

0.6
Д 54

ISSN 1993-9175

МІНІСТЕРСТВО ТРАНСПОРТУ ТА ЗВ'ЯЗКУ УКРАЇНИ



ВІСНИК

Дніпропетровського національного
університету залізничного транспорту
імені академіка В. Лазаряна

Випуск 23

Дніпропетровськ
2008

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 23

Дніпропетровськ
2008

Редакційна колегія:

Головний редактор д-р техн. наук *Пишінко О. М.*
Заступник головного редактора д-р техн. наук *Мямлін С. В.*
Члени редколегії: д-р біолог. наук *Дворецький А. С.*;
д-ри техн. наук *Блохін Є. П., Бобровський В. І., Боднар Б. Є., Босов А. А.,*
Браташ В. О., Вакуленко І. О., Гетьман Г. К., Дубинець Л. В.,
Жуковицький І. В., Заблудовський В. О., Загарій Г. І., Казакевич М. І.,
Колесов С. М., Коротенко М. Л., Костін М. О., Курган М. Б.,
Петренко В. Д., Пунагін В. М., Радкевич А. В., Разгонов А. П., Рибкін В. В.,
Скалозуб В. В., Хандецький В. С., Шафіт Є. М.;
д-ри фіз.-мат. наук *Гаврилюк В. І., Кравець В. В.*;
д-ри хім. наук *Біляєв М. М., Нейковський С. І., Федін О. В.*;
д-ри екон. наук *Бабіч В. П., Драгун Л. М., Зайцева Л. М.,*
Крамаренко В. Д., Покотілов А. А.
Відповідальний секретар канд. техн. наук *Корженевич І. П.*

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

Друкується за рішенням вченої ради Дніпропетровського національного університету
залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна від 01.09.2008, протокол № 1

Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка
В53 В. Лазаряна. – Вип. 23. – Д.: Вид-во Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна,
2008. – 196 с.

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

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

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

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

ББК 39.2

ЗМІСТ

ГАЛУЗЬ ТЕХНІЧНИХ НАУК

РОЗДІЛ «РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ»

