, зарегистрированные вблизи пятника				Длительность измерения ускорений, с
	котловой стороны		некотловой стороны		
	в поперечном направлении	в вертикальном направлении	в поперечном направлении	в вертикальном направлении	
86...95	2,68 / 2,75	2,93 / 2,93	2,46 / 2,50	3,19 / 3,19	1451 / 1352
96...105	2,83 / 2,96	3,17 / 3,13	2,58 / 2,64	3,38 / 3,38	5517 / 5220
106...115	2,91 / 3,09	3,22 / 3,26	2,63 / 2,72	3,34 / 3,41	2626 / 2363
116...125	3,02 / 3,16	3,30 / 3,30	2,77 / 2,87	3,21 / 3,24	2055 / 2363
126...135	3,02 / 3,17	3,32 / 3,30	2,81 / 2,94	3,12 / 3,11	1231 / 1077
136...145	3,00 / 3,22	3,28 / 3,29	2,89 / 3,06	3,01 / 3,01	637 / 670

Выводы и перспективы

Средства «Автоматизированной системы текущего контроля» с помощью анализа показателей плавности хода позволяют, в том числе на ранних стадиях развития неисправностей ходовых частей пассажирских вагонов, диагностировать следующие дефекты: тонкий гребень, остроконечный накат гребня, разрушение деталей буксовых подшипников и увеличенные зазоры в узлах крепления гидравлических гасителей колебаний.

Теоретические расчёты показывают, что с помощью АСТК имеется возможность выявления широкого круга дефектов ходовых частей, связанных с изменением динамических качеств вагонов. Вопрос о практической возможности диагностирования конкретных неисправностей ходовых частей будет решаться по мере накопления опыта эксплуатации рассматриваемой системы.

Вместе с тем, поскольку в условиях обычной эксплуатации скоростного поезда случаи дефектов ходовых частей оказались редкими, то для ускорения экспериментального подтверждения выявляемости конкретных неис-

правностей с помощью АСТК целесообразно провести натурные испытания вагонов с искусственно созданными соответствующими дефектами.

Имеющийся опыт эксплуатации АСТК-1П позволяет заключить, что открылась принципиально новая для железнодорожного транспорта возможность наблюдения в условиях обычной эксплуатации за процессом изменения во времени ходовых динамических качеств вагона под влиянием развития конкретной неисправности его ходовых частей. Эти данные важны для понимания причин и закономерностей развития неисправностей с целью прогнозирования и предотвращения последних.

Кроме основного предназначения, текущие данные АСТК об уровнях ускорений кузова могут использоваться для следующих перспективных систем пассажирских вагонов: а) активного гашения колебаний, в том числе продольных; б) наклона кузова на кривом в плане участке пути с целью увеличения скорости движения. Названные системы в последние годы активно внедряются на сети железных дорог стран ЕС и можно прогнозировать появление

подобных разработок в недалёком будущем на Украине.

В ближайших планах по расширению функциональных возможностей АСТК находится оснащение бортовых регистраторов обоих вагонов, контролируемых АСТК-1П рядом дополнительных датчиков. Для этого изготовлены опытные образцы датчиков давления сжатого воздуха и датчиков для измерения температуры, которые успешно прошли лабораторные, а также статические натурные испытания. Датчиками давления будут оборудованы тормозные цилиндры и тормозные магистрали, а термодатчиками – все корпуса букс. На этом же этапе будет решён вопрос о целесообразности установки (в дополнение к имеющимся на нижних рамах вагонов) акселерометров на рамах тележек и/или корпусах букс.

На следующем этапе развития АСТК планируется организация оперативного поста на локомотиве (как вариант и в штабном вагоне) поезда, охваченного системой. После этого откроется возможность передавать машинисту или соответствующему автомату следующую экстренную информацию от бортовых регистраторов, установленных на вагонах: о сходе тележки с рельсов; о целостности (разрыве) поезда; о перегреве букс; о неотпуске тормозов и др. Для осуществления передачи информации по радиоканалу между вагонами и локомотивом выбрано соответствующее оборудование. В настоящее время завершены лабораторные и подготавливаются натурные испытания модуля приёмника сигналов системы глобального позиционирования, которым намечено оснастить оперативный пост АСТК.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Дёмин Р.Ю., Дёмин Ю.В., Дмитриев Д.В. Компьютерная система контроля состояния ходовых частей пассажирских вагонов // *Залізничний транспорт України*. – 2003. – №5. – С.4-6.
2. Устройство идентификации схода с рельсов вагона подвижного состава. Пат. 2199456 Россия, МПК⁷ В 60 Т 7/12. НИИ измерит. систем,

- Капля Э. И. №2000110036/28, Заявл. 20.04.2000; Оpubл. 27.02.2003. Рус.
3. Method and apparatus for detecting railroad car derailment: Заявка 1104734 ЕПВ, МПК⁷ В 61 К 13/00, В 61 F 9/00. Tokyu car corp., Sato K. № 98936719.8; Заявл. 10.08.1998; Оpubл. 06.06.2001. Англ.
 4. Train speed safety system: Заявка 2356707 Великобритания, МПК⁷ G 05 D 13/00, В 61 L 3/00. DaimlerChrysler AG, Edwards T. №9924607.6; Заявл. 18.10.1999; Оpubл. 30.05.2001; НПК GIN. Англ.
 5. Verfahren und Einrichtung zum Überwachen der Vollständigkeit eines Zuges: Заявка 19930252 Германия, МПК⁷ В 61 L 15/00. Daimler-Chrysler AG, Kalberlah H., Himmelstein G., Ott N., Eckert G. №19930252.9; Заявл. 25.06.1999; Оpubл. 11.01.2001. Нем.
 6. Verfahren und Vorrichtung zum Überwachen des Fahrverhaltens von Schienenfahrzeugen: Заявка 10020521 Германия, МПК⁷ G 01 M 17/10. Deutsche Bahn AG, Sunder R., Kolbasseff A., Kieninger K., Ackermann T., Saglitz M. № 10020512.6; Заявл. 19.04.2000, Оpubл. 31.10.2001. Нем.
 7. Tediagnostica di una vettura ferroviaria in servizio, tramite rete GSM. Simeoni L. *Ing. ferrov.* 2000. 55, № dic., с. 795-804, 850. Ит.
 8. Einrichtung zur Konvertierung von Kommunikationsprotokollen zwischen einem Fahrzeugbus und einem Zugbus in einem Zugkommunikationssystem: Заявка 19929608 Германия, МПК⁷ H 04 L 12/403. Deutsche Bahn AG, Gralla D., Witte S., Heinz S. №19929608.1; Заявл. 28.06.1999; Оpubл. 11.01.2001. Нем.
 9. Guo Qu-yi, Zhao Yan-hua, Zou Jie, Lu Xiang-yang. Tiedao xuebao=J. China Railway Soc. 2002. 24, № 1, с. 48-51. Кит.
 10. Verfahren und Vorrichtung zum Überwachen des Fahrverhaltens von Schienenfahrzeugen und zur Diagnose von Komponenten von Schienenfahrzeugen: Заявка №10062602 Германия, МПК⁷ G 01 M 17/08. Deutsche Bahn AG, Saglitz M., Guo Y. №10062602.5; Заявл. 12.12.2000; Оpubл. 13.06.2002. Нем.
 11. Бондаренко П.Н., Мурсаев А.Х., Ромен Ю.С., Сафьянников Н.М. Информационная технология непрерывного контроля железнодорожного транспорта в процессе эксплуатации // *Вісник Східноукр. нац. ун-ту ім.В.Даля. Технічні науки*. – Луганськ. – 2003. – № 9 (67). – С. 209-212.

С.В. КОМАРОВ, ведущий инженер, ИТСТ НАНУ (Украина),
В.Э. ВОСКОБОЙНИК, канд. техн. наук, ст. научн. сотр., ИТСТ НАНУ (Украина),
А.Н. ЗАЙЦЕВ, ведущий инженер, ИТСТ НАНУ (Украина),
В.Ф. НОВИКОВ, мл. научн. сотр., ИТСТ НАНУ (Украина)

РАЗРАБОТКА СТЕНДА ДЛЯ КОНТРОЛЯ И ДИАГНОСТИКИ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ АККУМУЛЯТОРОВ

Зроблено стенд контролю і діагностики технічного стану акумулятора. Визначено методи вимірювання характеристик акумуляторів. Рекомендовано метод контролю, що не руйнує, при якому характеристик акумуляторів вимірюються на змінному струмі. Пропонуються режими роботи стенда для відновлення технічного стану акумуляторів шляхом десульфатаційного заряду з наступним циклюванням для свинцево-кислотних акумуляторів і режими глибокого розряду для усунення ефекту пам'яті в нікель-кадмієвих акумуляторів.

Разработан стенд контроля и диагностики технического состояния аккумулятора. Определены методы измерения характеристик аккумуляторов. Рекомендован метод неразрушающего контроля, при котором характеристик аккумуляторов измеряются на переменном токе. Предлагаются режимы работы стенда для восстановления технического состояния аккумуляторов путем десульфатационного заряда с последующим циклированием для свинцево-кислотных аккумуляторов и режимы глубокого разряда для устранения эффекта памяти у никель-кадмиевых аккумуляторов.

The stand of the check and diagnostic of a technical state of accumulators designed. Methods of measuring of performances of accumulators are spotted. The method of the non-destructive check at which performances of accumulators are measured on an alternating current is recommended. Duties of the stand recovery of a technical state of accumulators are offered by a desulphation charge with the subsequent cycling for lead-acid accumulators and regimes of penetrating discharge for elimination of a memory effect at nickel - cadmium accumulators.

Высокоскоростной наземный транспорт (ВСНТ) предъявляет повышенные требования к надежности всей системы в целом и к источникам резервного питания в частности. Для безопасности движения ВСНТ актуальным является вопрос автономного энергообеспечения. Данная ситуация возникает в системах с внешним энергоподводом в аварийных режимах, а в системах без внешнего энергоподвода – и в рабочих режимах.

В качестве источников энергии для систем резервного питания используются аккумуляторные батареи. Для обеспечения лучших показателей отношения запасенной энергии аккумуляторов к массе необходимо своевременное тестирование и проверка остаточной емкости.

По существующим нормам [1] основными критериями технического состояния аккумуляторной батареи являются её фактическая ёмкость и величина снижения напряжения на элементе аккумуляторной батареи при протекании толковых токов. Проблема заключается в том, что измерение ёмкости аккумуляторной батареи требует больших затрат времени. Ёмкость аккумуляторной батареи связана с её внутренним сопротивлением и, получив опыт-

ным путём значение внутреннего сопротивления, можно оценить и ёмкость батареи [2].

Для определения внутреннего сопротивления элемента или батареи можно воспользоваться способом, заключающимся в измерении характеристик на переменном токе. Так как многие реакции на электродах обратимы, можно считать, что при измерениях на переменном токе химические реакции не происходят, и импеданс соответствует внутреннему сопротивлению [3]. Измерения на переменном токе можно сочетать с измерениями на постоянном токе.

Существует ряд приборов для диагностики аккумуляторов, разработанных ведущими фирмами промышленно развитых стран: Cadex, Motorola, Vencon, Midtronics и др. Каждый из этих приборов обладает своими преимуществами, но все они предназначены для диагностики определенных типов аккумуляторов либо работают в очень узких диапазонах параметров аккумуляторов и характеризуются высокой стоимостью. Приборы, которые производят измерение полной емкости аккумулятора путем разряда его стабилизированным током до конечного допустимого напряжения, позволяют наиболее точно произвести измерение емкости.

Однако такой метод требует больших затрат времени, и, кроме того, глубокий разряд опасен для свинцово-кислотных аккумуляторов. Приемлемым является метод неразрушающего контроля, при котором емкость аккумулятора определяется за короткое время. Суть метода заключается в измерении характеристик на переменном токе. Метод дает большую погрешность, чем непрерывный, однако значительный выигрыш во времени является определяющим преимуществом. Поэтому для диагностики, контроля и профилактического обслуживания аккумуляторных батарей необходим универсальный стенд, который позволяет производить полное и быстрое измерение основных параметров аккумуляторов, и восстанавливать емкость аккумуляторов путем устранения таких явлений как сульфатация или “эффект памяти”. Создание универсального стенда позволяет проводить диагностику и обслуживание разных типов аккумуляторов как никель-кадмиевых, свинцово-кислотных и других, с обслуживанием как отдельных элементов, так и аккумуляторных батарей с различным рабочим напряжением. Разработанный стенд имеет блочную структуру и состоит из отдельных функционально законченных модулей.

Предлагаемый стенд будет измерять следующие основные параметры аккумулятора:

- ток заряда;
- ток разряда;
- напряжение заряда;
- напряжение разряда;
- температуру аккумулятора.

На основании измерения основных параметров производится расчет следующих характеристик аккумуляторов:

- внутреннее сопротивление на переменном токе;
- фактическую емкость аккумулятора;
- ЭДС аккумулятора;
- внутреннее сопротивление аккумулятора на постоянном токе;
- вольт-амперные характеристики.

Структурная схема стенда приведена на рис. 1.

Стенд состоит из следующих блоков:

- блок датчиков сбора информации о состоянии аккумулятора;
- устройство сбора и обработки информации;
- блок индикации;
- зарядное устройство;
- разрядное устройство;
- генератор переменного тока.

Блок датчиков сбора информации состоит из следующих датчиков:

- датчик напряжения;
- датчик тока;
- датчик температуры;
- датчик переменного тока;
- датчик переменного напряжения.

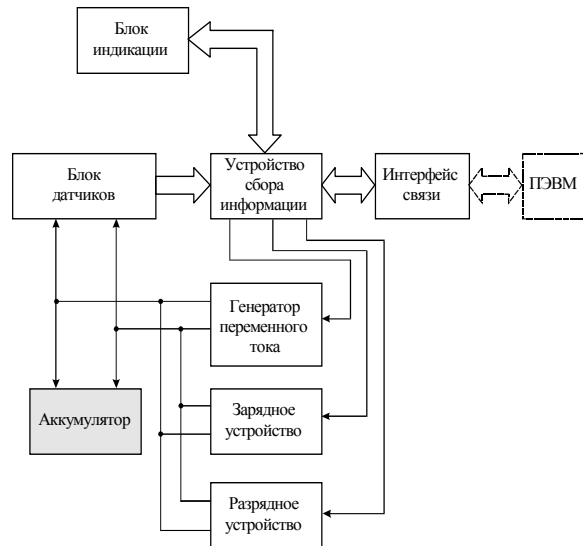


Рис. 1. Структурная схема стенда

Блок датчиков – это выносной модуль, который крепится на аккумуляторе. Силовые цепи соединяют блок датчиков с зарядным устройством, разрядным устройством и генератором переменного тока. Сигнальные цепи соединяют блок датчиков с устройством сбора информации.

Устройство сбора и обработки информации представляет собой комплекс аппаратных и программных модулей, которые позволяют обрабатывать, анализировать и сохранять информацию, полученную от датчиков.

Аппаратная часть устройства состоит из следующих модулей:

- модуль обработки сигналов (АЦП);
- модуль хранения информации;
- модуль связи с ЭВМ.

Программная часть устройства состоит из программных модулей:

- программы измерения и преобразования входных величин;
- программы обслуживания, чтения и записи в устройства хранения;
- программы двунаправленной связи приема и передачи данных;
- программы синхронизации работы аппаратных модулей.

Модуль обработки сигналов предназначен для измерения входных аналоговых сигналов,

поступающих из блока датчиков сбора информации, посредством аналогово-цифровых преобразований (АЦП). Для выполнения операций АЦП используется модуль, интегрированный в микроконтроллер PIC12F675 [4].

Данный микроконтроллер характеризуется высоким быстродействием (частота тактового сигнала составляет 20 МГц). Входной аналоговый сигнал через коммутатор каналов заряжает внутренний конденсатор АЦП. Модуль АЦП преобразует напряжение, удерживаемое на конденсаторе, в 10-разрядный цифровой код методом последовательного приближения. Уровень входного сигнала не должен превышать 5 В (напряжения питания). Источником опорного напряжения может быть напряжение питания V_{DD} либо напряжение внешнего источника V_{REF} .

Для обеспечения точности преобразования стабилизируется источник опорного напряжения с помощью микросхемы серии Low Drop. Микросхема источника опорного напряжения MCP1541 фирмы MICROCHIP обеспечивает выходное напряжение 4.096 В с максимальной погрешностью $\pm 1\%$.

Поскольку в микроконтроллерах имеется всего один модуль АЦП, то для обеспечения одновременного измерения тока, напряжения и температуры необходимо три микроконтроллера с внешней синхронизацией работы программ.

Модуль хранения информации предназначен для промежуточного хранения данных, принятых от модуля обработки сигналов.

Основу модуля хранения информации составляет ППЗУ, собранное из микросхем памяти 93-й серии фирмы Microchip [5]. Для обмена информацией между микропроцессором и внешней памятью используется интерфейс SPI – полнодуплексный скоростной синхронный трёхпроводной интерфейс.

Данные, полученные с помощью модуля обработки сигналов, поступают на входные линии линейки микросхем памяти. Выбор конкретного устройства памяти осуществляется подачей сигнала на вход селекции. Работа модуля хранения информации синхронизирована подачей внешнего тактового сигнала от модуля связи с ЭВМ. Тактовый сигнал подается на вход синхронизации.

Данные, полученные от модуля обработки сигналов, могут храниться в блоке памяти сколько угодно долго. Когда возникает необходимость пересылки данных на периферию, например, в ЭВМ, то задействуется модуль связи с ЭВМ. Основу этого модуля составляет центральный процессор средней степени интеграции PIC16F877

[6]. Данный процессор содержит узлы, реализованные аппаратно, и позволяет упростить программные коды.

В устройстве задействованы периферийные узлы:

- последовательный синхронный порт MSSP в режиме SPI;
- последовательный синхронно-асинхронный приемопередатчик USART с поддержкой детектирования адреса.

Кроме этого, данный процессор содержит 33 линии ввода-вывода, что позволяет минимизировать количество дополнительных элементов в устройстве. Для стабильности работы всего устройства и при проведении операций аналогово-цифрового преобразования необходимо обеспечить стабильность частоты тактового сигнала микроконтроллера. Для обеспечения корректной работы центрального процессора применен контроллер питания и запуска – супервизор на микросхеме MCP100 фирмы MICROCHIP.

Центральный процессор осуществляет управление и синхронизирует работу остальных модулей устройства. С помощью линий ввода-вывода реализована система внешних прерываний для синхронизации работы модулей. Линии ввода-вывода осуществляют выбор микросхем памяти в модуле хранения информации.

Модуль синхронного порта MSSP работает в режиме SPI и осуществляет управление и обмен данными с модулем хранения информации. Благодаря аппаратной реализации трехпроводного промышленного интерфейса SPI достигается максимальная производительность при обмене информацией между периферийными модулями.

USART – это модуль последовательного ввода/вывода, который работает в полнодуплексном асинхронном режиме для связи с ЭВМ. Модуль может работать в трех режимах:

- асинхронный, полный дуплекс;
- ведущий синхронный, полудуплекс;
- ведомый синхронный, полудуплекс.

Модуль USART поддерживает режим детектирования 9-разрядного адреса для работы в сетевом режиме. Для адаптации уровней сигнала на выходе последовательного порта ЭВМ и уровней сигнала на выходе модуля USART используется интерфейс связи RS-232. Основу данного интерфейса составляют две микросхемы MAX202 фирмы Maxim. Интерфейс преобразовывает двухполярные выходные сигналы порта ЭВМ в однополярные сигналы TTL уровня, а сигналы, поступающие от модуля USART, преобразовываются в двухполярные сигналы для последовательного порта ЭВМ.

Программные модули устройства обеспечивают функционирование аппаратных модулей в соответствии с разработанными алгоритмами.

Разработана виртуальная модель блока сбора информации, которая исследуется в программном пакете MPLAB 6.3. Модель позволяет исследовать работу периферийных модулей устройства и отслеживать ход выполнения разработанных программ. Исследование алгоритмов работы виртуальной модели осуществляется в программе MPLAB SIM. Программа позволяет в пошаговом режиме отлаживать программные коды микропроцессора. Точки останова исполнения программного кода позволяют в масштабе реального времени отслеживать ход выполнения программы, а окно состояния регистров процессора показывает, какая информация хранится в рабочих регистрах. При этом архитектура модели блока сбора информации может быть модифицирована изменением файла конфигурации.

Программа измерения и преобразования входных величин инициализирует модуль обработки сигналов. При этом осуществляется настройка линий ввода-вывода в микроконтроллерах PIC12F675 путем записи информации в служебные регистры. Затем происходит настройка модуля АЦП. Настраиваются регистры конфигурации, осуществляется выбор частоты квантования модуля АЦП, выбирается внешний источник опорного напряжения. По завершении процесса инициализации модуль обработки сигналов выдает сигнал готовности на центральный процессор. После этого модуль обработки сигналов переходит в режим ожидания и готов начать измерения и преобразования. При получении команды от центрального процессора происходит старт измерения и преобразования входных сигналов. Полученный результат сохраняется в спаренных регистрах результата. По завершении процесса преобразования выдается сигнал готовности для модуля хранения, и устройство переходит в режим ожидания.

Модуль хранения информации в соответствии с программой обслуживания, чтения и записи в устройство хранения принимает данные из модуля обработки сигналов. Вначале происходит переинициализация процессоров PIC12F675. Настраивается трехпроводный промышленный SPI интерфейс. Настраивается регистр конфигурации, устанавливая соответствующие линии порта на вывод. Назначаются регистры для временного хранения служебной информации. По команде, поступившей из центрального процессора, происходит процесс пересылки данных АЦП в ячейки памяти модуля хранения информации. По за-

полнении всего массива памяти происходит посылка сигнала на центральный процессор, и модуль хранения информации переходит в режим ожидания. Далее происходит перенастройка процессоров PIC12F675 для работы в режиме приема и обработки входных сигналов. В центральном процессоре осуществляется настройка и инициализация аппаратного модуля SPI для приема данных из модуля хранения информации. По запросу, поступающему из центрального процессора, осуществляется передача и обработка данных из модуля хранения информации. После отправки данных модуль хранения информации выдает сигнал готовности и переходит в режим ожидания.

В программе двунаправленной связи приема и передачи данных происходит инициализация и выбор режимов работы модуля USART. Затем модуль переходит в режим ожидания запроса из ЭВМ. После анализа поступивших данных из ЭВМ производится выбор режимов работы устройства сбора информации. Далее по запросу управляющей программы происходит передача сохраненных данных из модуля хранения информации в ЭВМ. По завершении передачи данных модуль связи выдает сигнал готовности и переходит в режим ожидания запроса от ЭВМ.