Е. И. АРТАМОНОВ (ОАО «НВЦ «Вагоны», Российская Федерация) ИССЛЕДОВАНИЕ ОСОБЕННОСТЕЙ ИЗНОСА И ОБЗОР КОНСТРУКЦИЙ ФРИКЦИОННЫХ КЛИНЬЕВ ДЛЯ ВЫБОРА ИХ РАЦИОНАЛЬНОЙ КОНФИГУРАЦИИ	6
В. В. АРТЕМЧУК (ДПТ) МІЦНІСТЬ З'ЄДНАННЯ ДЕТАЛЕЙ З ГАРАНТОВАНИМ НАТЯГОМ, ВІДНОВЛЕНИХ ШАРОВИМИ ПОКРИТТЯМИ	11
М. О. БАБ'ЯК (Львівська філія ДПТ) МОДЕЛЬ РОБОТИ МЕХАНІЗМУ ПАНТОГРАФА ЕЛЕКТРОВОЗА, ЯК МЕХАНІЧНОЇ СИСТЕМИ З ПНЕВМАТИЧНИМ ПРИВОДОМ	16
С. М. ВАСИЛЬЕВ (БелГУТ, Гомель, Республика Беларусь) СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТУРНИКЕТНО-КРЕПЁЖНЫХ УСТРОЙСТВ КАТКОВОГО, ПОЛОЗКОВОГО И КЛИНОВОГО ТИПОВ	20
В. Л. ГОРОБЕЦ, Д. А. ЯГОДА, П. А. ЯГОДА (ДИИТ) ОЦЕНКА СОПРОТИВЛЕНИЯ НЕСУЩИХ КОНСТРУКЦИЙ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА ЦИКЛИЧЕСКИМ НАГРУЗКАМ С УЧЕТОМ ВЛИЯНИЯ РАВНОМЕРНОЙ КОРРОЗИИ	25
В. А. ДЗЕНЗЕРСКИЙ, В. Ю. СКОСАРЬ, А. А. БУРЯК (ИТСТ НАНУ «Трансмаг», Днепропетровск), Д. В. ДЗЕНЗЕРСКИЙ, М. В. СИРЕНКО, В. Н. ЛЕСНИЧИЙ, С. В. БУРЫЛОВ (ЗАО «ВЕСТА-Днепр», Днепропетровск) АВТОМАТИЗИРОВАННЫЙ ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ КОМПЛЕКС ДЛЯ ФОРМИРОВАНИЯ АККУМУЛЯТОРНЫХ БАТАРЕЙ ПРИ ИХ ПОТОЧНОМ ПРОИЗВОДСТВЕ	30
Е. Н. КОВТУН, В. В. МАЛЫЙ, О. М. МАРКОВА (ИТМ НАН Украины и НКА Украины) ОЦЕНКА ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВАГОНОВ-ЦИСТЕРН С РАЗНЫМ УРОВНЕМ НЕДОЛИВА	33
М. Л. КОРОТЕНКО, Н. Я. ГАРКАВИ (ДИИТ) ОСОБЕННОСТИ ПРИЕМКИ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА ЗАРУБЕЖНОГО ИЗГОТОВЛЕНИЯ В ЧАСТИ ВПИСЫВАНИЯ В ГАБАРИТ ПО ГОСТ 9238-83	38
В. В. КРАВЕЦЬ, Т. В. КРАВЕЦЬ, О. В. ХАРЧЕНКО (ДПТ) УДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДУ ОБЧИСЛЕННЯ МАТРИЦІ ІНЕРЦІЇ КОЛІСНОЇ ПАРИ З УРАХУВАННЯМ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПРИПУСКІВ НА ВИГОТОВЛЕННЯ	41
А. Я. КУЛІЧЕНКО (Львівська філія ДПТ) ЗМІЦНЕННЯ ПОВЕРХНЕВОГО ШАРУ ЦИЛІНДРИЧНИХ ДЕТАЛЕЙ МЕХАНІЗМІВ ЗАСОБІВ ТРАНСПОРТУ ОБРОБКОЮ ІНСТРУМЕНТОМ З ГНУЧКИМИ РОБОЧИМИ ЕЛЕМЕНТАМИ	46
К. Н. ЛЯПШИН, И. И. ВУЧЕТИЧ, А. В. КЛОКОВ, П. Я. БАЛЦКАРС (БИЦ, РТУ, Латвия) ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДОВ ИДЕНТИФИКАЦИИ ДЛЯ ОЦЕНКИ ПАРАМЕТРОВ ИЗГИБНЫХ КОЛЕБАНИЙ КУЗОВОВ ВАГОНОВ	49
Л. С. НОВОГРУДСЬКИЙ, М. Я. ОПРАВХАТА (Інститут проблем міцності ім. Г. С. Писаренка НАН України), Л. В. ЗАЙЦЕВА (Державний науково-дослідний центр залізничного транспорту України) ПРО ВПЛИВ ЕЛЕКТРИЧНОГО СТРУМУ НА МЕХАНІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ РЕЙКОВОЇ СТАЛІ	56
А. М. ОРЛОВА (ОАО «НВЦ «Вагоны», Российская Федерация) ИЕРАРХИЧЕСКИ-ИТЕРАЦИОННЫЙ МЕТОД ВЫБОРА ПАРАМЕТРОВ СИЛОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК И КОНСТРУКТИВНЫХ РЕШЕНИЙ ПОДВЕШИВАНИЯ ТЕЛЕЖЕК ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ, ИНТЕГРИРОВАННЫЙ В КОМПЛЕКСНУЮ МЕТОДИКУ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ХОДОВЫХ ЧАСТЕЙ	60
А. М. ОРЛОВА, В. С. ЛЕСНИЧИЙ, Е. И. АРТАМОНОВ (ОАО «НВЦ «Вагоны», Российская Федерация) ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ СОСТОЯНИЯ ТЕЛЕЖЕК ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ НА БОКОВОЙ ИЗНОС ГРЕБНЕЙ КОЛЕС ПО РЕЗУЛЬТАТАМ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ И ОБСЛЕДОВАНИЯ ВАГОНОВ В ЭКСПЛУАТАЦИИ	69
А. М. ОРЛОВА, В. С. ЛЕСНИЧИЙ (ОАО «НВЦ «Вагоны», Российская Федерация), Б. В. ХАРИТОНОВ (ООО «Трансолушнз СНГ», Российская Федерация) ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ПРИМЕНЕНИЯ КОМПЛЕКСНОЙ МОДЕРНИЗАЦИИ ХОДОВЫХ ЧАСТЕЙ ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ С УСТАНОВКОЙ ИЗНОСОСТОЙКИХ ЭЛЕМЕНТОВ КОМПАНИИ А. СТАКИ И АМСТЕД РЕЙЛ	76

В. О. ПЕВЗНЕР (ВНИИЖТ, Российская Федерация) СИСТЕМА ДИАГНОСТИКИ ПУТИ НА СОВРЕМЕННОМ ЭТАПЕ	83
Е. А. РУДАКОВА, А. М. ОРЛОВА (ОАО «НВЦ «Вагоны», Российская Федерация) ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ КАЧЕСТВ СОЧЛЕНЕННОГО ВАГОНА-ПЛАТФОРМЫ НА МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЯХ	85
В. И. СЕНЬКО, Е. П. ГУРСКИЙ (БелГУТ, Гомель, Республика Беларусь) ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ЧИСЛЕННОСТИ ПАРКА ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ	89
J. BARTAK, M. SCHWERDTFEGER, S. POMETKO (CORYS T.E.S.S., Гренобль, Франция) IMPROVING OPERATING PERFORMANCE THROUGH MODERN TRAINING SOLUTIONS	95

РОЗДІЛ «ЕКСПЛУАТАЦІЯ ТА РЕМОНТ ЗАСОБІВ ТРАНСПОРТУ»

И. Е. ЛЕВИЦКИЙ (Одесская железная дорога), Р. Г. КОРОБЬЕВА (ДИИТ) СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПЕРЕРАБОТКИ МЕСТНЫХ ВАГОНПОТОКОВ В ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ УЗЛАХ	104
С. В. МЯМЛИН, Д. М. КОЗАЧЕНКО, Н. Я. ГАРКАВИ (ДІПТ) ВИЗНАЧЕННЯ ПОКАЗНИКІВ БЕЗПЕКИ РУХУ ВАГОНІВ ПРИ ГАЛЬМУВАННІ УПОВІЛЬНЮВАЧАМИ	108

РОЗДІЛ «ЕЛЕКТРИЧНИЙ ТРАНСПОРТ»

П. О. ЛОЗА (Придніпровська залізниця) ВИБІР РАЦІОНАЛЬНОГО З'ЄДНАННЯ ОБМОТОК ТРАНСФОРМАТОРІВ СТАТИЧНИХ ПЕРЕТВОРЮВАЧІВ У СУЧАСНИХ СТЕНДАХ ДЛЯ ВИПРОБУВАННЯ ТЯГОВИХ ДВИГУНІВ ЛОКОМОТИВІВ	111
Т. Н. МИЩЕНКО (ДИИТ) ПОКАЗАТЕЛИ КАЧЕСТВА ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ В ТЯГОВОЙ СЕТИ НА ТОКОПРИЕМНИКАХ ЭЛЕКТРОВОЗОВ ПОСТОЯННОГО ТОКА	114

РОЗДІЛ «ЗАЛІЗНИЧНА КОЛІЯ»

И. А. БОНДАРЕНКО (ДИИТ) ПРЕДЛОЖЕНИЯ ПО ОЦЕНКЕ ДЕФОРМАТИВНОСТИ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ПУТИ	117
И. П. КОРЖЕНЕВИЧ (ДИИТ), Т. Г. ТОДУА (Marabda-Kartsakhi Railway, Грузия), Б. И. ТОРОПОВ (Киевгипротранс) СВЯЗЬ ПАРАМЕТРОВ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА И ДОПУСКАЕМЫХ СКОРОСТЕЙ ПРИ РЕШЕНИИ ТОРМОЗНОЙ ЗАДАЧИ НА ПЕРЕВАЛЬНЫХ УЧАСТКАХ	123

РОЗДІЛ «ЕКОЛОГІЯ НА ТРАНСПОРТІ»