В программе синхронизации работы аппаратных модулей происходит инициализация центрального процессора. Осуществляется настройка периферийных модулей процессора. Происходит опрос состояния готовности других модулей устройства сбора информации, выбирается режим работы периферийных модулей. Центральный процессор выдает синхронизированный тактовый сигнал, необходимый для работы микропроцессоров в модуле обработки сигналов и в блоке хранения информации. После опроса периферийных модулей и выполнения необходимых процедур центральный процессор переходит в режим ожидания запросов. При поступлении соответствующих запросов из периферийных модулей центральный процессор координирует работу устройства в соответствии с разработанными алгоритмами функционирования.

Для управления зарядным и разрядным устройствами центральный процессор выдает аналоговые сигналы заданий на ток заряда или ток разряда. Цифро-аналоговое преобразование реализовано программными методами, разрядность преобразования составляет 8-бит. Коды заданий центральный процессор получает из ПЭВМ через интерфейс связи.

Зарядное устройство обеспечивает необходимый режим заряда для всей линейки тестируемых аккумуляторов от 9 до 210 А·ч.

Задание зарядного тока в аналоговой форме и выбор режима заряда подается от блока сбора информации. Для стабилизации зарядного тока применена широтно-импульсная модуляция ШИМ с обратными связями по току и по напряжению, а использование MOSFET ключей обеспечивает требуемое быстродействие силовой части блока и высокий КПД. Зарядное устройство обеспечивает три метода заряда:

- заряд стабилизированным током (напряжение варьируется);
- заряд стабилизированным напряжением (ток варьируется);
- заряд комбинированным методом (сначала заряд стабилизированным током, а по достижении определенного уровня напряжения - заряд стабилизированным напряжением).

Для модернизации зарядного блока предусмотрен заряд аккумуляторов импульсным током (импульс зарядного тока – пауза – импульс разрядного тока – пауза), что позволяет проводить профилактику сульфатации аккумуляторов.

Разрядное устройство обеспечивает требуемые режимы разряда для всех типов аккумуляторов от 9 до 210 А·ч, а также режим стартерных токов. Разряд осуществляется на активную нагрузку. Для стабилизации режимов разряда применена ШИМ с обратной связью по току. Разрядное устройство выполнено по модульной схеме, что позволяет наращивать верхний предел разрядного тока простым добавлением однотипных секций. А использование принудительной вентиляции позволяет минимизировать массогабаритные показатели этого блока. Предусмотрен режим работы разрядного устройства, при котором устраняется эффект памяти у никель-кадмиевых аккумуляторов (разряд номинальным током до 1 В на элемент, затем разряд малым током в течение 10 ч до напряжения 0.4 В на элемент).

Генератор переменного тока собран по мостовой схеме. Для формирования гармонических колебаний используется ШИМ с обратной связью по напряжению. В разрабатываемом стенде предполагается производить измерения внутреннего сопротивления аккумулятора на следующих частотах: 10, 50, 100, 400 и 1000 Гц, что позволит более точно определять активную и реактивную составляющие внутреннего сопротивления и фактическую ёмкость аккумулятора.

В зависимости от того, что тестируется, аккумулятор либо аккумуляторная батарея, выбирается архитектура разрядного блока, выбираются

коэффициенты передачи для входных цепей стенда. Предусматривается возможность сохранения результатов диагностики на энергонезависимый накопитель информации и вывод результатов на устройство отображения информации. В качестве устройства отображения информации предполагается использовать матрицу из семи-сегментных светодиодных индикаторов.

В соответствии с общими требованиями к системам сбора и обработки информации необходим вывод результатов тестирования аккумуляторов на принтер, запись в ПЭВМ и создание собственных баз данных, полученных при диагностике аккумуляторов. Для этого создается модуль сопряжения и разрабатывается соответствующее программное обеспечение.

Выводы

1. Структура стенда диагностики содержит силовые блоки: зарядный, разрядный и генератор переменного тока; сигнальные блоки: датчики, устройство сбора и обработки информации, вывод информации на принтер, ПЭВМ и индикацию.
2. Основными параметрами, которые измеряются на стенде, являются фактическая ёмкость и внутреннее сопротивление.
3. Стенд обеспечивает требуемые режимы заряда, разряда и восстановления ёмкости аккумуляторов.
4. Микропроцессорная основа стенда позволяет гибко изменять структуру в зависимости от типов и видов тестируемых аккумуляторов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Сборник методических пособий по контролю состояния электрооборудования / Под ред. Ф.Л. Когана. – М.: ЗАО «Энергосервис», 2001. – 496 с.
2. Гусев Ю.П., Поляков А.М. Электрофизические процессы в аккумуляторах электростанций при коротких замыканиях. – Известия РАН. Энергетика. – 2001. – № 4. – С. 99-105.
3. Диагностика электроустановок оперативного постоянного тока на подстанциях ОАО «Мосэнергo» / В.В. Балашов, Ю.П. Гусев, А.М. Поляков и др. – Электрические станции. – 2000. – № 8. – С.39-46.
4. Однокристалльные 8-разрядные FLASH CMOS микроконтроллеры компании Microchip Technology Incorporated PIC12F629 PIC12F675.
5. Документация фирмы Microchip. <http://www.microchip.com/download/lit/pline/mem-ory/arc/21712a.pdf>.
6. Однокристалльные 8-разрядные FLASH CMOS микроконтроллеры компании Microchip Technology Incorporated PIC16F873 PIC16F877.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ БРАКОВОЧНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК И ВЛИЯНИЕ ПОВРЕЖДЕНИЙ НА РАБОТОСПОСОБНОСТЬ ВАГОНОВ-ЦИСТЕРН

Розглянута класифікація бракувальних характеристик по місцезнаходженню і впливу на працездатність вагонів-цистерн, а також вплив дефектів, що призводять до вм'ятин, днища котла на можливість його експлуатації.

Рассмотрена классификация браковочных характеристик по местонахождению и влиянию на работоспособность вагонов-цистерн, а также влияние вмятинообразных дефектов днища котла на возможность его эксплуатации.

The paper presents the results of simulation of the strain-stress fields in the bottom of a tank-car with different damages. Aims of the further research are formulated.

Вагон-цистерна представляет собой сложнейший технический объект, который эксплуатируется в самых различных, зачастую весьма жестких условиях. Вагоны-цистерны к настоящему моменту составляют 13% общей численности вагонного парка, причем 83% из них составляют вагоны-цистерны для перевозки нефтепродуктов. При этом учесть все нюансы условий эксплуатации на стадии проектирования и даже опытной эксплуатации не представляется возможным. В связи с этим существенная часть цистерн рабочего парка имеет повреждения, в некоторых случаях приводящие к отказу. Одним из наиболее опасных типов повреждений являются повреждения несущей конструкции цистерны, и, в частности, наиболее ответственного узла несущей конструкции – котла цистерны. Установлено, что в настоящее время в эксплуатируемом парке около 2% нефтебензиновых цистерн имеют повреждения несущей конструкции котла, а в случае цистерн для перевозки химических продуктов доля поврежденных цистерн еще больше. В тоже время существует обратная ситуация, когда цистерна, подлежащая списанию по сроку службы, обладает значительным неизрасходованным ресурсом. Таким образом, решение проблемы повышения безопасности и экономической эффективности перевозок грузов вагонами железнодорожного транспорта может заключаться в дифференцированном подходе к назначению межремонтных, полных и новых сроков службы вагонов на основе выбора комплекса браковочных характеристик и методики выявления повреждений несущих конструкций вагонов.

На первом этапе был произведен выбор комплекса браковочных характеристик повреждений несущих конструкций вагонов-цистерн.

Повреждения несущих конструкций вагонов-цистерн имеют весьма разнообразные причины возникновения и места локализации. В результате обобщения статистической информации о повреждениях несущих конструкций вагонов-цистерн и данных сравнительных испытаний можно выявить основные закономерности появления и развития повреждений (табл.).

В связи с тем, что самый большой ресурс в конструкции вагона-цистерны имеет её котел, в дальнейшем будет рассматриваться определение браковочных характеристик котлов нефтебензиновых вагонов-цистерн.

В настоящий момент в существующем парке железнодорожных цистерн преобладают цистерны с котлами 62 калибра, собранными из продольных листов (модели 15-1443, 15-1547, 15-1672). Основным материалом для изготовления этих котлов служит низколегированная сталь 09Г2С, гораздо реже, в основном у котлов старой конструкции, встречается сталь 09Г2 или ВСтЗсп5. В связи с этим в дальнейших исследованиях конструкция котла модели 15-1443 изготовленного из стали 09Г2С принимается за основную.

Основными вопросами, возникающими при определении браковочных характеристик вагонов-цистерн, являются оценка степени влияния повреждений на несущую способность вагонов и определение изменения остаточного ресурса вагона с повреждениями относительно неповрежденного вагона. При этом необходимо учитывать, что сложившаяся практика капитальных и капитально-восстановительных ремонтов предполагает восстановление ресурса вагона-цистерны путем замены поврежденных рам и ремонтом котла как наиболее ценной части вагона.

Для решения этих вопросов были проведены теоретические исследования по оценке несущей способности котлов нефтебензиновых цистерн со следующими типами повреждений: деформации днища котла; коррозионный износ котла.

Вмятины на днище котла являются одним из весьма распространенных типов повреждений котлов цистерн. По некоторым экспертным оценкам до 30% цистерн, приходящих на

Таблица.

Повреждения несущих конструкций четырехосных нефтебензиновых вагонов-цистерн

№	Повреждение	Причина возникновения	Развитие и последствия
1	2	3	4
1	Вмятины и трещины в зоне продольного сварного шва, соединяющего панели обечайки котла, в верхней части опоры котла	<ul style="list-style-type: none"> - конструктивная концентрация напряжений; - превышение грузоподъемности цистерны в эксплуатации; - повышенные скорости соударений при маневровых работах 	<ul style="list-style-type: none"> - открытие течи; - развитие трещины и разрушение обечайки;
2	Трещина вдоль нижней образующей котла в зоне опоры	<ul style="list-style-type: none"> - те же 	<ul style="list-style-type: none"> - те же.
3	Трещины обечайки котла в зоне сливного прибора	<ul style="list-style-type: none"> - конструктивная концентрация напряжений; 	<ul style="list-style-type: none"> - открытие течи.
4	Трещины в зоне приварки кронштейнов лестницы к котлу	<ul style="list-style-type: none"> - концентрации напряжений в сварных швах приварки 	<ul style="list-style-type: none"> - развитие трещины и открытие течи.
5	Трещины обечайки в зоне приварки фасонных лап крепления котла к раме	<ul style="list-style-type: none"> - высокий уровень напряжений в зоне лап при маневровых работах; - начальные трещиноподобные дефекты сварных швов. 	<ul style="list-style-type: none"> - открытие течи; - развитие трещины и разрушение обечайки котла; - нарушение связи "рама – котел" и сброс котла.
6	Трещины обечайки в зоне приварки горловины люка-лаза.	<ul style="list-style-type: none"> - конструктивная концентрация напряжений; - дефекты сварных швов. 	<ul style="list-style-type: none"> - нарушение герметичности котла.
7	Трещины в зоне соединения обечайки котла с днищем	<ul style="list-style-type: none"> - высокие напряжения от гидроудара; - дефекты сварных соединений. 	<ul style="list-style-type: none"> - развитие трещины и нарушение целостности котла.
8	Деформации днища котла	<ul style="list-style-type: none"> - аварийные ситуации; - нарушение габаритных ограничений; - нарушение правил погрузки и крепления грузов. 	<ul style="list-style-type: none"> - снижение прочности и устойчивости оболочки.
9	Трещины в зоне шкворневого узла рамы цистерны	<ul style="list-style-type: none"> - многоцикловая усталость вследствие боковой качки вагона; - малоцикловая усталость при продольных эксплуатационных нагрузках; - дефекты сварных соединений. 	<ul style="list-style-type: none"> - возможно развитие трещин и разрушение хребтовой балки.
10	Трещины хребтовой балки в зоне крепления тормозного цилиндра	<ul style="list-style-type: none"> - конструктивная концентрация напряжений; - инерционные нагрузки при маневровых соударениях. 	<ul style="list-style-type: none"> - То же.

1	2	3	4
11	Локальная потеря устойчивости верхней полки хребтовой балки	<ul style="list-style-type: none"> - внецентренное приложение нагрузок сжатия при деформировании задних упоров автосцепного устройства; - передача ударных сжимающих нагрузок через ударную розетку при деформировании задних упоров и корпуса поглощающего аппарата. 	<ul style="list-style-type: none"> - причины возникновения повреждения приводят в дальнейшей эксплуатации к искривлению хребтовой балки в целом.
12	Искривление консольной части хребтовой балки	<ul style="list-style-type: none"> - то же 	<ul style="list-style-type: none"> - потеря хребтовой балкой несущей способности.
13	Выпучивание верхнего листа хребтовой балки в районе автосцепного устройства	<ul style="list-style-type: none"> - маневровые соударения с значительным эксцентриситетом приложения продольной нагрузки. 	<ul style="list-style-type: none"> - отрыв верхнего листа хребтовой балки; - перекося и повреждение поглощающего аппарата; - деформации задних упоров автосцепного устройства
14	Трещины сварных швов крепления фасонных лап рамы к хребтовой балке.	<ul style="list-style-type: none"> - высокий уровень напряжений в зоне лап при маневровых работах; - начальные трещиноподобные дефекты сварных швов. 	<ul style="list-style-type: none"> - в некоторых случаях развитие трещины на хребтовую балку.

промыочно-пропарочные станции, имеют вмятины на днище различной глубины и местоположения.

Для определения влияния такого повреждения был проведен комплекс исследований, решающий следующие задачи:

- анализ статической прочности днища котла цистерны с вмятиной и определение наилучших параметров вмятины с точки зрения прочности;
- анализ процесса деформирования днища котла при квазидинамическом нагружении и определение критических параметров нагружения с точки зрения обеспечения прочности котла;
- анализ развития микроповреждений днища котла в зоне вмятины при квазидинамическом нагружении и влияния их на остаточный ресурс котла.

В связи с высокой сложностью аналитического описания напряженно-деформированного состояния днища котла с повреждением типа вмятины в процессе исследования использовался метод конечных элементов (МКЭ), реализованный на базе рабочей станции с процессором Intel Coorpermine с применением прикладного программного обеспечения МКЭ Ansys 5.5.1. Адекватность использованных алгоритмов данного программного продукта подтверждена сертификатом ISO 9001. Для исследования ста-

тического линейного напряженно-деформированного состояния в конечно-элементной модели использовались оболочечные конечные элементы с переменным порядком полинома функции формы (p-элементы). Применение таких элементов позволило в процессе исследования получать напряженно-деформированное состояние модели с заданной вычислительной погрешностью. Сетка конечных элементов формировалась адаптивно с увеличением плотности сетки в зоне повреждения с учетом вероятных градиентов напряжений. В исследовании анализировалось напряженно-деформированное состояние котла, при первом и третьем режимах нагружения согласно «Норм по расчету и проектированию грузовых вагонов...». При первом режиме котел одновременно нагружался:

- продольным ускорением $3,5 \times 9,81 \text{ м/с}^2$ и соответствующим гидравлическим квазидинамическим давлением груза, распределенным по оболочке котла по линейно нарастающему вдоль продольной оси вагона закону;
- собственным весом и весом груза, распределенным по оболочке котла как гидростатическое давление.

При третьем режиме котел нагружался:

- продольным ускорением $1 \times 9,81 \text{ м/с}^2$ и соответствующим гидравлическим квазидинамическим давлением груза, распределенным

по оболочке котла по линейно нарастающему вдоль продольной оси вагона закону;

- собственным весом и весом груза, распределенным по оболочке котла как гидростатическое давление, с учетом коэффициента динамики, который рассчитывался по формуле 2.1 «Норм...».
- боковым ускорением и соответствующим гидравлическим квазидинамическим давлением груза, распределенным по оболочке котла по линейно нарастающему по горизонтали перпендикулярно продольной оси вагона закону; величина ускорения рассчитывалась из расчетного значения рамной силы и боковых сил (согласно «Норм...»).

Для обеспечения адекватных условий закрепления в модели была реализована часть опоры с опорными брусками и площадкой их опирания. Свойства материала конечных элементов имитирующих опорные бруски принимались в соответствии с приложением 15 «Норм...» (листенница).

Закрепления к расчетной схеме прикладывались в узлах соответствующих зонам опирания брусков на опоры и верхний лист шкворневой балки в направлении перпендикулярном поверхности опирания.

Кроме указанных выше было проведено исследование влияния на несущую способность длинноразмерных изменений формы и износа обечайки котла, которые возникают в результате: перегрузки вагона вследствие перевозки нефтепродуктов тяжелых марок в бензиновых цистернах; нарушения правил эксплуатации при проведении разгрузочных и промывочно-пропарочных работ; неисправности впускного клапана и коррозионный износ обечайки котла. В результате были получены допустимые глубины вмятинообразных повреждений котла цистерны, при различных толщинах элементов её обечайки.

В результате проведенных теоретических исследований установлено следующее:

1. все многообразие повреждений несущей конструкции котлов нефтебензиновых цистерн можно разделить на две категории: изменения формы оболочки котла и трещи-

ны сварных швов и основного металла. В свою очередь изменения формы оболочки можно разделить на деформации, вызванные нарушением условий эксплуатации (вмятины днища и обечайки), и вмятины в зоне лежневых опор, вызванные систематическим перегрузом цистерн;

2. днища котлов цистерн с вмятинами глубиной не более 300 мм и радиусом перехода металла вмятины к основному металлу днища не менее 100 мм имеют значительный запас прочности по критериям предельных деформаций (более 5), статического трещинообразования (2,42) и усталостного трещинообразования (4,09);
3. оценка возможности эксплуатации котлов с вмятинообразными повреждениями днища должна производиться из условий отсутствия значительных трещин в зоне сварных швов, затронутых вмятиной, и в местах наклепа и перегиба металла днища, а также из условий коммерческой допустимости уменьшения полезного объема котла;
4. наиболее опасным видом вмятинообразных повреждений обечайки котла являются длинноразмерные изменения формы котла, соответствующие первой форме потери устойчивости (проседание и наклон верхней части обечайки, вмятость боковой части). При этом основным критерием несущей способности котла является устойчивость оболочки под действием внешнего давления;
5. полученные в результате исследований зависимости допускаемой глубины вмятинообразных повреждений днища обечайки от толщины ее частей позволяют с необходимой точностью оценить возможность эксплуатации цистерн с данным видом повреждений.

В дальнейших исследованиях предполагается выявить влияние местоположения и величины вмятинообразных дефектов цилиндрической части котла на его устойчивость в зависимости от величины коррозии его элементов.

УДК 632.2:532.528

Ю.А.ЖУЛАЙ, канд. техн. наук, ст. научн. сотр., ИТСТ НАНУ (Украина)

Н.А.ДЗОЗ, д-р техн. наук, профессор, Европейская НПК «HiAКолор»

В.А.ЗАДОНЦЕВ, д-р техн. наук, профессор, ЗАО «ВЕСТА-Днепр»

С.В.БУРЫЛОВ, канд. физ.-мат. наук, ст. научн. сотр., ИТСТ НАНУ (Украина)

В.Ф.НОВИКОВ, мл. научн. сотр., ИТСТ НАНУ (Украина)

ВОЗМОЖНОСТЬ ОЧИСТКИ ПУТЕВОЙ СТРУКТУРЫ ПУЛЬСИРУЮЩИМИ И КАВИТИРУЮЩИМИ СТРУЯМИ ВОДЫ ПРИ ДВИЖЕНИИ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

Представлені результати дослідження гідродинамічного очищення поверхонь пульсуючими і кавітуючими струменями, одержаними в пристрої, що включає локальний гідравлічний опір – трубку Вентурі спеціальної геометрії. Використання технологій для очищення рейкової колії повинна значно знизити витрати в порівнянні з існуючою технологією подачі піску під ведучі колеса локомотива.

Представлены результаты исследования гидродинамической очистки поверхностей пульсирующими и кавитирующими струями, полученными в устройстве, включающем локальное гидравлическое сопротивление – трубку Вентури специальной геометрии. Использование технологий для очистки рельсового пути должна значительно снизить затраты по сравнению с существующей технологией пескоподачи под ведущие колеса локомотива.

The paper gives the results of studies on hydrodynamic cleaning surfaces with pulsating and cavitating sprays, obtained in a device including local flow resistance — Venturi tube of special geometry. The use of the above technologies to clean the rail track should decrease considerably the expenses as compared to the current cleaning technology by blasting sand under locomotive leading wheels.

При експлуатації подвижного залізничного складу однією з важливих проблем підвищення його ефективності і безпеки руху є очищення шляху від забруднень з метою покращення зчеплення бандажів коліс і рейок. Наявність на них нальоту пилу різного походження, масляних плям і інших забруднень значно погіршує зчеплення коліс з рейками. Практика показала [1], що при сильному дощі, коли бандажі і рейки добре промиті, зчеплення не зменшується; при слідванні в час морозного дощу коефіцієнт зчеплення знижується. Тому при русі поїзда в несприятливих умовах, а також на ділянках шляху, де зчеплення коліс з рейками погіршується, машиніст викликає пісочницю. Використання піску, особливо кварцевого, сухого, без домішок помітно підвищує коефіцієнт зчеплення.

Пісочні пристрої на електровозах представляють собою складну пневмомеханічну систему, що складається з бункера для піску (об'ємом 2,5 м³ на електровозі ВЛ82), форсунок і труб, що проводять пісок, і пневмостистем для

транспортування піску під колеса електровоза. Оптимальна кількість піску, що відповідає найкращим умовам зчеплення, становить витрати 0,55 кг на 1 км шляху. В залежності від метеорологічних умов оптимальне може збільшуватися на 20...30%. Вимоги до піску, який використовується для підвищення зчеплення коліс з рейками досить жорсткі. Він повинен містити кварца не менше 75...90% з зерном не більше 2 мм, пылевидні частинки розміром менше 0,1 мм — не більше 4%, глиниста складова не повинна перевищувати 3%, вологість піску не повинна перевищувати 0,5%. Заготівка і підготовка піску, що подається на електродвижущий склад, представляє собою досить громоздке господарство. Пристрої піскопостачання включають в себе сховища сирого і сухого піску, пісокосушарки, сеялки і піскоподаючі пристрої. В той же час накопичення значної кількості піску на рейках призводить до підвищення опору русу і засоренню балластного шару. В зв'язі з вищеописаним і з урахуванням величезних витрат на заготівку, сортування, підготовку і подачу піску на електровоз пошуку альтер-

нативных способов очистки рельсов от загрязнений представляет собою актуальную задачу.

Одним из перспективных способов решения этой задачи, на взгляд авторов настоящей работы, может быть использование технологий, основанных на использовании водяных струй повышенной разрушительной способности, применяемых для очистки и бурения [2]. Первое направление решения этой задачи связано с использованием технологии по созданию прерывистой струи с помощью кавитации. Прерывистость достигается за счет соответствующей геометрии и конструкции без использования каких-либо движущихся частей или дополнительных источников мощности. Второе направление связано с использованием разрушительной силы кавитации при взрывчатом росте и схлопывании микроскопических полостей внутри жидкости на очищаемой поверхности.

Работоспособность вышеприведенных технологий подтверждена многолетними теоретическим и экспериментальными работами, проводимыми в Украине (Институте технической механики НАНУ) [2] и в США (гидродинамической лаборатории компании DYNAFLOW) [3].

Так, в работе [2] приведены результаты исследования развитого кавитационного течения в гидродинамической системе, включающей в себя локальное гидравлическое сопротивление типа трубки Вентури, с периодически срывным режимом кавитационного течения.

Для этого режима характерна периодически срывающаяся кавитация с частотами 50...10000 Гц. Колебания имеют неакустическую природу, так как их частота не зависит от длины трубопровода за трубкой Вентури с углом раскрытия $\beta > 10^\circ$ и существенно выше первой собственной частоты колебаний жидкости в трубопроводе, расположенном за ней. Трубка Вентури специальной геометрии, генерирующая высокочастотные автоколебания, получила название кавитационного генератора [4]. Природа этих частот аналогична частотам срыва вихрей при отрывном обтекании цилиндра в нормальном к его оси направлении, которые получили название струхалевых частот колебаний жидкости и для гидравлической системы с трубкой Вентури определяются следующим образом [2]:

$$f = Sh_m \sqrt{\frac{2(P_0 - P_s)}{\rho}} \times \frac{\operatorname{tg} \frac{\beta}{2}}{r_{\text{кр}} \left(\sqrt{\frac{\mu}{1 - \sqrt{1 - \tau}}} - 1 \right)}, \quad (1)$$

где Sh_m – модифицированное число Струхала; P_0 и P_s – давление на входе в трубку Вентури и в кавитационной плоскости соответственно; $r_{\text{кр}}$, μ – радиус критического сечения и коэффициент расхода трубки Вентури соответственно; τ – параметр кавитации, определяемый как отношение давлений на выходе P_1 к давлению на входе P_0 в трубку Вентури.

Формула для определения зависимости максимальных значений амплитуд кавитационных колебаний от параметра кавитации τ для различных режимов работы (различных давлений на входе в генератор) получена в работе [4] и имеет вид

$$A = \frac{J_d}{\sqrt{1 + \frac{\omega^2 J_d^2 F_t^2}{c^2}}} \cdot \frac{\delta \bar{V}_k}{\ell_k^2}, \quad (2)$$

где J_d – коэффициент инерционного сопротивления участка диффузора генератора колебаний, расположенного между новой оседлой каверной и выходом из диффузора; $\delta \bar{V}_k$ – текущее значение объема оторвавшейся части кавитационной каверны; ω – круговая частота колебаний; F_t – площадь проходного сечения трубопровода; c – скорость звука в жидкости, находящейся в трубопроводе; ℓ_k – длина кавитационной каверны.

Результаты расчета [2] частот автоколебаний, проведенного по формуле (1), дали удовлетворительное согласование с экспериментальными данными, что подтвердило неакустическую природу этих колебаний.

На рис. 1 представлены данные экспериментального исследования [2]: кинограмма процесса (слева) в кавитационном генераторе колебаний и соответствующая ей осциллограмма давлений (справа) на входе в генератор P_0 и в трубопроводе за ним P_1 , при соотношении $\bar{P}_1 / \bar{P}_0 = 0,2$, где \bar{P}_1 и \bar{P}_0 – средние значения давлений.

Как видно из кинограммы процесса, оседлая, кавитационная полость начинается на входе в цилиндрический участок трубки Вентури и выходит в её диффузорную часть. Далее она растет до максимальных размеров, после чего диффузорная часть каверны отрывается и начинается рост новой каверны. Оторвавшаяся часть каверны сносится по потоку в зону повышенного давления и схлопывается, что приводит к значительному повышению давления в трубопроводе за кавитационным генератором. При этом максимальное значение двойной ам-

плитуды колебаний давления может в 2...4 раза превышать давление на входе в кавитационный генератор, что позволяет интенсифицировать технологические процессы при гидравлической очистке поверхностей.

Эффективность применения технологий с использованием пульсирующих и кавитирующих струй доказана в рамках проведения научно-исследовательской работы между Институтом технической механики НАН Украины и Одесским судоремонтным заводом в 1984-1986 г.г. [5]. Задача заключалась в том, чтобы создать на базе существующих гидродинамических устройств установку для очистки корпусов судов, существенно превосходящую применяющиеся в данное время в судоремонте по эффективности и качеству очистки. При эксплуатации подводная часть корпусов кораблей обрастает толстым слоем (до 20...40 см), состоящим в основном из отложений солей, водорослей и ракушек, что приводит к снижению грузоподъемности судов и увеличению сопротивления их движению в воде, вызывающих снижение скоростей судов и увеличение расхода топлива (до 10...15%).

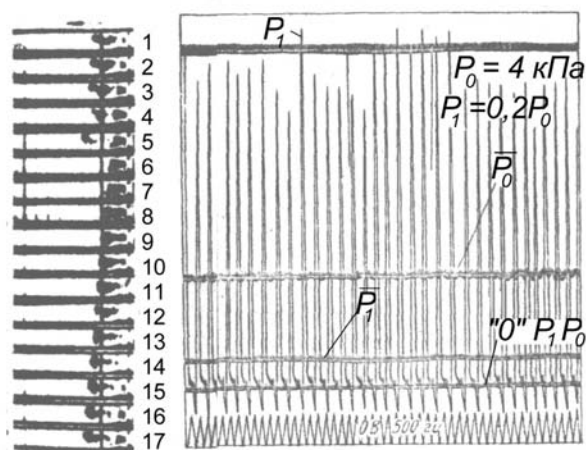


Рис. 1. Кинограмма и осциллограмма давлений на входе в генератор и в трубопроводе за ним

По оценкам специалистов одним из перспективных способов очистки, повышающих производительность работ, является гидродинамический [6]. Одно из самых перспективных направлений – применение устройств, создающих пульсирующие или кавитирующие струи.

При проведении сравнительных экспериментальных исследований в качестве базовой использовалась установка для ручной гидродинамической очистки «WOMA-ATUMAT». Установка включает в себя трехплунжерный насос высокого давления, соединенный шлангом высокого давления с гидравлическим сопловым

пистолетом. Гидропистолет содержит ручку-держатель с запорным клапаном и предохранителем его открывания, в которую вворачивается выходной трубопровод с установленным на конце соплом.

При работе установки струя воды, истекая из сопла под большим давлением, удаляет с очищаемой поверхности ржавчину и загрязнения. При этом на гидропистолет действует сильная реактивная сила, приводящая к быстрому утомлению оператора. Чтобы этого не происходило, необходимо либо снижать давление, либо уменьшать расход воды, устанавливая сопло с меньшим диаметром выходного отверстия. В первом случае это ухудшает степень очистки поверхности, во втором – снижает производительность.

Данное техническое противоречие можно устранить известным путем – созданием пульсирующих струй с высокой кинетической энергией. Это позволит получить высокую степень очистки без увеличения давления. Следует отметить, что создание пульсирующей струи при помощи механических пульсаторов имеет ряд недостатков [6]. Используя кавитационный генератор, создающий кавитационные автоколебания перед соплом гидропистолета, можно получить пульсирующие струи с высокой кинетической энергией в устройстве, лишенном недостатков, присущих механическим пульсаторам.

Для этого было разработано устройство (рис. 2), включающее в себя гидропистолет 1 от установки «WOMA-ATUMAT», удлиненный трубопровод 2, кавитационный генератор 3 импульсов давления жидкости, выходной трубопровод 4 с сопловым насадком 5, в котором устанавливается сопло 6.

При этом на трубопроводе гидропистолета были предусмотрены места для установки манометров для измерения статических давлений на входе и выходе из кавитационного генератора и датчиков для замера «двойной амплитуды» колебаний жидкости за генератором. Под двойной амплитудой вследствие негармонической формы колебаний понимается величина $\Delta P_1 = P_{1\max} - P_{1\min}$, где $P_{1\max}$ и $P_{1\min}$ максимальное и минимальное значения давлений в процессе колебаний.

При проведении исследований было установлено, что в диапазоне $\tau = 0,10...0,35$ в трубопроводе гидропистолета за трубкой Вентури генерируются колебания жидкости импульсного характера с широким частотным спектром. В качестве примера на рис. 3 приведена зависи-

мость $\Delta P_1(f)$ для генератора с диаметром критического сечения $d_{кр} = 2,2$ мм с различными давлениями на входе в генератор.

Максимумы амплитуды наблюдаются на частотах 1800 и 4100 Гц и не смещаются при изменении давления на входе в кавитационный генератор, причем частота, на которой наблю-

дается второй максимум, приблизительно в два раза больше, чем частота первого максимума. Это напоминает эффект резонанса, а наличие двух максимумов амплитуд с кратными частотами говорит о наличии первой и второй гармоник.

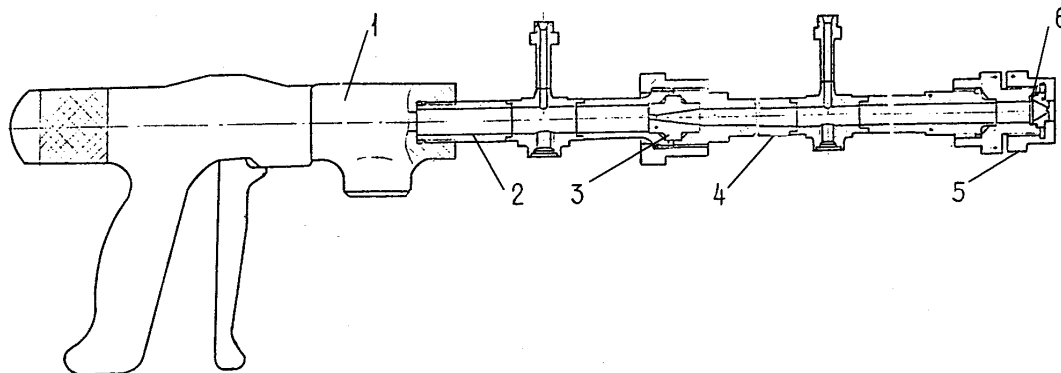


Рис. 2. Гидропистолет для очистки от старой краски, ржавчины и загрязнений

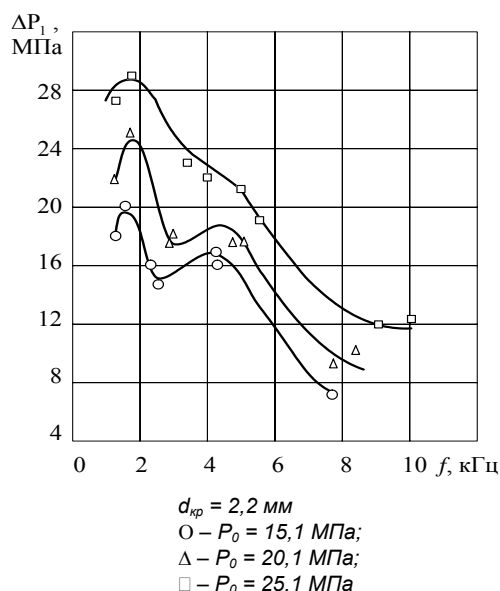


Рис. 3. Зависимость $\Delta P_1(f)$ для генератора импульсов давления

Результаты исследования гидроочистки поверхности судов пульсирующими струями, полученными с помощью кавитационного генератора, показали высокую его эффективность. Так, при исследовании работы устройства с генератором и коническим соплом $d_c = 2,2$ мм при входном давлении $P_0 = 10$ МПа струя очищала наросты ракушки с расстояния 1500 мм. При повышении давления на входе P_0 до 15 МПа частота импульсов повысилась, эффективность очистки возросла. С расстояния до 50 мм струя очищала поверхность до чистого металла. При испытании без генератора струя

очищала ракушки с расстояния 1500 мм при входном давлении $P_0 = 30$ МПа.

Отдельным этапом испытаний было исследование работы устройства без сопла. Струя из такого устройства имела больший диаметр поперечного сечения, но меньший диаметр распыла и дальность полета ее была больше.

Более эффективная работа устройства с кавитационным генератором без сопла объясняется взрывообразным ростом микроскопических каверн в струе жидкости. Эти каверны в последующем резко схлопываются на поверхности, которая подлежит очистке. При этом максимальные давления в зоне схлопывания микроскопических каверн достигают по различным источникам [7, 8] 220...25000 КПа. Поскольку энергия схлопывания каждого пузырька сконцентрирована на микроскопической площади, во время схлопывания возникают чрезвычайно высокие и очень локализованные механические напряжения. Это локальное увеличение давления дает кавитирующей струе большое преимущество по сравнению со стационарной струей, работающей при том же самом давлении и расходе жидкости через насос.

На рис. 4 приведена зависимость расстояния, на котором обеспечивалась полная очистка поверхности до блестящего металла, от давления на входе в устройство с генератором диаметром критического сечения $d_{кр} = 2,6$ мм. При входном давлении $P_0 = 35$ МПа струя очищала поверхность до металла с расстояния до 700 мм, а при $P_0 = 10$ МПа тот же эффект достигался с расстояния 20 мм.

Для применения технологии очистки рельсового пути от загрязнений на локомотиве взамен существующей пескоподачи необходимо установить гидросистему, включающую в себя насосную подачу воды с приводом от электродвигателя, запорную электроарматуру, кавитационный генератор и сопла. В качестве емкости для воды можно использовать имеющуюся на локомотиве емкость для песка, заправка которой производится на основных и промежуточных станциях по мере необходимости.

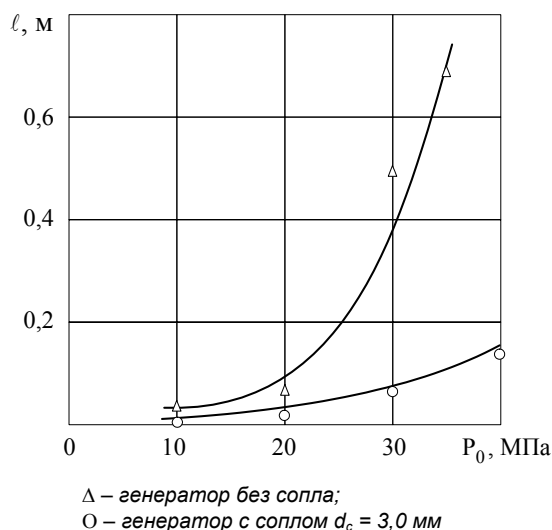


Рис. 4. Зависимость расстояния от выхода из кавитирующего устройства до очищаемой поверхности от давления на входе в генератор, на котором струя жидкости снимает удаляемый слой до металла

Таким образом, можно сделать следующие выводы.

1. Очистка поверхности пульсирующей струей имеет большую производительность, чем стационарной струей при одном и том же давлении на входе в устройство и том же сопле. Пульсирующая струя имеет больший диаметр, чем стационарная, ядро которой сохраняется на меньшем расстоянии от сопла (около двух метров). Пульсирующая струя имеет больший распыл и ее ядро сохраняется на большем (около пяти метров) расстоянии от сопла. Это говорит о том, что энергия порций жидкости, вылетающих из сопла, и всей пульсирующей струи больше, чем стационарной. Кроме того, больший распыл струи означает больший захват обрабатываемой поверхности. Следовательно, производительность очистки пульсирующей

струей выше, чем стационарной.

2. Установлено, что эффективность и производительность очистки струей, истекающей из генератора без сопла, выше, чем струей, истекающей из генератора с соплом. Это объясняется тем, что кавитационные каверны схлопываются на поверхности, которая подлежит разрушению.

3. Применение технологий по очистке рельсового пути от загрязнений с использованием пульсирующих или кавитирующих струй должны привести к значительному снижению затрат на пескоподготовку и очистку балласта от песка.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Осипов С.И., Миронов К.А., Ревич В.И. Основы локомотивной тяги. – М.: Транспорт, 1979. – 440 с.
2. V.V.Pilipenko, I.K.Man'ko, V.A.Zadontsev. CAVITATION SELF-OSCILLATIONS INTENSIFY TECHNOLOGICAL PROCESSES. High Speed Body Motion in Water. Report AGARD-R-827 is a compilation of the proceedings of a Fluid Dynamics Panel Workshop held at the National Academy of Sciences in Kiev, Ukraine, 1-3 Sept. 1997. Publ. February 1998. – P.321-324.
3. DYNAFLOW, Inc. JET STUDIES AND CAPABILITIES CONNECTED TO THE HYDRO-VIBRATOR PROPOSAL. Prepared for Brookhaven National Laboratories. November 2000. – 11 p.
4. Пилипенко В.В. К определению амплитуд колебаний давления, создаваемых кавитационным генератором // Математические модели рабочих процессов в гидромневмосистемах. – Киев: Наукова думка, 1981. – С. 18-24.
5. Исследование возможности повышения эффективности гидродинамического способа очистки корпусов судов при использовании кавитационных автоколебаний давления жидкости: Отчет о НИР. СКТБ ИТМ НАН Украины. Отв. исп. Дзоз.Н.А. – Днепропетровск, 1985. – 134 с.
6. Молдавский М.С., Пугач К.А., Хейфен В.Я. Применение гидродинамической очистки в судоремонте. – М.: ЦБНТИ, 1975. – 31 с.
7. Trilling L. The Collapse and Rebound of a Gas Bubble, Jr. Appl. Phys., 23, 14–17 (1952).
8. Hickling R., Plesset M. S. Collapse and Rebound of a Spherical Bubble in Water, Physics of Fluids, 7, 7–14 (1964).

П.С. ИВАНОВ, А.Ф. ЛЕСУН, М.Н. БУКИН, А.А. ПЕТРОВ, О. А. ЧУРАШОВ,
Н.Г. ШУЛЕПОВА, Н.И. ЗАЙЦЕВ, А.В. РОДИОНОВ

Горьковская железная дорога – филиал ОАО «РЖД» (Россия)

КЛАССИФИКАЦИЯ ДЕФЕКТОВ РЕЛЬСОВ

Пропонується нова класифікація дефектів рейок, що враховує якість рельсошпальної ґрати.

Предлагается новая классификация дефектов рельсов, учитывающая качество рельсошпальной решетки.

A new classification of rail defects is proposed in the paper.

Существующая классификация дефектов рельсов, изложенная в НДТ/ЦП-93, неверно отражает условия зарождения и развития большинства дефектов рельсов контактно-усталостного происхождения. Предлагается новая классификация дефектов рельсов, учитывающая качество рельсошпальной решетки.

В результате исследований условий зарождения и развития дефектов рельсов контактно-усталостного происхождения, проведенных на Горьковской железной дороге, было установлено, что большинство дефектов рельсов возникает при эксплуатации из-за резких отклонений параметров рельсовой колеи или на некачественной рельсошпальной решетке. Прежде всего, это связано с отклонениями в геометрических размерах железобетонных шпал и элементов рельсового скрепления по колеюобразующим размерам.

Однако действующая в настоящее время на сети дорог РФ Нормативно-техническая документация по дефектам рельсов НДТ/ЦП-93 большинство дефектов рельсов связывает с металлургическим качеством рельсов, что является неверным.

Действующая в настоящее время НДТ/ЦП-93, содержащая «Классификацию дефектов рельсов», «Каталог дефектов рельсов» и «Признаки дефектных и остродефектных рельсов», вызывает множество вопросов и нареканий, поскольку содержит устаревшее воззрение на природу усталостных дефектов в рельсах, сложившееся еще в XIX веке.

Нельзя согласиться с НДТ/ЦП-93 (общие положения, п. 1.1), согласно которому «...рельсы в процессе эксплуатации по мере наработок тоннажа (млн. т. брутто) подвергается **естественному старению**, приводящему к образованию в них дефектов, вызывающих отказы рельсов». Термин «старение рельсовой стали» в далеком прошлом связывали с усталостным раз-

рушением и еще в начале двадцатого века был признан ошибочным.

Еще больше нареканий и вопросов возникает по причинам появления дефектов, изложенным в НТД. Например, что такое «недостаточная контактно-усталостная прочность металла», по которым развиваются дефекты 11, 21, 30, 41 и другие? НТД отвечает: «Недостаточное металлургическое качество рельсовой стали, определяющее недостаточную контактно-усталостную прочность металла». Еще более сложно и запутано НТД объясняет причины появления и развития дефекта 21, а именно: «Загрязнение стали высокотвердыми неметаллическими включениями вытянутыми при прокате в виде строчек-дорожек, и недостаточная контактно-усталостная прочность металла приводит под воздействием подвижного состава к появлению и развитию дефекта».

На следующий вопрос «В чем причина излома рельсов под поездами по дефекту 69?» НТД/ЦП-93 отвечает, что это коррозия подошвы рельса и коррозионно-усталостная трещина. Далее поясняется, где появляется коррозия и даются указания: «При коррозии подошвы глубиной у её края не более 7 мм для Р65 рельсы являются дефектными и подлежат замене в плановом порядке. Рельсы, у которых кромка подошвы имеет коррозию глубиной более указанных величин, являются остродефектными и подлежат замене без промедления» (НТД/ЦП-93, с. 50).

Совершенно неудовлетворительный ответ дают НТД о причинах поперечного излома рельсов по дефекту 79 без видимых пороков в изломе. Излом происходит «...вследствие превышения допускаемой нагрузки, особенно в сочетании с неудовлетворительным состоянием пути, а также вследствие хрупкости и хладноломкости рельсовой стали» (НТД/ЦП-93).

Далее можно констатировать, что усталостные трещины, фиксируемые при изломах рельсов, в головке, шейке и подошве рельса, не являются причиной излома, а характеризуют процесс разрушения, связанный с перегрузкой рельсов. НТД/ЦП-93, объясняя причины зарождения и развития большинства дефектов в рельсах только металлургическим качеством рельсовой стали, совершает грубейшую ошибку. Это положение считаем неверным и ошибочным, так как большинство дефектов в рельсах возникает при эксплуатации из-за некачественных шпал и элементов рельсового скрепления по колеюобразующим размерам.

В 1998 году НИЦ-ПУТЬ Горьковской железной дороги предложил ЦП МПС переработать действующую НТД/ЦП-93. ВНИИЖТ приступил к работе по переработке НТД/ЦП. Были собраны предложения и замечания всех заинтересованных организаций, представлены три редакции новых НТД, но на настоящий момент работа не завершена.

Существующая классификация дефектов рельсов по НТД/ЦП-93 представлена в табл. 1.

Таблица 1

Классификация дефектов рельсов по НТД / ЦП – 93 (существующая)

Группы дефектов по элементам сечения рельса		Разновидность (тип) дефекта по основному признаку									
		Заводского происхождения	Усталостного происхождения	Без выраженной усталостной трещины	В стыке	От повышенного воздействия подвижного состава	Последствия механического воздействия	В сварном стыке	Недостатки технологии заделки	Нарушения технологии наплавки при приварке соединителей	Коррозия рельса
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
		Код дефекта									
Головка рельса	1	10	11			14			17	18	
	2	20	21			24	25	26	27		
	3	30								38	
	4	40	41		43	44		46	47		49
Шейка рельса	5	50		52	53		55	56			59
Подошва рельса	6	60		62			65	66			69
Изломы по всему сечению	7	70				74					79
Изгибы рельса в горизонтальной и вертикальной плоскости	8						85	86			
Прочие дефекты и повреждения рельса	9										99

Наши предложения по переработке НТД/ЦП сведены в табл. 2, которая сохраняет структуру кодового обозначения дефектов рельсов, сложившуюся на сети дорог РФ. Но в ней все дефекты со второй цифрой 0, а именно (10, 20, 30, ...) – дефекты заводского происхождения. Все дефекты со второй цифрой 1 (11, 21, 31, ...) – дефекты усталостного происхождения с фиксируемой или обнаруживаемой усталостной трещиной, а дефекты (12, 22, 32, ...) – без явно выраженной усталостной трещины. Все дефекты в стыке кодируются цифрами (13, 23, 33, ...), а в сварном стыке – (16, 26, 36, ...). Дефекты (14, 24, ...) указывают на повышенное воздействие подвижного состава, а дефекты (15, 25, ...) – на последствия от механических повреждений.

Коррозия рельса проявляется в виде дефектов (59, 69, 79, ...). Группы дефектов по элементам сечения рельса остаются неизменными. Дефекты по поверхности катания – это дефекты (10, 11, 12, 13, ...) и так далее. Все поперечные изломы рельсов по всему сечению сводятся в одну группу и это дефекты (70, 71, 72, ...).

Прочие дефекты и повреждения рельсов с первой цифрой 9 есть во всех разновидностях дефектов. Предлагаемая классификация дефектов рельсов имеет кодовый запас со второй цифрой 7 и 8 на случай появления в пути новых дефектов.

Для дальнейшего анализа рассмотрим статистические данные по дефектам рельсов на ГЖД за 2003 год, представленные в табл. 3. Из

них следует, что до 30% дефектов в рельсах возникает в период гарантийного срока службы объемно закаленных рельсов Р65. И здесь встает вопрос, с одной стороны, о качестве рельсов,

а с другой стороны – об отсутствии претензий дорог к металлургическим заводам по качеству рельсов.

Таблица 2

Классификация дефектов рельсов (предлагаемая)

Группы дефектов по элементам сечения рельса		Разновидность (тип) дефекта по основному признаку									
		Заводские и металлургические дефекты. Нарушение технологии изготовления рельсов	Некачественная РПР. Усталостные трещины от перегрузок рельсов	Некачественная РПР. Трещины от перегрузок	Нарушение целостности рельса в стыке. Повышенное ударное воздействие в рельсовом стыке	Неудовлетворительное состояние подвижного состава. Повышенное воздействие от подвижного состава	Внешнее воздействие. Повышенное механическое воздействие на рельс	Некачественная РПР. Перегрузка качественного сварного стыка			Коррозия и другие перегрузки рельсов
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
		Код дефекта									
Головка рельса	1	10	11	12	13	14	15	16			
	2	20	21	22	23	24	25	26			
	3	30	31	32	33						
	4	40	41	42	43	44	45	46			
Шейка рельса	5	50	51	52	53		55	56			59
Подошва рельса	6	60	61	62	63	64	65	66			69
Изломы по всему сечению	7	70	71	72	73	74	75	76			79
Изгибы рельса в горизонтальной и вертикальной плоскости	8	80					85	86			
Прочие дефекты и повреждения рельса	9	90	91	92	93	94	95	96			99

Таблица 3

Количество остродефектных и дефектных рельсов, снятых с путей в 2003 г., с разбивкой по тоннажу, млн. т км брутто

Тоннаж	Длина пути		Количество остродефектных и дефектных рельсов, снятых с пути							
	км	%	21	30Г	53	52	18	17	10	11
0<T≤100	1341,46	16,94	147	105	43	11	5	133	76	38
100<T≤200	1016,42	12,83	101	102	45	14	8	149	97	28
200<T≤300	890,06	1,24	125	99	35	14	13	191	135	22
300<T≤400	886,98	11,20	95	81	23	7	12	113	108	19
400<T≤500	977,71	12,35	129	77	34	9	11	154	108	34
500<T≤600	848,45	10,71	106	73	22	6	9	122	125	52
600<T≤700	690,93	8,72	135	60	19	15	6	70	88	54
700<T≤800	600,47	7,58	353	168	27	19	8	142	69	91
800<T≤900	337,02	4,26	122	42	15	10	1	34	21	17
900<T≤1000	204,80	2,59	78	13	5	4	1	39	37	38
T>1000	124,95	1,58	169	72	15	8	5	185	221	191
Итого	7560	100,00	1560	892	283	117	79	1332	1085	584

Тоннаж	Длина пути		Количество остродефектных и дефектных рельсов, снятых с пути									
	км	%	44	30В	26	46	56	66	41	69	Итого	%
0<T≤100	1341,46	16,94	30	16	42	30	3	1	86	4	770	9,9
100<T≤200	1016,42	12,83	19	15	33	20	7	3	207	5	853	11,1
200<T≤300	890,06	1,24	41	12	43	30	2		149	6	917	11,3
300<T≤400	886,98	11,20	69	6	19	25			74	1	652	8,4
400<T≤500	977,71	12,35	58	8	40	45	1	1	63	4	776	10,9
500<T≤600	848,45	10,71	19	10	30	45	3		62	2	686	8,8
600<T≤700	690,93	8,72	9	2	21	21	1		17	17	535	6,9
700<T≤800	600,47	7,58	7	3	50	23			17	34	1011	13,0
800<T≤900	337,02	4,26	25		9	3				2	201	3,9
900<T≤1000	204,80	2,59	20		2	12			3	1	253	3,3
T>1000	124,95	1,58	115	5	12	10	1		9		1018	13,1
Итого	7560	100,00	412	77	301	264	18	5	687	76	7872	100

Претензии дорог к заводам, конечно, были, но в 99 случаях из 100 качество рельсовой стали соответствовало требованиям ГОСТ. Поэтому причины зарождения и развития дефектов в рельсах не связаны с качеством рельсовой стали.

Это положение подтверждает и статистика дефектов по заводским причинам. Так, ежегодное количество дефектов по рисункам 20, 40, 50, 60, 70 на дорогах лежит в диапазоне от нуля до нескольких штук. Это говорит о высоком металлургическом качестве поставляемых рельсов.

А вот годовое количество дефектов рельсов по рисункам 10 и 30 достигает на дороге несколько тысяч штук, а по сети – десятки тысяч. И это связано с неправильной классификацией

дефектов рельсов. Поэтому в предлагаемой классификации введены дефекты 31 и 32 дополнительно к заводскому дефекту 30.

Значительное отличие существующей классификации дефектов рельсов по НТД/ЦП-93 и классификации предлагаемой НИЦ-ПУТЬ ГЖД, представлено на круговых диаграммах на рис. 1. По классификации НТД/ЦП-93 80% дефектов рельсов связано с заводскими причинами. По классификации НИЦ-ПУТЬ 78% дефектов рельсов связано с отступлениями в рельсошпальной решетке железнодорожного пути. Это отличие – принципиальное. Оно позволило нам сформулировать требования к рельсошпальной решетке, качеству железобетонных шпал и элементам рельсового скрепления.



Рис. 1 Основные причины отказа остродефектных рельсов за 2003 год

Выводы

1. Существующая нормативно-техническая документация по дефектам рельсов НТД/ЦП-93 содержит устаревшее воззрение на природу дефектов и нуждается в переработке.

2. Причины зарождения и развития дефектов рельсов нельзя объяснять только качеством рельсовой стали.

3. Зарождение и развитие дефектов рельсов контактно-усталостного происхождения связано с перегрузками и перенапряжениями в рельсах, возникающих на рельсошпальной решетке с отступлениями по параметрам рельсовой колеи.

4. Предлагается новая классификация дефектов рельсов, которая имеет принципиальные отличия от классификации НТД/ЦП-93.

5. Новое воззрение на природу усталостных дефектов рельсов позволит внедрить комплекс мер, значительно снижающих количество де-

фектов и увеличивающих рабочий ресурс рельсов и железнодорожного пути.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Иванов П.С., Коннов Ю.В., Зайцев Н.И., Филиппов А.И. Прогнозирование и техническая диагностика усталостных дефектов рельсов железнодорожного пути // Труды XVI Российской научно-техн. конф. «Диагностика и неразрушающий контроль». – СПб. – 2002.

2. Иванов П.С., Клочко А.П. и др. Дефекты в рельсах. Причины зарождения и развития // Труды XVI Российской научно-техн. конф. «Диагностика и неразрушающий контроль». – СПб. – 2002.

3. Патент РФ № 2153551 от 03.06.1999г. Способ увеличения срока службы рельсовых плетей. БИ № 21, 2002г. ГЖД.

4. Патент РФ № 2153552 от 03.06.1999г. Способ предотвращения изломов рельсовых плетей. БИ № 21, 2002г. ГЖД.

В.М. ИЛЬМАН, канд. физ.-мат. наук (ДНУЖТ)
С.Ю. РАЗУМОВ (ДНУЖТ)

К КОНТАКТНОЙ ЗАДАЧЕ ПРИ УСТАНОВИВШЕМСЯ КАЧЕНИИ

На прикладі плоскої контактної задачі для пружних тіл показано, що нерівномірна якість з однорідною зоною зчеплення і неоднорідною контактною зоною з моделлю Петрова-Фромма неможливі.

На примере плоской контактной задачи для упругих тел показано, что неравномерное качество с однородной зоной сцепления и неоднородной контактной зоной с моделью Петрова-Фромма невозможны.

With the help of example of plane contact problem for elastic bodies is demonstrated, that irregular rolling with homogeneous zone of adhesion and inhomogeneous contact zone with the help of Petrov-Fromm model is impossible.

В предлагаемой работе приводится решение одной задачи о контактном взаимодействии упругих тел в процессе качения исследовательской программы «Колесо – рельс», проводимой в Днепропетровском национальном университете железнодорожного транспорта под руководством академика Транспортной академии профессора А.А. Босова. Для подвижного состава железных дорог важной остается проблема взаимодействия колесных пар с рельсами. Впервые исследования о фрикционном качении тел вращения по упругому основанию выполнены О. Рейнольдсом [13], в результате которых установлено, что в области контакта присутствует проскальзывание и получена зависимость для коэффициента проскальзывания. В дальнейшем механизм равномерного качения тела через решение контактной задачи рассматривался многими авторами [11, 12, 4, 2].

Несмотря на то, что Ишлинским А.Ю. [6] указаны возможности равномерного качения с одной, двумя и тремя зонами контакта, Улитко А.Ф. [10] доказал возможность равномерного качения только при двухзонном контакте по схеме Петрова-Фромма: с одной зоной сцепления и одной зоной проскальзывания.

Известно, что равномерное качение тела вращения является не единственным установившимся движением [5]. Поэтому исследуем возможность качения цилиндра для одной зоны контакта и по схеме Петрова-Фромма при установившемся периодическом движении с буксованием.

Рассмотрим систему «цилиндр – основание». Пусть в неподвижной ортогональной системе координат (o, x, y) упругий цилиндр радиусом r и массой m , отнесенной к единице длины, катится по упругому горизонтальному основанию в направлении оси x со скоростью

его оси \dot{x} и угловой скоростью $\dot{\phi}$. Предположим, что ось x совпадает с границей упругой полуплоскости, а ось y направлена во внешнюю сторону основания. Предположим также, что упругие свойства цилиндра и основания одинаковы и цилиндр вдавливается в основание постоянной силой Q , отнесенной к единице длины. Цилиндр катится под действием усредненных значений на периоде движения крутящего момента M и горизонтальной силы W , приложенной к его оси в сторону, противоположную движению. Тогда в качестве возмущающего равномерное плоское движение цилиндра в направлении оси x выберем усредненное уравнение, предложенное в работе [7]

$$\frac{1}{2}m\dot{x}^2 = -Wx + rF, \quad (1)$$

где усредненная сила F вызвана реакцией основания на заглубление цилиндра как жесткого целого.

Очевидно, качение в системе «цилиндр – основание» возможно по закону (1) при условии, что $rF > Wx$. В момент времени $t = t_1$, когда $rF = Wx$, происходит буксование цилиндра, то есть $\dot{x} = 0$, $\dot{\phi} = const$. Если скорости цилиндра мало отличаются от своих средних значений, то условие $\dot{\phi} = const$ имеет место при выполнении соотношения неравномерного качения типа О. Рейнольдса [5]

$$\frac{r\dot{\phi} - \dot{x}}{V} = \eta. \quad (2)$$

Здесь V – средняя скорость оси цилиндра на периоде движения, а $\eta(t) > 0$ – коэффициент упругого скольжения. Решение уравнения (1)

$x = \frac{rF}{W} - \frac{W}{2m}(t+C)^2$ зависит от постоянной величины C , которую определим из условия

$$V = \frac{1}{T} \int_0^T \dot{x} dt.$$

Теперь скорость оси цилиндра определяется выражением

$$\dot{x} = \frac{W}{m} \left(\frac{T}{2} + \frac{mV}{W} - t \right). \quad (3)$$

Из выражений (2) и (3) следует, что моменту буксования соответствует

$$t_1 = \frac{T}{2} + \frac{mV}{W} \leq T.$$

Предполагая, что радиус кривизны цилиндра в месте контакта с основанием намного больше области контакта, поэтому заменим цилиндр верхней полуплоскостью. И рассмотрим теперь физическую модель задачи о контакте двух упругих одинаковых полуплоскостей при условии, что область контакта перемещается по ним по закону (2), (3). При этом будем считать, что скорости движения полуплоскостей малы по сравнению со скоростями упругих возмущений в них, поэтому инерционными членами в уравнениях движения упругих тел пренебрегаем. Обозначим через σ и τ нормальные и касательные напряжения, а через v и u вертикальные и горизонтальные перемещения на границе $y=0$ упругих полуплоскостей.

Контактные задачи качения в дальнейшем будем рассматривать при полном сцеплении цилиндра с основанием и двух зонах: сцепления и проскальзывания на площадке контакта. На участке проскальзывания имеет место кулоновское трение по закону $\tau = \rho \sigma$, где ρ – коэффициент трения. Так как в зоне сцепления цилиндра с основанием скорости на поверхности цилиндра и граничных точек основания одинаковы, то с учетом выражения (2) имеем зависимость $\frac{d\bar{u}}{dt} = \frac{d}{dt}(u_2 - u_1) = -\eta V$.

Учитывая выражение (3) введем подвижную систему координат (O, ξ, ψ) так, чтобы уравнения профиля цилиндра имело вид $\psi = f(\xi)$. Поэтому очевидно, связь между старыми и новыми координатами представима в виде:

$$\begin{aligned} x &= \xi - \chi(t), \quad y = \psi, \\ \chi(t) &= \frac{W}{2m}(t-t_1)^2 - \frac{W}{2m}t_1^2. \end{aligned} \quad (4)$$

Приняв теперь в силу малости площадки контакта l по сравнению с радиусом цилиндра $f(\xi) = \xi^2/2r$, поэтому граничные условия первой задачи на периоде движения T представим так:

$$\begin{aligned} \sigma(\xi, t) &= 0, \quad \tau(\xi, t) = 0, \quad \xi \notin l; \\ \frac{\partial}{\partial \xi}(v_1 + v_2) &= -\frac{\xi}{r}, \quad \xi \in l; \\ D\bar{u} &= \left(-\dot{\chi} \frac{\partial}{\partial \xi} + \frac{\partial}{\partial t} \right) \bar{u} = -\eta V, \quad \xi \in l. \end{aligned} \quad (5)$$

Для второй задачи граничные условия (5) дополнятся на передней части площадки контакта третьим условием из (5), а на задней части – условием проскальзывания $\tau = \rho \sigma$.

Из результатов работ [2, 9] следует, что скачок нормальных деформаций на участке контакта не зависит от касательных напряжений, а нормальные напряжения по второму условию (5) определяются из уравнения

$$\int_l \sigma(s, t) \frac{ds}{s - \xi} = -\frac{\mathcal{G}}{2r} \xi, \quad \xi \in l, \quad (6)$$

где $\mathcal{G} = \frac{\pi E}{2(1-\nu^2)}$, E и ν – упругие постоянные.

Уравнение (6) в классе ограниченном на концах площадки l решениях [2] позволяет представить нормальные напряжения так же, как при гладком стационарном контакте с $l = [-a, a]$ [2, 9]:

$$\sigma = \frac{\mathcal{G}}{2\pi r} \sqrt{a^2 - \xi^2}, \quad \mathcal{G}a^2 = 4rQ. \quad (7)$$

Касательные напряжения в зоне сцепления удовлетворяют уравнению [2, 9]

$$\int_{-a}^a \frac{\tau(s, t)}{s - \xi} ds = \mathcal{G} \frac{\partial \bar{u}}{\partial \xi}, \quad \xi \in (-a, a).$$

Поддействуем оператором D на это уравнение; тогда, учитывая третье граничное условие (5) и свойства сингулярного интеграла [3]

$$D \int_{-a}^a \frac{\tau(s, t)}{s - \xi} ds = \int_{-a}^a \frac{D\tau(s, t)}{s - \xi} ds +$$

$$+ \dot{\chi} \left(\frac{\tau(a, t)}{a - \xi} + \frac{\tau(-a, t)}{a + \xi} \right),$$

а также то, что $\tau(\pm a, t) = 0$ получим сингулярное интегральное уравнение относительно функции $D\tau(\xi, t)$:

$$\int_{-a}^a \frac{D\tau(s, t)}{s - \xi} ds = 0, \quad \xi \in (-a, a). \quad (8)$$

Решение уравнения (8) в классе неограниченных решений [3] с точностью до произвольной функции $c(t)$ представимо в виде:

$$\left(-\dot{\chi} \frac{\partial}{\partial \xi} + \frac{\partial}{\partial t} \right) \tau(\xi, t) = -\frac{c(t)}{\sqrt{a^2 - \xi^2}}. \quad (9)$$

В свою очередь, соотношение (9) определяет интегральную поверхность $B \subset R^3$, которая покрывается следующим семейством характеристик:

$$\frac{d\xi}{dp} = -\dot{\chi}, \quad \frac{dt}{dp} = 1, \quad \frac{d\tau}{dp} = -\frac{c}{\sqrt{a^2 - \xi^2}}.$$

Это семейство допускает решение, выраженное через начальные значения величин t, ξ и τ :

$$t - t_0 = p, \quad \xi - \xi_0 = -\chi_p, \\ \tau - \tau_0 = -\int_0^p \frac{c(s) ds}{\sqrt{a^2 - (\xi + \chi_p - \chi_s)^2}}, \quad (10)$$

где $\chi_j = \frac{W}{2m} j^2$, $j = p, s$.

Очевидно, в момент буксования интегральная поверхность B пересекает параметрическую кривую:

$$t_0 = t_1, \quad \xi_0 = k, \\ \tau_0 = \alpha \sqrt{a^2 - k^2}, \quad \alpha = \frac{\rho g}{2\pi r}; \quad (11)$$

поэтому, исключив параметр k из формул (10), получим выражение для касательных напряжений в зоне сцепления

$$\tau(\xi, t) = \alpha \sqrt{a^2 - (\xi + \chi_p)^2} - \\ - \int_0^p \frac{c(s) ds}{\sqrt{a^2 - (\xi + \chi_p - \chi_s)^2}}, \quad (12)$$

$$p = t - t_1.$$

Определим теперь неизвестную функцию c . Для этого воспользуемся условием ограниченности касательных напряжений, то есть $\tau(\pm a, t) = 0, \forall t \leq T$. Тогда из выражения (12), например, при значении $\xi = a$ получим интегральное уравнение относительно функции c

$$\int_0^p \frac{c(s)/\alpha ds}{\sqrt{a^2 - (a + \chi_p - \chi_s)^2}} = \\ = \sqrt{a^2 - (a + \chi_p)^2} \quad (13)$$

Уравнение (13) сводится к полному уравнению Абеля с регулярной частью

$$\int_0^z \frac{\bar{c}(s) ds}{\sqrt{z-s}} + \int_0^z \frac{\bar{c}(s)}{\sqrt{z-s}} \times \\ \times \left(\frac{2\sqrt{z}}{\sqrt{(z+s)(2+z^2-s^2)}} - 1 \right) ds = \\ = 2z\sqrt{z(2+z^2)},$$

в котором

$$z = \omega p, \quad \bar{c} = c/\alpha a^2 \omega, \quad \omega = \sqrt{\frac{W}{2ma}}.$$

Так как решение этого уравнения единственное [3], то решение уравнения (13) или эквивалентного ему уравнения вида

$$\int_1^{1+z^2} \frac{\bar{c}(s) ds}{\sqrt{s^2-1}} = \sqrt{(1+z^2)^2-1}$$

есть функция $\bar{c}(z) = z$.

Подставим теперь значение для найденной функции c в формулу (12) и после вычисления интеграла получим, что касательные напряжения $\tau(\xi) = \alpha \sqrt{a^2 - \xi^2}$ соответствуют скольжению цилиндра по упругому основанию. То есть полное сцепление (однородный контакт) в

области контакта при установившемся качении с буксованием невозможен.

Рассмотрим теперь вторую задачу – с неоднородным контактом, для которой нормальные напряжения определяются по формуле (7). Тогда касательные напряжения в силу граничных условий в зоне проскальзывания $(-a, b)$ определяются как $\tau(\xi) = \alpha\sqrt{a^2 - \xi^2}$, а в зоне сцепления (b, a) согласно формуле (8) – из уравнения

$$\int_b^a \frac{D\tau(s, t)}{s - \xi} ds = - \int_{-a}^b \frac{D\tau(s, t)}{s - \xi} ds = -\alpha\dot{\chi} \int_{-a}^b \frac{s}{\sqrt{a^2 - s^2}} \frac{ds}{s - \xi}, \quad \xi \in (b, a) \quad (14)$$

Обращая сингулярный интеграл на промежутке (b, a) [3], получим:

$$D\tau(\xi, t) = \frac{1}{\sqrt{(a - \xi)(\xi - b)}} \times \left(\frac{\alpha\dot{\chi}}{\pi^2} \int_b^a \frac{\sqrt{(a - s)(s - b)}}{s - \xi} ds \times \right. \\ \left. \times \int_{-a}^b \frac{\varsigma}{\sqrt{a^2 - \varsigma^2}} \frac{d\varsigma}{\varsigma - s} - c_0(t) \right) \quad (15)$$

Повторный интеграл в выражении (15) удастся вычислить, если изменить порядок интегрирования. Так как внутренний интеграл не особенный, то в результате получим

$$I = \int_{-a}^b \frac{\varsigma}{\sqrt{a^2 - \varsigma^2}} \frac{d\varsigma}{\varsigma - \xi} \int_b^a \sqrt{(a - s)(s - b)} \times \\ \times \left(\frac{1}{s - \xi} - \frac{1}{s - \varsigma} \right) ds.$$

Каждый из внутренних интегралов легко вычисляется по методике Мусхелишвили [9], поэтому

$$I = \pi \int_{-a}^b \frac{\varsigma}{\sqrt{a^2 - \varsigma^2}} \left(1 + \frac{\sqrt{|\varsigma - b||\varsigma - a|}}{\varsigma - \xi} \right) d\varsigma.$$

И снова используя ту же методику, окончательно найдем, что интеграл

$$I = -\pi\sqrt{a^2 - b^2} + \pi^2 \left(\frac{a + b}{2} - \xi + \xi \sqrt{\frac{|\xi - b|}{\xi + a}} \right)$$

Подставив теперь значение интеграла I в формулу (15), получим уравнение относительно

касательных напряжений на участке сцепления

$$\left(-\dot{\chi} \frac{\partial}{\partial \xi} + \frac{\partial}{\partial t} \right) \tau(\xi, t) = -\alpha \left(\frac{\dot{\chi}\xi + c_1(t)}{\sqrt{(a - \xi)(\xi - b)}} - \frac{\dot{\chi}\xi}{\sqrt{a^2 - \xi^2}} \right), \quad (16)$$

$$\text{где } c_1 = c_0/\alpha + \dot{\chi} \left(\frac{\sqrt{a^2 - b^2}}{\pi} - \frac{a + b}{2} \right).$$

Применим к уравнению (16) такую же схему поиска решения, как и к уравнению (9). В результате найдем распределение касательных напряжений в зоне сцепления:

$$\tau(\xi, t) = \alpha \sqrt{a^2 - (\xi + \chi_p)^2} - \alpha \int_0^p \left(\frac{\dot{\chi}_s \bar{\xi} + c_1(s)}{\sqrt{|\bar{\xi} - b(s)|(a - \bar{\xi})|}} - \frac{\dot{\chi}_s \bar{\xi}}{\sqrt{a^2 - \bar{\xi}^2}} \right) ds,$$

где $\bar{\xi} = \xi + \chi_p - \chi_s$.

Так как интеграл

$$\int_0^p \frac{\dot{\chi}_s \bar{\xi}}{\sqrt{a^2 - \bar{\xi}^2}} ds = \sqrt{a^2 - \xi^2} - \sqrt{a^2 - (\xi + \chi_p)^2},$$

то окончательно на участке сцепления (b, a) имеем

$$\tau(\xi, t) = \alpha \sqrt{a^2 - \xi^2} - \alpha \int_0^p \frac{\dot{\chi}_s \bar{\xi} + c_1(s)}{\sqrt{|\bar{\xi} - b(s)|(a - \bar{\xi})|}} ds. \quad (17)$$

Полученное решение качественно верно отражает поведение касательных напряжений на площадке контакта, которые в момент буксования ($p = 0$) распределены по закону кулоновского скольжения. Найдем теперь на площадке контакта точку раздела зон сцепления и проскальзывания.

Из условия непрерывности касательных напряжений на площадке контакта следует, что $\tau(b - 0, t) = \tau(b + 0, t)$ и, кроме того, имеет место условие $\tau(a, t) = 0$. Эти условия и позволяют найти две неизвестные в формуле (17).

$$\int_0^p \frac{\dot{\chi}_s \bar{b} + c_1(s)}{\sqrt{(\bar{b} - b(s))(a - \bar{b})}} ds = 0, \quad (18)$$

$$\int_0^p \frac{\dot{\chi}_s \bar{a} + c_1(s)}{\sqrt{(\bar{a} - b(s))(a - \bar{a})}} ds = 0.$$

Нетрудно заметить, что уравнения (18) имеют только решения $c_1 = \dot{\chi}_p \chi_p$, $b = a$. Поэтому и в этой задаче качение не возможно. Таким образом, рассмотренные постановки задач не корректны для установившегося качения в целом.

Можно лишь считать, что рассмотренные постановки задач являются локальными, то есть предшествуют моменту буксования, перед тем как зона сцепления в области контакта исчезает [2, 5]. В частности, при равномерном качении цилиндра $b = const$ ($c_1 = 0$) для любых значений $p \neq 0$ имеем из выражения (17) известный результат [2] распределения касательных напряжений в зоне сцепления (b, a)

$$\tau(\xi) = \alpha \left(\sqrt{a^2 - \xi^2} - \sqrt{(a - \xi)(\xi - b)} \right).$$

В реальности качение тел происходит по более сложным контактными законам, на что указывают экспериментальные [8] и теоретические [1] исследования.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Босов А.А., Ильман В.М. О динамике качения цилиндрического катка по деформируемому основанию // Транспорт: Збірник наук. праць. – 2002. – Вип. 12. – Д. – С. 30-36.

2. Галин Л.А. Контактные задачи теории упругости и вязкоупругости. – М.: Наука, 1980. – 304 с.
3. Гахов Ф.Д. Краевые задачи. – М.: Физматгиз, 1963. – 640 с.
4. Глаголев Н.И. Сопротивление перекачиванию цилиндрических тел // Прикл. математика и механика. – 1945. – Т. 9, вып. –4. С. 318 – 333.
5. Ильман В.М., Мусияка В.Г. О контактной задаче при установившемся качении // Проблеми обчислювальної механіки і міцності конструкцій. – 1999. – Т. 5. – Д. – С. 94-100.
6. Ишлинский Ю.А. Прикладные задачи механики. Кн.2. – М., 1986. – 362 с.
7. Марюта А.Н. Теория моделирования колебаний рабочих органов механизмов и ее приложения. Днепропетровск: ДГУ, 1991. – 146 с.
8. Марков Д.П. Взаимосвязь коэффициента трения с проскальзыванием в условиях взаимодействия колеса с рельсом // Вестник ВНИИЖТ. – 2003. – №3. – С. 31-33.
9. Мусхелишвили Н.И. Некоторые основные задачи математической теории упругости. – М.: Наука, 1966. – 708 с.
10. Улитко А.Ф. О задаче Рейнольдса перекачивания жесткого цилиндра по упругому несжимаемому основанию // Проблеми обчислювальної механіки і міцності конструкцій. – 1999. – Т. 5. – Д. – С.182-192.
11. Carter F.W. On the action of a locomotive driving wheel. // Proc Royal Soc. – 1926. – Ser. A., vol. 112, N 760. – London. – P. 151-157.
12. Fromm H. Berechnung des Schlupfes beim Rollen deformierbarer Scheiben. // Ztschr. angew. Math. und Mech. – 1927. – Bd. 7, H. 1. – S. 27-58.
13. Reynolds O. On rolling-friction. // Rhil. Trans. Roy. Soc. – 1876. – Vol. 166, pt. 1. – London. – P. 155-174.

В.В. РЫБКИН, д-р техн. наук, профессор

А.П. ТАТУРЕВИЧ, канд. техн. наук, доцент

С.Н. СОВА, аспирант

Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ ПО УСТАНОВЛЕНИЮ УСЛОВИЙ ОБРАЩЕНИЯ ЭЛЕКТРОВОЗА ДС3-001 НА СЕТИ ЖЕЛЕЗНЫХ ДОРОГ

Подано пропозиції щодо умов обертання нового електровоза ДС3-001 на мережі залізниць.

Представлены предложения по условиям обращения нового электровоза ДС3-001 на сети железных дорог.

Offers on conditions of the reference of new electric locomotive ДС3-001 on a network of railways submitted.

Грузопассажирский электровоз типа ДС3–001 изготовлен Днепропетровским научно-производственным комплексом «Электровозостроение» (ДЭВЗ) и предназначен как для грузового, так и для пассажирского движения со скоростью до 160 км/ч. В 2003 году Путь испытательной отраслевой научно-исследовательской лабораторией Днепропетровского национального университета железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна (ДИИТ) были проведены испытания электровоза ДС3-001 по воздействию на путь и стрелочные переводы. При установлении условий обращения электровоза ДС3-001 были использованы следующие требования [1, 2, 3]:

- обеспечение прочности конструкции пути;
- обеспечение устойчивости колёс от вкатывания гребней колес на головку рельса;
- обеспечение устойчивости рельсошпальной решетки поперечному сдвигу по балласту;
- не превышение принятого допустимого уровня непогашенных ускорений $[\alpha_{\text{нп}}] = 0,7 \text{ м/с}^2$ в кривых участках пути для пассажирских поездов.

По результатам экспериментальных исследований были определены осевые напряжения в рельсах. Нормируемые осевые напряжения в рельсах определялись по зависимости [3, 4]

$$[\sigma_o] = \frac{[\sigma_k]}{f}, \quad (1)$$

где $[\sigma_k]$ – допускаемые напряжения в кромках подошвы рельсов, принимаемые 240 МПа для пути с рельсами типа Р43 и тяжелее длиной 12,5 и 25 м; f – эмпирический коэффициент,

учитывающий действие от колеса на рельс горизонтальных боковых (поперечных к оси пути) сил и крутящих моментов, создаваемых внецентренным приложением вертикальных сил.

Для определения коэффициента f были использованы результаты экспериментальных исследований¹ и теоретических расчетов пути на прочность применительно к 30 типам верхнего строения пути, эксплуатирующихся на сети дорог в соответствии с [4, 5, 6, 7].

При выполнении расчетов пути на прочность от воздействия на путь электровоза ДС3-001 использовались данные экспериментальных исследований, а именно: нагрузка от колеса на рельс по результатам взвешивания опытного подвижного состава и измеренных в процессе испытаний вертикальных осевых и колесных нагрузок; а также максимальных сил, вызываемых вертикальными колебаниями недрессоренных грузов. Исходные данные для расчета пути на прочность по параметрам электровоза ДС3-001 приведены в табл. 1.

Расчеты производились на ПЭВМ по программе, разработанной кафедрой «Путь и путевое хозяйство» и Путь испытательной ОНИЛ ДИИТа.

Коэффициент f характеризует переход от осевых напряжений в подошве рельсов к кро-

¹ Статья настоящего сборника: В. В. Рыбкин, М. И. Уманов, А.П. Татуревич, В. В. Цыганенко, Н. В. Халипова, В. В. Ковалев Результаты экспериментальных исследований по воздействию на путь электровоза ДС3–001

мочным и определяется по известной зависимости [4, 7]:

$$f = \frac{\sigma_k^{\text{э}} + \Delta\sigma_o}{\sigma_o^p}, \quad (2)$$

где $\sigma_k^{\text{э}}$ – экспериментальные максимальные вероятные значение кромочных напряжений в подошве рельса в МПа; σ_o^p – расчетные максимальные вероятные осевые напряжения в рельсах в МПа; $\Delta\sigma_o = \sigma_o^p - \sigma_o^{\text{э}}$ – разность между максимальными расчетными вероятными и максимальными экспериментальными значениями осевых напряжений в рель-

сах. Полученные расчетные значения коэффициента f в прямых и кривых опытных участках пути при всех скоростях движения (при $\alpha_{\text{нп}} = 0,7 \text{ м/с}^2$) использовались для определения значений коэффициентов f при аппроксимации данных и в кривых других радиусов. Принятые расчетные значения коэффициента f в зависимости от плана линии (радиусов кривых) и нормируемые осевые напряжения в рельсах приведены в табл. 2.

При производстве расчетов пути на прочность использовались жесткости (модули упругости) пути, откорректированные ДИИТом и опубликованные в работе [8].

Таблица 1

Исходные данные для расчетов пути на прочность по параметрам электровоза ДС3–001

№ п/п	Параметры	Условное обозначение и размерность	ДС3-001
1	Количество осей в тележке	n	2
2	Полная статическая нагрузка от колеса на рельс	$P_{\text{ст}}$, кН	119,26
3	Необрессоренная статическая нагрузка от колеса на рельс	q_k , кН	18,27
4	Диаметр колеса	d , см	125
5	Глубина изолированной неровности на колесе	e_0 , см	0,067
6	Сумарный (I и II ступеней) статический прогиб рессорного подвешивания	y , мм	216
7	Минимальная скорость движения	$V_{\text{мин}}$, км/ч	10
8	Максимальная (конструкционная) скорость движения	V_{max} , км/ч	160
9	Шаг увеличения скорости движения,	ΔV , км/ч	10
10	Коэффициенты f для направляющих осей в зависимости от радиуса кривых (для осевых напряжений в рельсах)	f	1,0
11	Коэффициенты $m_{\text{с-к}}$ для направляющих осей в зависимости от значений f	$m_{\text{с-к}}$	1,0
12	Последовательные расстояния между осями, см:	l_1 l_2 l_3	270 823 270

Таблица 2

Принятые расчетные значения коэффициента f в зависимости от плана линии (радиусов кривых) и нормируемые осевые напряжения в рельсах

Параметры	Значение коэффициентов f при радиусах кривых, м													
	прямая	1200	1100	1000	900	800	700	600	500	400	350	300	250	200
f	1,21	1,38	1,41	1,43	1,45	1,49	1,50	1,55	1,60	1,67	1,71	1,76	1,80	1,84
$[\sigma_0]$, МПа	198	174	170	168	165	161	160	155	150	144	140	136	133	130

Окончательно, допускаемые скорости движения электровоза ДС3-001 с учетом ограничений по условиям непревышения допустимого непогашенного ускорения $[\alpha_{\text{нп}}] = 0,7 \text{ м/с}^2$ в кривых участках пути с максимальным возвышением наружного рельса 150 мм и с учетом величины нормируемых осевых напряжений для рельсов типов Р65, Р50, Р43 приведены в табл. 3.

Допускаемые скорости движения по стрелочным переводам типа Р65 и Р50 М1/11 на боковое направление может осуществляться со скоростями движения до 40 км/ч. По прямому направлению стрелочных переводов М1/11 – 120 км/ч, а М1/9 – 100 км/ч, а на боковое направление стрелочных переводов типа Р50 и Р65 М1/9 – 25 км/ч согласно ПТЭ.

Выводы и рекомендации

На основании анализа указанных данных можно сделать следующий вывод:

– опытный экземпляр электровоза ДСЗ-001 удовлетворяет условиям эксплуатации на пути со стандартными типовыми конструкциями со скоростями движения до 160 км/ч (см. табл. 4).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Норми допустимих швидкостей руху рухомого складу по залізничних коліях Державної адміністрації залізничного транспорту України шириною 1520 (1524) мм (наказ № 72Ц від 21.03.03 р.)
2. Нормы допускаемых скоростей движения подвижного состава по железнодорожным путям колеи 1520 (1524) мм федерального железнодорожного транспорта (приказ МПС РФ № 41 от 12 ноября 2001 г.).
3. Типовая методика испытаний подвижного состава по воздействию на путь после изготовле-

ния или перед вводом в эксплуатацию (Испытательный центр железнодорожной техники ВНИИЖТ МПС), 1990

4. Справочник инженера-путейца, т. 1 / Под ред. В.В. Баилова, М.А. Чернышева. – М.: Транспорт, 1972
5. Правила расчета железнодорожного пути на прочность и надежность. – М.: ВНИИЖТ, 1999.
6. Воробейчик Л. Я., Патласов А. М., Трякин А. П., Уманов М. И. Расчеты пути на прочность. – Днепропетровск: ДИИТ, 2001.
7. Вериго М. Ф., Крепкогорский С. С. Общие предпосылки для корректировки правил расчета железнодорожного пути на прочность и предложения по изменению этих правил // Труды ВНИИЖТ. – 1972. – Вып. 466. – С. 6-48.
8. Татуревич А. П. Результаты определения фактических значений жесткости пути для исследований взаимодействия пути и подвижного состава // Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна. – Дніпропетровськ. – Вип. 2. – 2003. – С. 95-101.

Допускаемые скорости для электровоза ДС3-001 при различных радиусах и типах верхнего строения пути

Тип верхнего строения пути	Допускаемые скорости, км/ч и радиусы кривых, м													
	прямая	1200	1100	1000	900	800	700	600	500	400	350	300	250	200
Р65; 1600, 1840, 2000, 1А, 1Б; Щ	К-160	К-160	К-160	Н-150	Н-140	Н-130	Н-120	Н-110	Н-100	Н-90	Н-85	Н-80	Н-75	Н-60
У1С60; 1600; 1А, 1Б; Щ	К-160	120	120	110	110	100	100	90	90	70	70	60	60	50
У1С60; 1840; 1А, 1Б; Щ	К-160	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
У1С60; 2000; 1А, 1Б; Щ	—	160	150	140	Н-140	Н-130	Н-120	Н-110	Н-100	Н-90	Н-85	Н-80	Н-75	Н-60
Р50; 1600; 1А, 1Б, 1А, 1Б; Щ	130	100	90	90	90	80	80	70	60	50	50	40	40	30
Р50; 1840; 1А, 1Б, 1А, 1Б; Щ	150	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Р50; 2000; 1А, 1Б, 1А, 1Б; Щ	—	120	120	110	110	100	100	90	80	70	60	50	50	40
Р65; 1600, 1840, 2000; 1А, 1Б; Гр., П	К-160	К-160	К-160	Н-150	Н-140	Н-130	Н-120	Н-110	Н-100	Н-90	Н-85	Н-80	Н-75	Н-60
У1С60; 1600; 1А, 1Б; Гр., П	150	110	110	100	100	90	90	80	80	70	60	60	50	50
У1С60; 1840; 1А, 1Б; Гр., П	К-160	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
У1С60; 2000; 1А, 1Б; Гр., П	—	140	130	130	120	120	110	100	100	80	80	70	70	60
Р50; 1600; 1А, 1Б; Гр., П	120	90	80	80	80	70	70	60	60	50	40	40	30	30
Р50; 1840; 1А, 1Б; Гр., П	140	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Р50; 2000; 1А, 1Б; Гр., П	—	110	100	100	100	90	90	80	70	60	50	50	40	40
Р65, У1С60, Р50; 1600, 1840, 2000; ЖБ; Щ	К-160	К-160	К-160	Н-150	Н-140	Н-130	Н-120	Н-110	Н-100	Н-90	Н-85	Н-80	Н-75	Н-60

Примечание. Буквы слева от значений допускаемых скоростей движения означают:

К – конструкционная скорость;

Н – максимальная допускаемая скорость движения по величине непогашенного ускорения в кривых участках пути при возвышении наружного рельса 150 мм; – скорости движения без буквенных указателей установлены по условию прочности рельсов с использованием критериев допускаемых напряжений в кромках подшвы рельсов;

– скорость движения по пути с рельсами Р43 на щебеночном балласте 15 км/ч, а на песчаном балласте – 10 км/ч;

– допускаемые скорости движения рассчитаны при максимальном приведенном износе при котором рельсы не являются дефектными;

– скорости движения по пути с рельсами Р75 устанавливаются такими же, как и для пути с рельсами Р65;

– скорости движения по кривым промежуточных радиусов устанавливаются путем линейной интерполяции с округлением кратно 5 км/ч в меньшую сторону; – в характеристиках конструкции пути буквы означают:

– род балласта: ІЦ – щебеночный, ІГр – гравийный, ІП – песчаный; тип шпал: ІА, ІА, ІБ, ІБ – деревянных шпал и ЖБ – железобетонных шпал;

– число перед типом шпал обозначает их эпюру (количество шпал на 1 км);

– для рельсов УІС60 на железобетонном основании расчет велся для крепления КПП, для всех остальных при том же основании – скрепление КБ.

В.Н. СТАРЧЕНКО, канд. техн. наук, доцент, ВУНУ (Украина)

В.Г. БУРЯК, канд. физ.-мат. наук, доцент, ВУНУ (Украина)

ДИНАМИЧЕСКАЯ КОНТАКТНАЯ ЗАДАЧА О ВЗАИМОДЕЙСТВИИ КОЛЕСА С РЕЛЬСОМ

Наведено результати теоретичного дослідження динамічної контактної задачі взаємодії колеса з рейкою, установлені закономірності зміни модуля комплексної амплітуди і кута зрушення фаз коливань від безрозмірної частоти і безрозмірної маси.

Приведены результаты теоретического исследования динамической контактной задачи взаимодействия колеса с рельсом, установлены закономерности изменения модуля комплексной амплитуды и угла сдвига фаз колебаний от безразмерной частоты и безразмерной массы.

Results of theoretical research of a dynamic contact problem of interaction of a wheel with a rail are resulted, laws of change of the module of complex amplitude and a corner of shift of phases of fluctuations from dimensionless frequency and dimensionless weight are established.

Движение рельсовых транспортных средств осуществляется на принципе сцепления. При этом внешней силой, изначально необходимой для возможности движения, является сила трения между колесами и рельсами, которая возникает как реакция последних на приложение к сцепным колесам движущего крутящего момента или на тормозные оси – тормозного момента в процессе торможения. Трение определяет величину сцепления, поскольку с учетом упругости колеса и рельса их взаимодействие происходит по некоторой контактной поверхности, содержащей зону сцепления, характеризующую коэффициентом статического трения, и зону скольжения, характеризующую коэффициентом динамического трения, а с увеличением скольжения и при переходе от псевдоскольжения к собственно скольжению, на всей контактной поверхности действует уже только динамическое трение, которое существенно ниже статического. Следовательно, трение (сцепление) определяет не только возможность движения, но и ограничивает реализуемые тяговые усилия и величину тормозных сил [1].

Из всего множества факторов, в подавляющем большинстве имеющих случайный характер, к основным и определяющим силы трения (сцепления) между колесом и рельсом следует отнести вертикальную нагрузку (нормальное давление), физико-механические свойства материалов, профили контактных поверхностей и скорости их взаимного перемещения.

В теории контактного взаимодействия при определении формы и размера области контакта, а также величины и распределения поверхностных нормальных и касательных напряже-

ний, используется статическая нормальная нагрузка [2, 3, 4]. Известна работа К. Джонсона [5] по экспериментальной проверке теории Миндлина [6] при однонаправленном и осциллирующем воздействии сдвигающего (тангенциального) усилия.

Известные асимптотические методы (метод больших и малых λ – МБЛ, ММЛ) [7], предложенные для решения статических контактных задач, оказываются достаточно эффективными и при решении интегральных уравнений динамических контактных задач, ядра которых не являются осциллирующими.

Однако использование их для решения динамических контактных задач часто оказывается недостаточным, поскольку современные машины и механизмы обладают высокой динамичностью и при их расчетах на прочность необходимо учитывать инерционные силы.

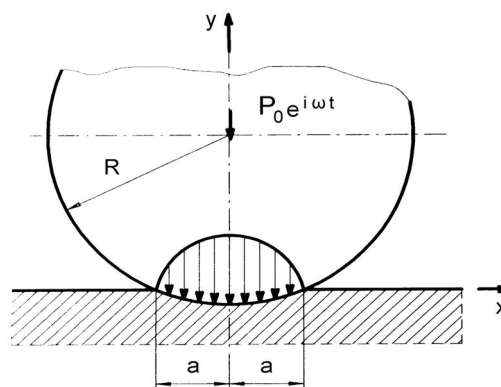


Рис. 1.

Целью предлагаемой работы является исследование вертикальных колебаний жесткого колеса взаимодействующего с упругим рельсом

под действием силы $P = P_0 e^{i\omega t}$, изменяющейся по гармоническому закону (рис.1).

Задача формулируется таким образом, что одна из компонент напряжения считается равной нулю на всей границе полуплоскости.

Приводятся три асимптотических метода исследования интегрального уравнения, к которому сводится эта задача для малых, средних и больших частот колебаний. Численное исследование задачи показывает, что с достаточной для практики степенью точности происходит смыкание приближенных решений, полученных для малых, средних и больших значений относительной частоты колебаний. Указанная задача для малых частот изучалась в работе [8].

1. Постановка задачи

Использование принципа предельного поглощения [9] приводит задачу к решению следующего интегрального уравнения:

$$\int_{-1}^1 q_\varepsilon(\xi) K_\varepsilon[\chi(\xi - x)] d\xi = 2\pi\Delta\delta_\varepsilon(x), \quad (1)$$

$$|x| \leq 1, \quad \Delta = Ga^{-1},$$

$$\chi = \pi a(\rho/G)^{1/2}, \quad q_\varepsilon = q_{1\varepsilon}(x) + iq_{2\varepsilon}(x),$$

$$\delta_\varepsilon(x) = \delta_{1\varepsilon}(x) + i\delta_{2\varepsilon}(x).$$

Здесь $\sigma(x, t) = q_\varepsilon(x)e^{i\omega t}$ – неизвестная функция распределения нормальных контактных напряжений под колесом; $\delta_\varepsilon(x)e^{i\omega t}$ – величина перемещения колеса, вызываемого приложенной нагрузкой, причем $\delta_\varepsilon(x) = \delta_0(x)e^{-i\varphi}$, где φ – угол сдвига фаз между колебаниями колеса и возмущающей нагрузки, $\delta_0(x)$ – модуль комплексной амплитуды колебания колеса, ρ , G – плотность и модуль сдвига упругого рельса.

В дальнейшем под напряжениями, перемещениями и сдвигом фаз подразумеваются их амплитудные значения, истинные же значения получаются умножением на $e^{i\omega t}$.

Ядро $k_\varepsilon(x)$ уравнения (1) имеет вид

$$k_\varepsilon(x) = \int_{-\infty}^{\infty} K_\varepsilon(u) e^{-i|x|u} du, \quad (2)$$

$$K_\varepsilon(u) = \frac{k_1}{4u^2 k_1 \sqrt{u^2 - (1 - i\varepsilon)} - k_2}, \quad (3)$$

где $k_1 = \sqrt{u^2 - (1 - i\varepsilon)^2 b^2}$,

$$k_2 = \left[2u^2 - (1 - i\varepsilon) \right]^2,$$

$$b^2 = \frac{1}{2} (1 - 2\nu)/(1 - \nu),$$

ε – коэффициент пропорциональности, характеризующий внутреннее трение, ν – коэффициент Пуассона. Функция $K_\varepsilon(u)$ – четная, имеющая на вещественной оси два полюса и две пары точек ветвления, симметрично расположенных относительно начала координат.

2. Метод малых частот

Для нахождения равномерного предела от функции $\delta_\varepsilon(x)$ при $\varepsilon \rightarrow 0$ контур интегрирования в представлении (2) на основании [10] деформируем таким образом, чтобы при $\varepsilon \rightarrow 0$ смещающиеся на вещественную ось полюсы и точки ветвления функции $K_\varepsilon(u)$ не пересекали бы его. В таком случае уравнения (1) и (2) принимают вид

$$\int_{-1}^1 q(\xi) K[\chi(\xi - x)] d\xi = 2\pi\Delta\delta(x), \quad (4)$$

$$|x| \leq 1, \quad \Delta = Ga^{-1}.$$

$$k(x) = \int_{\Gamma} K(u) e^{-i|x|u} du, \quad (5)$$

$$q(\xi) = \lim q_\varepsilon(\xi), \quad k(x) = \lim k_\varepsilon(x),$$

$$\delta(x) = \lim \delta_\varepsilon(x), \quad K(u) = \lim K_\varepsilon(u), \quad \varepsilon \rightarrow 0.$$

Контур Γ в соотношении (5) совпадает с вещественной осью, отклоняясь от неё, лишь обходя все положительные особенности сверху, а отрицательные – снизу.

Представим интеграл в уравнении (5) в виде

$$\int_{\Gamma} K(u) e^{-i|x|u} du = \int_{\Gamma} \left[K(u) - \frac{A_0}{u^2 - c_0^2} \right] e^{-i|x|u} du +$$

$$+ A_0 \int_{\Gamma} \frac{e^{-i|x|u} du}{u^2 - c_0^2}, \quad (6)$$

где A_0 и c_0 – постоянные.

Учитывая, что

$$\int_{\Gamma} \left[K(u) - \frac{A_0}{u^2 - c_0^2} \right] e^{-i|x|u} du =$$

$$= \int_{-\infty}^{\infty} \left[K(u) - \frac{A_0}{u^2 - c_0^2} \right] e^{-i|x|u} du,$$

и вычисляя второй интеграл в (6) с помощью теории вычетов, получим для ядра (5) следующее выражение:

$$k(x) = 2 \int_0^{\infty} \left[K(u) - \frac{A_0}{u^2 - c_0^2} \right] \cos(xu) du - \frac{\pi i A_0}{c_0} e^{-i|x|c_0}. \quad (7)$$

Здесь последнее слагаемое в правой части – половина вычета в полюсе Релея.

Применяя метод представления (7) в новой форме [8], получим асимптотические формулы, в которых

$$\begin{aligned} A_1 &= D - (B + \frac{3}{2}E - E \ln \frac{2}{\chi}) \chi^2 + (-\frac{7}{2}C + \\ &+ \frac{103}{24}F + \frac{7}{2}F \ln \frac{2}{\chi} - \frac{5BE}{12D} - \frac{5E^2}{12D} \ln \frac{2}{\chi}) \chi^4, \\ B_1 &= (2B + 3E - 2E \ln \frac{2}{\chi}) \chi^2 + (4C + \frac{7}{3}F - \\ &- 4F \ln \frac{2}{\chi} + \frac{4BE}{3D} + \frac{2E^2}{D} - \frac{4E^2}{3D} \ln \frac{2}{\chi}) \chi^4, \\ C_1 &= (4C + \frac{25}{3}F - 4F \ln \frac{2}{\chi} - \frac{2BE}{3D} - \frac{E^2}{D} + \\ &+ \frac{2E^2}{3D} \ln \frac{2}{\chi}) \chi^4, \\ A_2 &= -M \chi^2 - (\frac{7}{2}N + \frac{5ME}{12D}) \chi^4, \\ B_2 &= 2M \cdot \chi^2 + 4(N + \frac{ME}{3D}) \chi^4. \end{aligned} \quad (8)$$

Выражения для P_1, P_2, a_1, a_2, a_3 остаются прежними, тогда после преобразований и расчетов, имеем

$$\begin{aligned} A &= -0.08081, \quad D = 0.6999, \quad L = 1.09954, \\ B &= -0.2442, \quad E = -0.2575, \quad M = -0.4045, \\ C &= 0.03228, \quad F = 0.02190, \quad N = 0.03435. \end{aligned} \quad (2.6)$$

3. Метод средних частот

Запишем уравнения (1.1) и (1.2) в форме

$$\int_{-1}^1 q_{\varepsilon}(\xi) k_{\varepsilon}[\chi(\xi - x)] d\xi = \pi \Delta \delta_{\varepsilon}(x), \quad (3.1)$$

$$(|x| \leq 1, \Delta = G/a),$$

$$k_{\varepsilon}(x) = \int_0^{\infty} [K_{1\varepsilon}(u) + K_{2\varepsilon}(u)] \cos(xu) du, \quad (3.2)$$

$$\begin{aligned} K_{1\varepsilon}(u) &= 4u^2(u^2 - \lambda^2)^{1/2}(u^2 - \lambda^2 b^2)/s_{\varepsilon}(u); \\ K_{2\varepsilon}(u) &= 4(u^2 - \lambda^2 b^2)^{1/2}(u^2 - \lambda^2/2)^2 / \\ &/s_{\varepsilon}(u); \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} s_{\varepsilon}(u) &= 16(1 - b^2)u^6 = 8\lambda^2(3b^2 - 3)u^4 + \\ &+ 8\lambda^4 u^2 - \lambda^6; \end{aligned}$$

$$\lambda^2 = 1 - i\varepsilon.$$

Используя для (3.1) такую же схему, как и в работе [10], получим функциональное уравнение в виде

$$\begin{aligned} \Phi_n + (\alpha)[K_{1\varepsilon}(\alpha) + K_{2\varepsilon}(\alpha)] &= \\ &= \frac{n_0 \Delta n! i^{n+1}}{\sqrt{2\pi\alpha}^{n+1}} + E^-(\alpha), \end{aligned} \quad (3.3)$$

$$a_0 = 4(1 - b^2).$$

Рассмотрим систему функциональных уравнений, приведенную ниже (3.4)

$$\begin{aligned} \Phi_{np}^{1+}(\alpha) K_{1\varepsilon}(\alpha) &= \frac{a_0 \Delta n! i^{n+1}}{2\sqrt{2\pi\alpha}^{n+1}} + \frac{1}{2} E_p^{1-}(\alpha) - \\ &- \Phi_{n,p-1}^{1+}(\alpha) K_{2\varepsilon}(\alpha) + \frac{1}{2} E_{p-1}^{2-}(\alpha), \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Phi_{np}^{2+}(\alpha) K_{2\varepsilon}(\alpha) &= \frac{a_0 \Delta n! i^{n+1}}{2\sqrt{2\pi\alpha}^{n+1}} + \frac{1}{2} E_p^{2-}(\alpha) - \\ &- \Phi_{n,p-1}^{2+}(\alpha) K_{1\varepsilon}(\alpha) + \frac{1}{2} E_{p-1}^{1-}(\alpha). \end{aligned}$$

Система (3.4) эквивалентна уравнению (3.3) и решается методом последовательных приближений, так для нулевого приближения получаем зависимости

$$\begin{aligned} \Phi_{n0}^{j+}(\alpha) K_{j\varepsilon}(\alpha) &= \frac{a_0 \Delta n! i^{n+1}}{2\sqrt{2\pi\alpha}^{n+1}} + \frac{1}{2} E_0^{j-}(\alpha), \\ j &= 1, 2 \end{aligned}$$

$$K_{1\varepsilon}(u) = \frac{\sqrt{u^2 - B_{\varepsilon}^2}(u^2 - z_{1\varepsilon}^2)(u^2 - z_{2\varepsilon}^2)}{(u^2 - z_{3\varepsilon}^2)(u^2 - z_{1\varepsilon}'^2)(u^2 - z_{2\varepsilon}'^2)},$$

$$z_{2\varepsilon} = i\gamma$$

$$K_{2\varepsilon}(u) = \frac{\sqrt{u^2 - D_{\varepsilon}^2}(u^2 - E_{\varepsilon}^2)^2}{(u^2 - z_{3\varepsilon}'^2)(u^2 - z_{1\varepsilon}'^2)(u^2 - z_{2\varepsilon}'^2)},$$

$$E_{\varepsilon} = \lambda / \sqrt{2},$$

где $B_{\varepsilon} = \lambda$, $z_{1\varepsilon} = D_{\varepsilon} = \lambda b$;

$z_{1\varepsilon}', z_{2\varepsilon}', z_{3\varepsilon}'$ - корни функции $s_{\varepsilon}(u)$, лежащие в верхней полуплоскости.

Выполнив преобразования для уравнений (3.4), с учетом точной факторизации для $K_{1\varepsilon}(u)$ и $K_{2\varepsilon}(u)$, имеем решение в виде

$$\varphi_{n0}^j(y) = \Delta \left[c_{1,n}^j \varphi_{* \varepsilon}^j(y) + \sum \frac{c_{k,n}^j}{(k-2)!} k4 \right], \quad (3.5)$$

$$k4 = \int_0^y (y-u)^{k-2} \varphi_{* \varepsilon}^j(u) du.$$

$$c_{n+1,n}^1 = n! / \sqrt{A_{1\varepsilon}}, \quad c_{n+1,n}^2 = n! / \sqrt{A_{2\varepsilon}},$$

$$\begin{aligned} \varphi_{* \varepsilon}^1(y) = & -iA_{1\varepsilon}^{-1/2} \operatorname{erf} \sqrt{-iB_\varepsilon y} + (\pi y)^{-1/2} e^{iB_\varepsilon y} + \\ & + r_{1\varepsilon} e^{iz_{1\varepsilon} y} \operatorname{erf} \sqrt{i(z_{1\varepsilon} - B_\varepsilon)y} - r_{2\varepsilon} e^{iz_{2\varepsilon} y} \cdot \\ & \cdot \operatorname{erf} \sqrt{i(z_{2\varepsilon} - B_\varepsilon)y}, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \varphi_{* \varepsilon}^2(y) = & -iA_{2\varepsilon}^{-1/2} \operatorname{erf} \sqrt{-iD_\varepsilon y} + r_{3\varepsilon} e^{iD_\varepsilon y} + \\ & + r_{4\varepsilon} e^{iE_\varepsilon y} \operatorname{erf} \sqrt{i(E_\varepsilon - D_\varepsilon)y}, \end{aligned}$$

$$r_{j\varepsilon} = i \frac{(z_{j\varepsilon} - z'_{1\varepsilon})(z_{j\varepsilon} - z'_{2\varepsilon})(z_{j\varepsilon} - z'_{3\varepsilon})}{z_{j\varepsilon}(z_{1\varepsilon} - z_{2\varepsilon})\sqrt{B_\varepsilon + iz_{j\varepsilon}}}, \quad j=1,2$$

$$r_{3\varepsilon} = \frac{1}{\sqrt{\pi y}} \left[1 - i \frac{A_{4\varepsilon}}{(E_\varepsilon - D_\varepsilon)} y \left(1 - \frac{z'_{3\varepsilon}}{E_\varepsilon} \right) \right],$$

$$r_{4\varepsilon} = \frac{1}{\sqrt{i(E_\varepsilon - D_\varepsilon)}} \left\{ A_{3\varepsilon} \left(1 - \frac{z'_{3\varepsilon}}{E_\varepsilon} \right) + A_{4\varepsilon} \cdot k5 \right\},$$

$$k5 = \left[y \left(1 - \frac{z'_{3\varepsilon}}{E_\varepsilon} \right) + \frac{z'_{3\varepsilon}(3E_\varepsilon - 2D_\varepsilon) - E_\varepsilon^2}{2iE_\varepsilon^2(E_\varepsilon - D_\varepsilon)} \right].$$

$$A_{1\varepsilon} = -\frac{iB_\varepsilon z_{1\varepsilon}^2 z_{2\varepsilon}^2}{z_{1\varepsilon}' z_{2\varepsilon}' z_{3\varepsilon}'}, \quad A_{2\varepsilon} = -\frac{iD_\varepsilon E_\varepsilon^4}{z_{1\varepsilon}' z_{2\varepsilon}' z_{3\varepsilon}'},$$

$$A_{3\varepsilon} = i(2E_\varepsilon - z'_{1\varepsilon} - z'_{2\varepsilon}),$$

$$A_{4\varepsilon} = -(E_\varepsilon - z'_{1\varepsilon})(E_\varepsilon - z'_{2\varepsilon}).$$

Здесь $\operatorname{erf} x$ – интеграл вероятности.

Общее решение уравнения

$$\int_{-\infty}^{\infty} v_{j\varepsilon}(\xi) k_{j\varepsilon}[\chi(\xi - x)] d\xi = \pi \Delta \delta_\varepsilon(x), \quad |x| < \infty,$$

$$k_{j\varepsilon}(x) = \int_0^\infty K_{j\varepsilon}(u) \cos(xu) du, \quad j=1,2$$

может быть получено в виде

$$v_{j\varepsilon}(x) = \chi \Delta a_0 \left[\frac{\delta_\varepsilon(x)}{A_{j\varepsilon}} + \sum_{m=1}^{\infty} (-1)^m \frac{1}{\chi^{2m}} k6 \right],$$

$$k6 = B_{jm} \delta^{2m}(x).$$

Приближенное решение уравнения (1.1) строится в форме

$$q(x) = \lim_{\varepsilon, \gamma \rightarrow 0} \sum_{j=1}^2 \varphi_{n0}^j[\chi(1+x)] \varphi_{n0}^j[\chi(1-x)] / v_{j\varepsilon}(x), \quad j=1,2. \quad (3.6)$$

Заметим, что с учетом факторизации

$$K_{j\varepsilon}(\alpha) = K_{j\varepsilon}^+(\alpha) K_{j\varepsilon}^-(\alpha) \quad \text{при } \varepsilon \rightarrow 0, \lambda \rightarrow -1.$$

Построение следующих приближений системы (3.4) сопряжено с трудностями вычисления интегралов вида

$$\begin{aligned} & \frac{1}{2\pi i} \int_{-\infty+ic}^{\infty+ic} \left\{ \frac{a_0 \Delta n! i^{n+1}}{2\sqrt{2\pi} \zeta^{n+1}} [K_{1\varepsilon}^-(\zeta)] - \right. \\ & \left. - \Phi_{n,p-1}^{1+}(\zeta) K_{2\varepsilon}(\zeta) [K_{1\varepsilon}^-(\zeta)]^{-1} \right\} \frac{d\zeta}{\zeta - a}. \end{aligned}$$

Однако, как будет показано ниже, с хорошей для практики степенью точности оказывается достаточным нахождение только Φ_{n0}^{1+} .

Построив указанным выше образом приближенные решения $q_0(x)$ и $q_1(x)$ уравнения (1.1) для средних χ в форме (3.6), соответственно, для случаев $\delta(x) = \delta, \delta(x) = \theta x$, можно получить силу и момент по формулам

$$P = \int_{-1}^1 \delta(x) q_0(x) dx = P_1 + iP_2, \quad (3.7)$$

$$M = \int_{-1}^1 \delta(x) q_1(x) dx = M_1 + iM_2.$$

4. Метод больших частот

Запишем ядро (2.2) интегрального уравнения (2.1) в другой форме

$$k(x) = \int_{\Gamma} K(u) e^{-i\chi|x|u} du. \quad (4.1)$$

Можно показать, что для $\chi \gg 1$ ядро $k(x)$ представимо в форме

$$k(x) \approx -2\pi i \left[b_1 \delta^0(x) / \chi + b_2 e^{-ic_0 \chi |x|} \right], \quad (4.2)$$

$$b_1 = i \lim_{u \rightarrow 0} K(u), \quad b_2 = \lim_{u \rightarrow c_0} (u - c_0) K(u).$$

Здесь $\delta^0(x)$ - дельта функция, c_0 - положительный полюс функции $K(u)$, лежащий на вещественной оси; $b_1 = b$.

Подставив (4.2) в уравнение (2.1) получим

$$q(x) + \frac{b_2 \chi}{b_1} \int_{-1}^1 e^{-ic_0 \chi |\xi - x|} q(\xi) d\xi = b_3 \delta(x), \quad (4.3)$$

$$b_3 = i\chi \Delta / b_1.$$

Применяя для решения уравнения (4.3) символический метод, получим дифференциальное уравнение с постоянными коэффициентами

$$q''(x) - \lambda_1^2 q(x) = b_3 [\delta''(x) + c_0 \chi^2 \delta(x)], \quad (4.4)$$

$$\lambda_1 = \chi [c_0 (2ib_2 / b_1 - c_0)]^{1/2}.$$

Аппроксимируя функцию $\delta(x)$ полиномом, найдем решение уравнения (4.4) в виде

$$q(x) = q_0^*(x) + q_1^*(x), \\ q_0^*(x) = c_1 e^{\lambda_1 x} + c_2 e^{-\lambda_1 x}, \quad (4.5)$$

где $q_1^*(x)$ - частное решение неоднородного уравнения (4.4). Произвольные постоянные в решении (4.5) определим, подставляя его в (4.3) и приравнявая коэффициенты при одинаковых степенях $e^{\lambda_1 x}$ и $e^{-\lambda_1 x}$.

5. Численное решение задачи

Пусть $\delta(x) = \delta = \text{const}$, ($\delta = \delta_1 + i\delta_2$). Тогда по формуле (3.6) и первой формуле (3.7) запишем

$$q_0(x) = b_0 [iQ(x)Q(-x) + S(x)S(-x)], \quad (5.1)$$

$$Q(x) = [l_1 + l_2(1+x)] \text{erf} \sqrt{i\chi(1+x)} + d_1 [l_3 + \\ + l_4(1+x)] \cdot [\chi(1+x)]^{-1/2} e^{-i\chi(1+x)} + \\ + l_5 e^{-i\chi b(1+x)} \text{erf} \sqrt{i\chi(1-b)(1+x)},$$

$$S(x) = [l_3 + d_2(1+x)] [\chi(1+x)]^{-1/2} e^{-i\chi b(1+x)} + \\ + d_3 \text{erf} \sqrt{i\chi b(1+x)} + [d_4 + d_5(1+x)] \cdot \\ \cdot e^{-i\chi h_1(1+x)} \text{erf} \sqrt{i\chi(b-h_1)(1+x)},$$

$$P = P_1 + iP_2 = -\Delta \delta (1-b^2) (J_1 + J_2). \quad (5.2)$$

Здесь принято

$$J_1 = (1-c_0)^2 (1+in_1)^2 e^{-2\chi i} - im_1 n_2 [1 + \\ + im_2 b^{-1} + m_1(\chi - in_3)] e^{-2\chi bi} + 4/3 ic_0^2 m_2^2 \chi^3 + \\ + 4c_0 m_2 n_4 \chi^2 + \{4m_2 c_0 [2 - c_0 + i(m_1 n_5 - \\ - m_2 n_6)] + 2ic_0^2 (1 - im_1 b^{-1})^2 \} \chi + m_2 (1 - c_0^2) \cdot \\ \cdot (m_2 - 2i) + c_0 (2 - c_0) + 2m_1 (m_2 n_7 + in_8 + \\ + m_1 n_9);$$

$$J_2 = (b - c_0)^2 s_1^2 e^{-2\chi bi} + 2i(h_1 - b)^{-1} \{4/3 s_2 \cdot \\ \cdot m_4^2 \chi^3 + 4m_4 (m_3 s_2 + m_4 h_1 h_2) \chi^2 + 2[s_2 s_3 + \\ + m_4 (2m_3 h_2 h_1^{-1} + m_4 h_3)] \chi + 2m_3 s_2 + s_3 h_2 \cdot \\ \cdot h_1^{-1} + m_4 (2m_3 h_3 + im_4 s_4) \} e^{-i\chi/h_1} + 2ic_0^2 h_4 \cdot \\ \cdot b^{-1} \chi - ic_0 [s_5 h_4 - 4bc_0 (m_3 - is_3 h_1^{-1} - 6m_3 \cdot \\ \cdot m_4 + 4im_4^2 h_1^{-1})] b^{-2};$$

$$b_0 = -0.7143\chi, \quad l_1 = 0.7976 - 0.2133i, \\ l_2 = -0.5527i\chi, \quad l_3 = 0.5642, l_4 = 0.3118i\chi, \\ l_5 = 0.03252 + 0.1576i, d_1 = 0.7071(1-i); \\ d_2 = (-0.1282 + 0.3874i)\chi, \\ d_3 = -0.5714(1+i), d_4 = 0.5243 + 0.2223i, \\ d_5 = (0.1350 + 0.2685i)\chi, \quad b = 0.5345,$$

$$c_0 = z_3' = 1.0783, \quad h_1 = 0.7071;$$

$$z_1' = 0.5211 + 0.0532i, z_2' = -0.5211 + \\ 0.0532i, m_2 = ib^{-1} z_1' z_2', m_1 = -ib^{-1} (z_1' + b) \cdot \\ \cdot (z_2' + b), m_3 = -i(z_1' + z_2' + h_1^{-1}), m_4 = -(z_1' + \\ + h_1)(z_2' + h_1), h_2 = -0.1315i, h_3 = -15.115, \\ h_4 = (1 - im_3 h_1^{-1} - 2m_4)^2, n_1 = m_1 (1 - b)^{-1} + m_2, \\ n_2 = 4.4466, n_3 = -2.6352, \\ n_4 = c_0 (i + m_1 b^{-1}) + m_2 (1 - 1/2 c_0), \\ n_5 = -1.9849, n_6 = 0.002842, n_7 = -4.1474, \\ n_8 = 2.2104, n_9 = 5.8752, s_2 = 0.1378, \\ s_1 = b^{-1} [1 - im_3 (h_1 - b)^{-1} - m_4 (h_1 - b)^{-2}], \\ s_3 = m_3^2 + 2m_4, s_4 = 96.4547, \\ s_5 = -0.009224.$$

При расчетах было принято $v = 0.3$.

Используя формулы (4.4), (4.5) и (3.7), для случая $\delta(x) = \delta = \text{const}$, получим

$$q_0(x) = H \left[R^{-1} \text{ch}(\lambda_1 x) + T \right], \quad (5.3)$$

$$P = 2H \cdot \left[(R\lambda_1)^{-1} \text{sh}\lambda_1 + T \right],$$

$$H = -\frac{4c_0\chi^2 b_2 \Delta \delta}{b(2b_2 + ic_0 b)}, \quad T = \frac{b}{4\chi b_2},$$

$$R = (ic_0\chi + \lambda_1)e^{\lambda_1} + (ic_0\chi - \lambda_1)e^{-\lambda_1}.$$

Здесь λ_1 находится по второй формуле (4.4), а $b_2 = 0.1661$.

Результаты вычислений $P_1^* = P_1/\Delta$, $P_2^* = P_2/\Delta$ по асимптотическим формулам (2.5), (5.2) и второй формуле (5.3) для малых, средних и больших χ приведены в таблице 1,

$$(P_1^* = -\alpha\delta_1 - \beta\delta_2, \quad P_2^* = \beta\delta_1 - \alpha\delta_2).$$

Таблица 1.

η	по (2.5)		по (5.2)		по (5.3)	
	α	β	α	β	α	β
0.25	1.37	0.962	1.65	0.436	0.0194	0.812
0.50	1.55	1.44	1.98	1.01	0.120	1.45
0.75	1.66	1.74	2.37	1.78	0.324	1.99
1.00	1.52	1.77	2.72	2.80	0.636	2.49
1.25	0.964	1.48	2.91	4.05	1.06	2.99
1.50	0.329	1.17	2.82	5.43	1.56	3.54
1.75	-0.086	0.972	2.40	6.79	2.12	4.18
2.0	-0.317	0.864	1.66	7.95	2.67	4.91
2.25	-0.444	0.800	0.707	8.67	3.17	5.72

На Рис. 2 показаны зависимости δ_0^* и φ от безразмерной частоты χ при разных значениях безразмерной массы M^* . Величина модуля комплексной амплитуды δ_0^* уменьшается, а угол сдвига фаз φ увеличивается с ростом χ и M^* , что вполне соответствует физическому смыслу задачи.

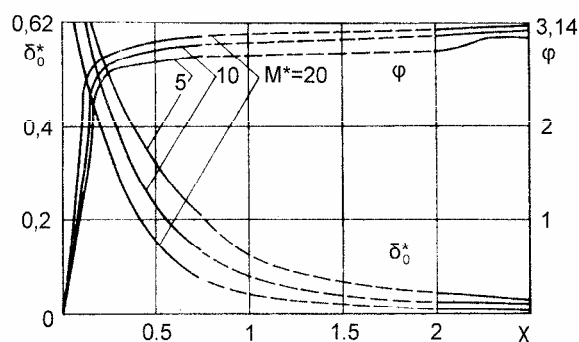


Рис. 2.

ВЫВОДЫ:

1. Приведен вывод интегрального уравнения с учетом принципа предельного поглощения и изучены свойства ядра этого уравнения.

2. Асимптотические методы достаточно эффективны при решении интегральных уравнений динамических контактных задач, ядра которых являются осциллирующими.

3. При решении методом средних частот применена точная факторизация функции ядра интегрального уравнения и построено эффективное решение до численного анализа.

5. Проведенные исследования показали, что с достаточной для практики степенью точности происходит смыкание приближенных решений для малых и средних частот в диапазоне $0.5 \leq \chi \leq 1$, для средних и больших частот в диапазоне $1.5 \leq \chi \leq 2.25$. Это позволяет исследовать все основные характеристики задачи при любых значениях параметра χ .

6. Приведенные математические методы могут быть рекомендованы для уточненных расчетов в транспортном и общем машиностроении.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Старченко В.Н. К вопросу о трении и сцеплении при взаимодействии колеса с рельсом. // Вісн. Східноукр. нац. ун-ту. -2003. - №9(67). - С. 129-135.
2. Johnson K. L. Contact mechanics. Cambridge University Press, Cambridge, 1985.
3. Галин Л.А. Контактные задачи теории упругости и вязкоупругости. - М.: Наука, 1980.
4. Kalker J. J. Transient phenomena in two elastic cylinders rolling over each other with dry friction. - Trans. ASME, Ser. E, J. Appl. Mech., 1970, 37, p. 677.
5. Johnson K. L. Surface Interaction between Elastically Loaded Bodies under Tangential Forces. Proc. Roy. Soc., Ser. A, vol. 230, 1955, p. 531.
6. Mindlin R. D. Compliance of Elastic Bodies in Contact. J. Appl. Mech., vol. 16, №3, 1949, p. 259-268.
7. Ворович И.И., Александров В.М., Бабешко В.А. Неклассические смешанные задачи теории упругости. -М.: Наука, 1974.
8. Буряк В.Г. Динамическая контактная задача для упругой полуплоскости. Изв. АН СССР. МТТ, 1972, № 6.
9. Тихонов А.Н., Самарский А.А. Уравнения математической физики. - М.: Наука, 1966.
10. Бабешко В.А. Об условиях излучения для упругого слоя. Докл. АН СССР, 1973, т. 213, № 3.

Т.М. ТИТОВА, Институт черной металлургии НАН Украины

РЕЗЕРВЫ ПОВЫШЕНИЯ КАЧЕСТВА РЕЛЬСОВ. СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИИ МИКРОЛЕГИРОВАНИЯ РЕЛЬСОВОЙ СТАЛИ

Розроблено технологію понадпідного мікролегування сталевих злитків, що включає введення присадки зі струменем розплаву, що доливається. Вибір як модифікатор бора забезпечує стабільне підвищення рівня фізико-механічних властивостей прокату.

Разработана технология сверхподного микролегирования стального слитка, включающая ввод присадки со струей доливляемого расплава. Выбор в качестве модификатора бора обеспечивает стабильное повышение уровня физико-механических свойств проката.

Ways of perfection of the technological circuit of producing of rails are considered. It is shown, that microalloying is the important reserve of improvement of quality of rail steel.

Качество рельсов – гарантия надежности движения железнодорожного транспорта

Согласно данным, приведенным на состоявшейся в мае нынешнего года в Днепропетровске XI-й международной конференции «Проблемы механики железнодорожного транспорта», отчисления из ВВП, предусмотренные на аварийные ситуации на железнодорожном транспорте, составляют 2%. При этом существенную роль в обеспечении безопасности движения подвижного состава играет качество рельсов, оказывающее также существенное влияние на износостойкость колес [1].

В связи с интенсификацией движения на железных дорогах страны, увеличения жесткости пути, числа и грузонапряженности перевозок постоянно растут показатели, определяющие срок службы рельсов: скорость движения и напряженность на ось. Строительство в перспективе скоростных и высокоскоростных железнодорожных магистралей, постоянное увеличение веса, перевозимых грузов, использование железобетонных шпал и пр., приводят к увеличению динамического воздействия на колесную пару и ужесточению требований, предъявляемых к эксплуатационным свойствам и качеству железнодорожных рельсов.

Пути повышения качества рельсов

Следует отметить, что ранее используемые возможности повышения работоспособности рельсов за счет увеличения их сечения (веса), повышения содержания углерода и легирования стали фактически исчерпаны.

В настоящее время основные направления повышения качества рельсов связывают с совершенствованием технологии их производства, включающей комплекс мероприятий по вы-

плавке, внепечной обработке, разливке и термообработке металла, нацеленных на оптимизацию химического состава рельсовой стали и обеспечение рациональной структуры конечной металлопродукции.

Совершенствование технологической схемы производства рельсовой стали осуществляется в направлении увеличения доли металла, выплавляемого в конверторах и электропечах (имеющих преимущество по содержанию газов, неметаллических включений (НВ), серы [2, 3, 4]) с разливкой металла на вертикальных и радиальных МНЛЗ, что позволяет улучшить качественные и эксплуатационные показатели рельсов [5, 6]. Постоянно ведутся работы по уточнению и модернизации технологии непрерывной разливки рельсовой стали, нацеленные на повышения металлургического качества непрерывнолитой заготовки (НЛЗ) [7, 8, 9].

Управление структурой достигается, главным образом, разработкой эффективных режимов термообработки, обеспечивающих необходимые глубину и уровень прочности закаленного слоя, определяющих высокий комплекс физико-механических и эксплуатационных свойств металла. На современных рельсобалочных заводах СНГ используются, в основном, три варианта термообработки: объемная закалка в масло с последующим отпуском, поверхностная закалка с индукционного нагрева и поверхностная закалка с объемного печного нагрева [10]. При этом считается, что микроструктурой, оптимальной с точки зрения достижения контактной прочности, твердости, живучести, выносливости и пр., является сорбит закалки, имеющий тонкопластинчатое строение с минимальным межпластинчатым расстоянием. Непрерывно ведутся работы, направленные на совершенствование термообработки, в част-

ности, УкрНИИМет совместно с ОАО «Азов-сталь» разработали технологию упрочняющей термообработки рельсов Р65, включающую нагрев головки рельсов ТВЧ с последующим двухстадийным охлаждением в рельсозакалочной машине и дополнительной закалкой боковых граней рельсов [11], что позволяет достичь уровня механических свойств, требуемых по ГОСТ Р 51685-2000.

Заслуживает внимания недавно разработанная технология производства рельсов из низколегированной стали М70ХГСФ, обеспечивающая высокий комплекс механических свойств в незакаленном состоянии (близких к свойствам термообработанных рельсов), что позволяет исключить их термообработку [12].

Решение задачи коренного повышения основных эксплуатационных свойств стали предполагает не только улучшение металлургического качества стали и совершенствование режимов термообработки, но и широкое использование возможностей карбонитридного упрочнения металла. Предлагаемые варианты [13] формирования в стали карбонитридов титана, ванадия, ниобия и пр. предназначены для производства металлопроката, функционирующего в условиях высоких динамических нагрузок.

Роль НВ в обеспечении качественных показателей рельсов

Статистический учет причин выхода из строя рельсов, выполненный ВНИИЖТ, свидетельствует, что основным видом повреждений являются контактно-усталостные, которые, наряду с живучестью и вязкостью разрушения, представляют основную характеристику конструктивной прочности металла, (то есть работоспособности рельсов при эксплуатации), зависящую от структуры рельсовой стали. В процессе разрушения рельсов можно выделить 3 стадии контактно-усталостных разрушений [10]: образование внутренней продольной трещины в головке рельсы, переход продольной трещины в поперечную и развитие поперечной трещины вглубь головки, ведущее к хрупкому разлому рельсы. Анализ механизма таких разрушений позволяет наметить пути повышения контактно-усталостной прочности, то есть качества рельсов, состоящие в обеспечении однородности состава на глубину, превышающую глубину закаленного слоя и достижения минимального загрязнения стали НВ, прежде всего, строчечными оксидными включениями.

Следует отметить, что наличие в стали НВ позволяет рассматривать ее как композитный материал, в котором неметаллические включе-

ния представляют важный фактор концентрации напряжений, ведущий к нарушению сплошности матрицы.

Давно замечено [14], что при эксплуатации рельсов усталостные трещины зарождаются в местах сосредоточения строчечных сегрегаций оксидов. Выполненные нами исследования также подтвердили известные данные о том, что присутствие НВ, вытянутых вдоль направления прокатки, в условиях воздействия внешней нагрузки облегчает зарождение трещины и распространения ее вдоль включений [15] (рис. 1).



Рис.1. Зарождение трещины на оксидах (слева) и сульфиде марганца (справа)

В настоящее время достаточно подробно изучены основные закономерности зарождения и распространения усталостных трещин у НВ, возникающих под действием циклических нагрузок, а также сформулированы основные требования к НВ по составу (соотношение степени пластичности включения и матрицы), форме (глобулярная), размеру (мелкие, в сопоставлении с уровнем нагрузки) и распределению (равномерное в объеме матрицы), которые являются основой для совершенствования технологии микролегирования рельсовой стали.

Особое значение уделяется исследованию влияния внешних воздействий на межфазную границу включение-матрица. Известно, что под воздействием горячей пластической деформации, или высокотемпературного отжига, происходит исчезновение микропор и увеличение площади контакта включения и матрицы. Среди современных средств воздействия на неметаллические включения надо указать лазерную обработку, которая стимулирует релаксационные процессы, сопровождающиеся диффузионными, сдвиговыми и фазовыми превращениями, способствующими повышению когезионной прочности, ведущей к увеличению трещиностойкости стали [16].

Микролегирование рельсовой стали

Решение проблемы оптимизации состава и морфологии НВ тесно связано с микролегированием (модифицированием), являющимся также эффективным путем изменения микроструктуры рельсовой стали. Обе проблемы особенно интенсивно изучались в 70...80-е годы прошлого века.

Анализ большого числа публикаций в научной литературе и патентных источниках, касающихся модифицирования стали, из огромного числа имеющихся, показал, что этот вопрос является одним из проблемных в теории и практике металлургических процессов. На решении его были сосредоточены значительные силы ученых, инженеров, исследователей и производственников нескольких поколений. За длительный период времени накоплен огромный фактический материал, предложен ряд теорий, механизмов и пр., позволивших сделать существенный вклад в понимании процессов, происходящих при модифицировании стали, исследовано большое поисковое поле и эти результаты следует с пользой использовать.

В то же время, несмотря на глубокую и детальную проработку проблемы, сегодня нет окончательной ясности в понимании природы и механизма воздействия модификаторов на формирование структурных составляющих стали. Так, требуют дальнейшего изучения и доработки отдельные вопросы, в частности, синергизма вводимых присадок, избирательного и/или целенаправленного влияния чрезвычайно малых доз вводимых в расплав элементов на структуру и НВ.

В результате проведения большого комплекса работ опробованы различные модифицирующие элементы для рельсовой стали [17, 18], причем наилучшие результаты получены, как правило, при вводе их в составе лигатур в ковш [19]. Практически при всех вариантах модифицирования обнаружено изменения природы НВ и уменьшение степени загрязненности металла строчечными оксидами. Показано [20], что одним из эффективных модификаторов рельсовой стали является ванадий. Предложены различные варианты его ввода в виде Fe-V и Fe-Si-V, как отдельно, так и совместно с Si-Ca. Однако следует заметить, что ванадий, кальций и ниобий, обычно широко используемые в зарубежной практике микролегирования стали, являются в Украине дефицитными и дорогостоящими элементами.

С учетом наличия модификаторов в сырьевой базе страны в настоящее время над задачей создания технологии комплексного микролегирования титаном и бором стали, предназначенной для изготовления деталей, функционирующих в условиях интенсивного изнашивания, активно работают донецкие ученые [21].

Из заслуживающих внимание предложений по промышленному использованию комплексных добавок микролегирующих элементов в сталь следует отметить бескремнистые лигатуры на базе РЗЭ, Al и Ca, позволяющие обеспе-

чить дозированный ввод и высокую степень усвоения компонентов [22].

Изучение современных тенденций совершенствования технологии модифицирования стали свидетельствует о направленности их на поиск новых резервов повышения качества металла, одним из которых является целенаправленное воздействие на компоненты расплава активных элементов, вводимых в предкристаллизационный период. В настоящее время актуальность такого поиска очевидна для каждого из двух используемых промышленных вариантов разливки стали.

Поэтому нами была поставлена задача определения рациональных путей позднего и сверхпозднего ввода модификаторов 1 и 2 рода в жидкий и затвердевающий расплав и установления влияния их на структуру и НВ при разливке стали на слитки и НЛЗ.

Позднее микролегирование рельсовой стали

При выборе модификаторов исходили из их физико-химических свойств и наличия их в сырьевой базе Украины. Опробовали нитриды титана (вводимые как самостоятельно, так и образующиеся из компонентов непосредственно в расплаве), бор и РЗЭ. Присадку модификаторов осуществляли как самостоятельно, так и совместно в составе лигатур, шлакообразующих брикетов и пр. Для усиления модифицирующего эффекта вводимых элементов особое значение уделено стратегии позднего микролегирования.

Наши представления о целесообразности поздней присадки Ti, N и РЗЭ в сталь основаны на результатах собственных исследований эффективности модифицирования среднеуглеродистой стали добавками РЗЭ, вводимыми на различных этапах затвердевания слитков массой 0,5; 0,75; 4,3; 8,4 и 20 т при сифонной разливке и разливке стали сверху [23, 24]. В слитках с присадками Ti (0,02...0,04%) и N (0,022%) обнаружено уменьшение протяженности зоны столчатых дендритов, существенное измельчение первичной и вторичной структуры с увеличением доли феррита (рис.2).

Установлено, что микролегирование исследуемых сталей (с различными содержанием серы и степенью раскисленности) добавками РЗЭ обеспечивает изменение природы НВ (образуются глобулярные оксисульфиды РЗЭ, плохо деформирующиеся при прокатке (рис. 2) взамен овальных и угольных сульфидов марганца, значительно вытягивающихся при деформировании металла [25], что приводит к повышению пластических свойств и, особенно,

ударной вязкости металлопроката различного назначения. Позднее микролегирование РЗЭ стали с обычным содержанием серы сопровождается увеличением количества НВ на нижних горизонтах слитка.

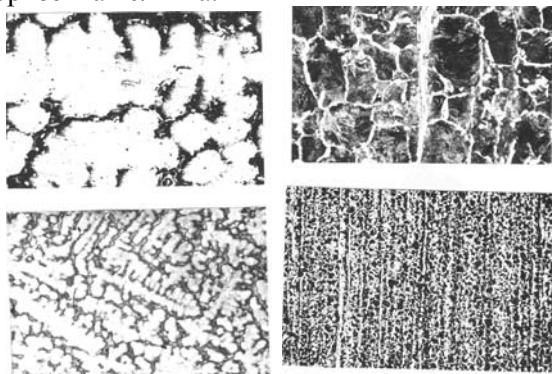


Рис. 2. Первичная и вторичная структура сравнительного (слева) и опытного (справа) металла

Однако и в этом случае ударная вязкость металла практически такая, как и участков, незагрязненных скоплениями НВ (при 20°C, соответственно 0,38 и 0,34 Мдж/м² для продольных образцов и 0,29 и 0,28 Мдж/м² для поперечных образцов). Рассмотрен механизм и предложены две гипотезы образования оксисульфидов РЗЭ в донном конусе кристаллов [26, 27] (рис. 3).



Рис.3. Скопления оксисульфидов РЗЭ.

Наилучшие результаты получены при совместном вводе Ti, N и РЗЭ в рельсовую сталь в жестяных трубках после наполнения изложницы [28]. Обнаружено увеличение степени усвоения Ti на 30%, а РЗЭ на 50% при совместном вводе добавок. При этом оптимальные содержания Ti и РЗЭ составляют 0,02%, а N – 0,020...0,022%. Комплексно обработанные рельсы типа Р50, подвергнутые закалке от 880°C с последующим самоотпуском, обладают наибольшей износостойкостью. Так, при испытании на установке СМЦ-2 потеря веса после 75000 оборотов для опытных образцов составила 0,522...0,525г, а для сравнительных – 1,087...1,091г. При испытании на усталостную прочность наибольшее число циклов (1980000) выдержал металл рельсов из стали, обработанной Ti, N и РЗЭ, в то время как образцы из

сравнительного металла выдержали 1260000 циклов, что составляет 11 и 6 часов непрерывной работы, соответственно. Присадки Ti и N совместно с РЗЭ на 202 МПа повышают прочностные свойства и на 2...5 единиц HRC увеличивают твердость, сохраняя при этом достаточно высокий уровень пластичности и ударной вязкости металла рельсов.

Технология сверхпозднего микролегирования при разливке стали в изложницы

Согласно нашим ранним исследованиям поздний ввод модификатора сопряжен с трудностями обеспечения его равномерного распределения в объеме расплава, что обусловлено ослаблением конвективных потоков при вводе добавки по ходу затвердевания слитка. Равномерному распределению компонентов способствует активизация перемешивания расплава. Обычно используемые в металлургической практике средства перемешивания расплава (электромагнитное перемешивание, виброобработка и пр.), как правило, дорогостоящие и довольно сложны в изготовлении и применении. Поиск простых средств перемешивания расплава привел нас к предложению использования в качестве источника движения, непосредственно, струю разливаемого расплава.

Исследования особенностей формирования слитков при порционной отливке, выполненные нами на физических моделях, свидетельствуют о быстром и хорошем взаимном перемешивании расплавов струей доливаемого расплава, проникающего вплоть до закристаллизовавшегося слоя [28]. Это согласуется с наблюдениями и расчетами, выполненными при разливке стали сверху [29], свидетельствующими, что пятикратное увеличение скорости потоков в приповерхностной зоне головной части затвердевающего слитка соответствует семи-восьмикратному возрастанию ее в донной части изложницы.

При сверхпозднем микролегировании и перемешивании расплава происходит воздействие модификатора и доливаемой струи на гидродинамические, теплофизические и физико-химические процессы в затвердевающем слитке. Совместное использование двух методов внешнего физико-химического воздействия на кристаллизующуюся сталь, несомненно, имеет ряд преимуществ. В частности, такой способ ввода модификатора, во-первых, позволяет исключить наличие его в поверхностном слое, закристаллизовавшемся до ввода присадки, что повышает технологичность металла при термомеханической обработке; во-вторых, использовать эффект фактора воздействия доли-

ваемой струи, осуществляющей перемешивание затвердевающего в изложнице расплава и, тем самым, создать предпосылки для равномерного распределения модификатора объема слитка; в-третьих, повысить степень усвоения модификаторов, в сравнении с другими методами ввода их в изложницу.

Разработанная технология сверхпозднего микролегирования стали прошла опытно-промышленное опробование в условиях кислородно-конверторного цеха КГТМК «Криворож-сталь» при отливке в изложницы, уширенные как книзу, так и вверх, 8-т слитков различных марок стали [31]. Ввод модификаторов (Ti, FeSe, B и др.) производили со струей доливаемого расплава по наполнению изложницы на 80% высоты (или до прибыльной надставки) после кратковременной выдержки и затвердевания основной его порции стали.

Применение бора в сочетании с термоупрочняющей обработкой позволило достичь уменьшения степени ликвации серы на 62...66% и фосфора на 16...31%; обеспечить изменение морфологии и распределения неметаллических фаз (появление сульфидов в оксидной оболочке в зонах с наибольшим содержанием бора); увеличение на 1...2 балла величины аустенитного зерна; увеличение степени дисперсности и плотности продуктов распада аустенита (рис.4а, 4б). Механическими испытаниями установлено увеличение предела прочности и текучести на 25...30 Н/мм², повышение твердости от 82...84 до 86...88 HRC – у поверхности и от 78...80 до 81...83 HRC - в центре, а также микротвердости на 120...130 кг/мм² по всему сечению проката.

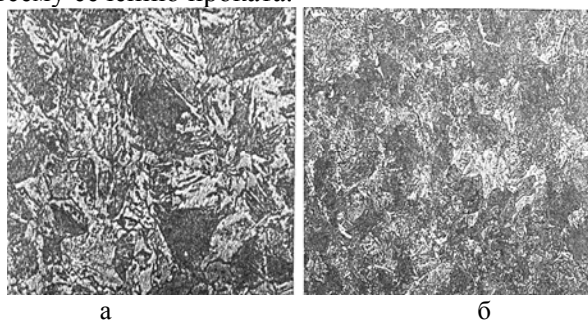


Рис.4. Микроструктура осевой зоны арматурного металлопроката на уровне 65% высоты тела слитка: а – сравнительного, б – микролегированного бором (0,0023%).

Использование технологии сверхпозднего микролегирования стали позволяет повысить степень усвоения добавок, в частности, бора, до 95%, что обеспечивает снижение расхода ферросплавов по сравнению с ковшевым способом ввода более чем в 2 раза.

Микролегирование стали в процессе непрерывной разливки

При отливке НЛЗ особую актуальность приобретает выбор эффективной технологии ввода присадок в расплав, обеспечивающей при ограниченном использовании материалов высокую и стабильную степень их усвоения. Анализ условий и особенностей затвердевания НЛЗ, а также возможность обеспечения постоянного и равномерного подвода активных элементов к реакционной зоне в кристаллизатор в период затвердевания заготовки позволяют предположить реализацию осуществления равномерного распределения РЗЭ-содержащих включений в объеме заготовки.

Сведения из литературных и патентных материалов свидетельствуют об эффективности использования защитных мер по предохранению активных элементов в процессе ввода в кристаллизатор. Поэтому нами опробована технология ввода модификаторов в порошкообразном виде в металлической ленте в процессе подачи стали в кристаллизатор [31]. Несомненным достоинством рассматриваемого метода ввода модификатора является сверхпозднее взаимодействие активных присадок и примесей в незатвердевшем расплаве, достигаемое использованием движущихся реагентов в защитной оболочке. Расход РЗЭ выбирали из расчета обеспечения в металле соотношений между РЗЭ и серой 1:2; 1:3 и 1:4.

Выполненная работа [32] преследовала ряд задач, в том числе, определение эффективности и целесообразности осуществления процесса модифицирования стали посредством ввода порошковой ленты с активными присадками в кристаллизатор; отработка оптимальных режимов подачи ленты, обеспечивающих высокую и стабильную степень усвоения присадок; регулирование состава, типа и размера НВ, позволяющих повысить механические свойства металлопроката; изучение особенностей процессов, происходящих при позднем модифицировании стали.

Результаты промышленного опробования технологии свидетельствуют, что модифицирование стали заметно ослабляет осевую неоднородность слабов, уменьшает количество макро- и микропор. При этом в опытном металле наблюдается более равномерное распределение серы по сечению заготовки. Исследование макроструктуры свидетельствует об измельчении дендритов во всех структурных зонах, увеличению протяженности зоны разориентированных и отсутствию зоны столбчатых дендритов со стороны малого радиуса опытных заготовок (рис.5). Модифицирующее воздействие позд-

них добавок РЗЭ на структуру стали вызвано уменьшением переохлаждения расплава и образованием перед фронтом роста столбчатых дендритов разориентированных кристаллов, которые опускаются вниз и препятствуют росту столбчатых дендритов со стороны внешнего радиуса заготовки.

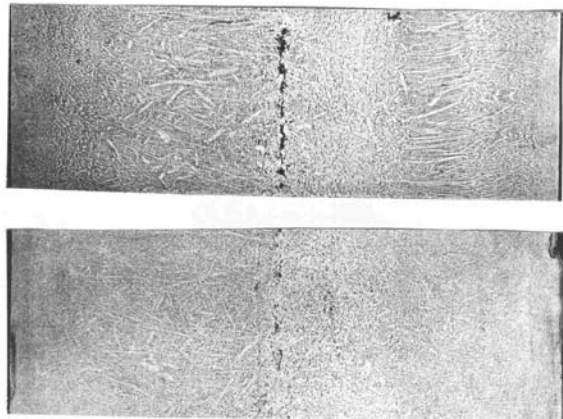


Рис.5. Макроструктура поперечных темплетов сравнительной (сверху) и опытной (внизу) НЛЗ

Присадка РЗЭ привела к благоприятному изменению морфологии сульфидных и оксидных включений, обычно наблюдаемых в сравнительном металле. При содержании модификатора, превышающем содержание серы в 3 и 4 раза, последняя связывается в мелкие глобулярные недеформирующиеся оксисульфиды РЗЭ. Расположение их по отношению к дендритам, а также ферритным и перлитным составляющим структуры – произвольное. По данным микрорентгеноспектрального анализа такие включения представляют собой сложную систему Ce-La-Mn-O-S. При этом однофазные включения – оксисульфиды РЗЭ, содержащие алюминий, темная составляющая двухфазных включений образована сложными окислами системы Al-Ce-La-O, а светло-серая – сульфидами системы Mn-Ce-La-S (рис. 6). Возможно в двухфазных включениях присутствие самостоятельных фаз: либо алюминатов, либо сульфидов марганца, в состав которых не входит Ce и La.

Результаты механических испытаний образцов листового проката свидетельствуют о некотором увеличении пластичности металла, обработанного РЗЭ: относительное удлинение повышается на 3...5% , а относительное сужение – на 5...10%. При реализации соотношений между РЗЭ и серой 2:1, 3:1 и 4:1 значения ударной вязкости повышаются на 15...20, 20...25 и 30...35%, соответственно. При этом существенно уменьшилась анизотропия вязкости.

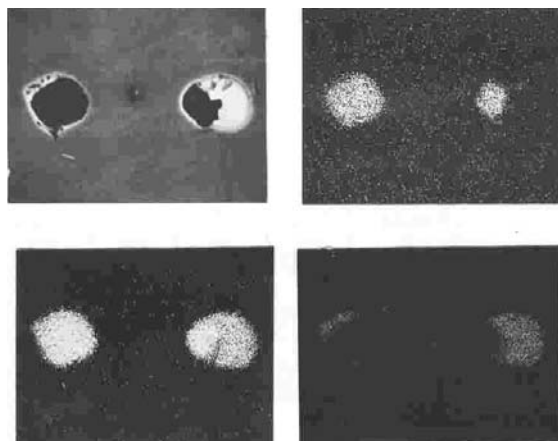


Рис. 6. Двухфазные оксисульфиды РЗЭ (слева направо) в отраженных электронах и в характеристическом излучении Ce, Al и S.

Используемая технология позволила обеспечить наличие тонкого поверхностного немодифицированного слоя, стабильную и достаточно высокую степень использования и усвоения присадок по ходу разливки (75...90%), равномерное распределение вводимых компонентов в объеме расплава, а продуктов их взаимодействия и серы – в стали, изменение морфологии и состава неметаллических фаз – образование комплексных РЗЭ-содержащих включений сложного строения.

Стабилизация величины зерна в углеродистой стали

Применение оптимальных добавок титана и азота обеспечили существенное измельчение аустенитного зерна (в 2...4 раза). Представляло интерес исследование влияния предварительного высокотемпературного нагрева (до температуры 1300...1420°C) на размер и склонность к росту зерна аустенита. Результаты экспериментов показали, что в указанном интервале температур в рельсовой стали, содержащей Ti и N, происходят структурные изменения, обеспечивающие при повторном нагреве торможение роста аустенитного зерна. Установлено [33], что повторный нагрев и выдержка опытной стали при температуре 1100°C (после высокого предварительного нагрева, при котором образуется мелкое зерно, соответствующее № 10) не приводит к заметному росту зерна, а вплоть до температуры 1320°C его рост существенно замедляется (рис.7). Обнаруженный эффект, очевидно, связан с частичным растворением крупных включений TiN (TiCN) в высокотемпературной области с обогащением твердого раствора и последующим образованием мелкодисперсных Ti-содержащих включений. Установлено, что операция отпуска и нормализации после высокого нагрева не влияют на

рост зерна при повторном нагреве, что позволяет исключить такие обработки.

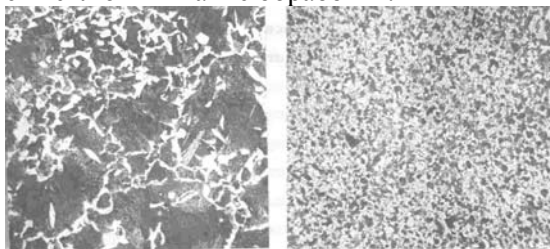


Рис.7. Аустенитное зерно в опытном слитке: предварительный нагрев 1300°C (слева) и 1400°C (справа), повторный нагрев 1100°C

Полученные результаты позволяют рекомендовать использование титана и азота в качестве добавок, измельчающих зерно, а также стабилизирующих его рост при нагреве до 1250°C, в случае предварительного высокотемпературного нагрева металла.

Выводы

Основные пути повышения качества рельсов связаны с совершенствованием технологии их производства. Показано, что ведущая роль в решении проблемы получения высококачественных рельсов принадлежит выбору оптимальной стратегии микролегирования стали и совершенствования режимов термообработки проката.

Разработана технология сверхпозднего микролегирования стального слитка, включающая ввод присадки со струей доливаемого расплава. Выбор в качестве модификатора бора обеспечивает стабильное повышение уровня физико-механических свойств проката.

Промышленное опробование ввода оптимального количества модифицирующих добавок с порошковой лентой в кристаллизатор обеспечивает высокую степень их усвоения при эффективном воздействии на структуру и НВ, способствующих достижению высокого комплекса механических и эксплуатационных свойств металлопроката.

Синергизм вводимых присадок при совместном вводе модификаторов 1 и 2 рода является основной причиной большего влияния их на природу НВ и структуру стали по сравнению с раздельным вводом. Увеличение степени усвоения титана и РЗЭ при совместной их присадке в расплав создает предпосылки экономного использования добавок в процессе комплексного микролегирования стали.

В ходе выполненных экспериментов установлено, что двойная термическая обработка стали, содержащей титан и азот, позволяет регулировать рост зерна при последующем нагре-

ве, что особенно важно, например, в случае локального разогрева участков рельсов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Узлов И.Г., Узлов К.И., Перков О.Н., Кныш А.В. Научная разработка и производственная реализация технологии микролегирования и термоупрочнения высокоизносостойких железнодорожных цельнокатаных колес // *Фунд. и прикл. пробл. черн. металлур.* – 2004. – Вып. 7. – С. 231-243.
2. Лемпицкий В.В., Казарновский Д.С., Левченко Н.Ф. Разработка промышленной технологии производства и исследование качества железнодорожных рельсов из кислородно-конверторной стали // *Сталь.* – 1980. – № 2. – С. 142-145.
3. Павлов В.В., Дементьев В.П., Могильный В.В. Качество железнодорожных рельсов из непрерывнолитой заготовки электросталеплавильного способа производства // *Сталь.* – 2003. – № 12. – С. 62-64.
4. Разработка технологии производства железнодорожных рельсов из непрерывнолитых заготовок, отлитых на МНЛЗ конвертерного цеха Днепровского металлургического комбината им. Ф.Э. Дзержинского // *Металл и литье Украины.* – 1999. – № 3-4. – С. 23-25.
5. Белякова Л.И., Манохин А.И., Волков И.Г. Качество непрерывнолитой заготовки рельсовой стали при различных способах внепечной обработки // *Прогрессивные способы получения стальных слитков* – 1980. – С. 51-54.
6. Нестеров Д.К., Глазков А.Я., Андреев О.Н. Непрерывная разливка рельсовой стали // *Металлург.* – 1988. – № 10. – С. 40.
7. Куклев А.В., Федоров Л.К., Тиняков В.В. Совершенствование технологии непрерывной разливки рельсовой стали // *Сталь.* – 2003. – № 10. – С. 54-56.
8. Смирнов А.Н., Глазков А.Я., Пилюшенко В.Л. Теория и практика непрерывного литья заготовки. – Донецк: ДонГТУ, ООО «Лебедь», 2000. – С. 320-332.
9. Федоров Л.К., Шеховцов Е.В., Минаева Л.В. Совершенствование системы вторичного охлаждения заготовок рельсовой стали // *Сталь.* – 2003. – № 6. – С. 21-22.
10. Шур Е.А. Конструктивная прочность стали и термическая обработка железнодорожных рельсов // *Автореф. на соиск. ... д.т.н.* – М., 1980. – 24 с.
11. Азаркевич А.А., Коваленко Л.В., Лебедев А.Д. Повышение качества поверхностно-закаленных рельсов // *Фунд. и прикл. пробл. черн. металлур.* – 2004. – Вып. 7. – С. 244-249.
12. Гахеладзе Г.С., Гордиенко М.С., Долгополов А.Ф. Качество рельсов из низколегированной стали М70ХГСФ // *Сталь.* – 2001. – № 4. – С. 65-66.
13. Шипицын С.Я., Бабаскин Ю.З., Кирчу И.Ф. Применение сталей с карбонитридным упрочнением – это коренное повышение надежности

- и долговечности железнодорожных путей и подвижного состава // *Металл и литье Украины*. – 2004. – № 1-2. – С.39-43.
14. Сырейщикова В.И., Колосова Э.Л., Сиунова Л.Н. Исследование путей снижения загрязненности рельсовой стали строчечными неметаллическими включениями // *Сталь и неметаллические включения*. – М.: Металлургия. – 1980. – № 4. – С. 78-80.
 15. Титова Т.М. Некоторые особенности получения двухслойных стальных слитков // *Металлургическая и горнорудная промышленность*. – 1999. – № 5. – С. 38- 41.
 16. Губенко С.И. Высокоэнергетическое воздействие – эффективный метод повышения трещиностойкости стали // *Строительство. Материаловедение. Машиностроение*. – Днепропетровск. – 2004. – С. 103.
 17. Паляничка В.А., Гордиенко М.С., Евдокимов А.В. Совершенствование технологии раскисления рельсовой стали // *Металлург*. – 1981. – № 3. – С. 17-19.
 18. Шаповалова О.М., Шаповалов А.В. Модифицирующие свойства элементов // *Строительство. Материаловедение, машиностроение*. – Дн-ск: ПГАСА. – 2003. – Вып. 22, ч.2. – С. 7-13.
 19. Плохих В.А., Висторовский Н.Т., Мелихов В.А. Освоение производства рельсов 1 группы качества на комбинате «Азовсталь» // *Сталь* – 1988. – № 3. – С. 71-73.
 20. Лемпицкий В.В., Казарновский Д.С., Критинин И.А. Рельсы из стали, раскисленной комплексными ферросплавами, содержащими кремний, кальций и ванадий // *Производство железнодорожных рельсов и колес*. – Харьков. – 1987. – С. 3-8.
 21. Быковских С.В., Ярошевская Я.С., Еронько С.П. Совершенствование технологии микролегирования стали 65Г титаном и бором // *Сталь*. – 1995. – № 8. – С. 25-28.
 22. Перспективы внедрения бескремнистых комплексных лигатур в промышленность (по материалам междуна. конф. // *Сталь*. – 2003. – № 6. – С. 41-42.
 23. Коновалов Р.П., Титова Т.М., Малиночка Я.Н. Модифицирование углеродистой стали // *Сталь*. – 1985. – №5. – С. 29-35.
 24. Малиночка Я.Н., Титова Т.М., Зигало И.Н. Природа и распределение неметаллических включений в слитках рельсовой стали с добавками РЗМ // *Сталь*. – 1987. – С. 29-33.
 25. Малиночка Я.Н., Просвирин К.С., Титова Т.М. Изменения включений, содержащих РЗМ, при нагреве и прокатке стали // *Сталь*. – 1988. – № 3. – С. 81-86.
 26. Малиночка Я.Н., Титова Т.М. Конус осаждения в слитке спокойной стали // *Сталь*. – 1989. – № 11. – С. 26-31.
 27. Стовпченко А.П., Титова Т.М., Павленко Ю.Н. О механизме образования скоплений неметаллических включений в донной части стальных слитков // *Теория и практика металлургии*. – 2000. – № 1 (15). – С. 28-30.
 28. Титова Т.М., Малиночка Я.Н., Зигало И.Н. Некоторые пути улучшения качества рельсов из конвертерной стали // *Металлургия и коксохимия*. – Киев. – 1984. – С. 41-44.
 29. Титова Т.М., Поляков С.Н. Особенности формирования двухслойного слитка и микроструктуры композитного проката. // *Сталь*. – 1999. – № 12. – С. 57-60.
 30. Осипов В.П., Узиенко Б.А., Дубровин Э.Ю. Роль гидродинамики в формировании слитков и отливок при разливке стали в изложницы и формы // *Проблемы стального слитка*. – Киев. – 1988. – С. 60-70.
 31. Применение порционной разливки для повышения однородности осевой зоны слитка // *Вестник МАНЭБ*. – Санкт-Петербург. – 2002. – Том 7. – № 3. – С. 13-17.
 32. Титова Т.М. Опыт модифицирования конструкционной стали добавками РЗЭ при непрерывной разливке металла // *Состояние и основные пути развития непрерывной разливки стали на металлургических предприятиях Украины*. – Харьков, 2001. – С. 155-161.
 33. The character of austenite grain growth in mid-carbon steel, containing Ti and N under heating / T.M. Titova, N.M. Omes, A.P. Stovpchenko etc. / 10-th Proceeding of the International Metallurgy and Materials, 24-28 May 2000. - v.1. – P. 245-248.

Наукове видання

В І С Н И К

Дніпропетровського
національного університету залізничного транспорту
імені академіка В. Лазаряна

Випуск 8
Українською, російською та англійською мовами

Відп. за випуск І.П.Крженевич,
Комп'ютерна верстка І.В.Клименко,
Коректори Т.В. Щепоткіна, Т.В. Мацкевич

ДК № 1315

Здано до набору . Підписано до друку . Формат 60×84 1/8
Папір офсетний. Друк різнограф. Умов. друк. арк. 28,1.
Обл.-вид. арк. 29,0. Тираж 250 прим. Замовлення №

Видавництво Дніпропетровського національного університету
залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна.
49010, м. Дніпропетровськ, вул. Лазаряна, 2.

Друкарня Дніпропетровського національного університету
залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна.
49010, м. Дніпропетровськ, вул. Лазаряна, 2.