И. Н. БЕЛЯЕВ, И. В. КАЛАШНИКОВ (ДИИТ) ФИЗИЧЕСКОЕ И МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ЗАЩИТЫ ЗОНЫ АЭРАЦИИ ОТ ЗАГРЯЗНЕНИЯ	128
Ю. В. ЗЕЛЕНЬКО (ДИИТ) ИЗУЧЕНИЕ ОСТАТОЧНОЙ ТОКСИЧНОСТИ ПОЧВ ПРИ АВАРИЙНЫХ РАЗЛИВАХ БЕНЗИНОВЫХ ФРАКЦИЙ ПУТЕМ БИОТЕСТИРОВАНИЯ	133
В. М. ЛИСНЯК (ДИИТ) МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА НЕЙТРАЛИЗАЦИИ ОБЛАКА ЦИАНИСТОГО ВОДОРОДА	138

РОЗДІЛ «ТРАНСПОРТНЕ БУДІВНИЦТВО»

Д. О. БАННИКОВ (ДІПТ) ТИСК СИПУЧОГО МАТЕРІАЛУ НА СТІНКИ ДВОСТУПІНЧАСТИХ ЄМНІСНИХ КОНСТРУКЦІЙ	143
Б. Г. КЛОЧКО, Е. В. АНУФРИЕВА (ДИИТ) ЛИТЫЕ БЕТОННЫЕ СМЕСИ ДЛЯ ГИДРОТЕХНИЧЕСКОГО СТРОИТЕЛЬСТВА	150

Н. А. НІКІФОРОВА (ДІТ) ВПЛИВ КОМПЛЕКСНИХ ПОЛІФУНКЦІОНАЛЬНИХ МОДИФІКАТОРІВ НА КОРОЗІЙНУ СТІЙКІСТЬ АРМАТУРИ В БЕТОНІ	153
О. М. ПІШНЬКО, М. І. НЕТЕСА, А. В. КРАСНЮК (ДІТ) ПРОБЛЕМИ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ЯКОСТІ ОБ'ЄКТІВ ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ	157
А. С. РАСПОПОВ (ДІТ) ПРОДОЛЬНЫЕ И КРУТИЛЬНЫЕ КОЛЕБАНИЯ СТЕРЖНЕВЫХ СИСТЕМ С ДРЕВОВИДНОЙ ИЛИ КОЛЬЦЕВОЙ СТРУКТУРОЙ	161

РОЗДІЛ «МОДЕЛЮВАННЯ ЗАДАЧ ТРАНСПОРТУ ТА ЕКОНОМІКИ»

В. А. АНДРЮЩЕНКО (ДІИТ), В. Вл. СКАЛОЗУБ (Днепропетровский государственный аграрный университет) МЕТОД СТРУКТУРНОГО ПРЕОБРАЗОВАНИЯ СТОХАСТИЧЕСКИХ СЕТЕЙ ДЛЯ ГЕРТ-МОДЕЛИРОВАНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ И ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ	167
В. В. ВОЛОЩУК ОБ ОДНОМ ЭЛЕМЕНТАРНОМ МЕТОДЕ РЕШЕНИЯ НЕОПРЕДЕЛЕННЫХ УРАВНЕНИЙ В ЦЕЛЫХ ПОЛОЖИТЕЛЬНЫХ ЧИСЛАХ	171

РОЗДІЛ «МАТЕРІАЛОЗНАВСТВО»

І. О. ВАКУЛЕНКО, М. М. ГРИЩЕНКО (ДІТ) СТРУКТУРНІ ПЕРЕТВОРЕННЯ В МЕТАЛІ ЗАЛІЗНИЧНОГО КОЛЕСА ВІД ВЗАЄМОДІЇ З РЕЙКОЮ	175
М. А. ГРИЩЕНКО (ДІТ) ДОСЛІДЖЕННЯ ПРИЧИН ВИНИКНЕННЯ ВИЩЕРБИН МЕТАЛУ НА ПОВЕРХНІ КОЧЕННЯ ЗАЛІЗНИЧНИХ КОЛІС	178
И. М. СПИРИДОНОВА, Н. Ю. ФИЛОНЕНКО, С. Б. ПИЛЯЕВА (ДНУ, Днепропетровск) ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОЙ ХОЛОДНОЙ ПЛАСТИЧЕСКОЙ ДЕФОРМАЦИИ НА ДИФфуЗИЮ УГЛЕРОДА И БОРА В БОРСОДЕРЖАЩИХ СПЛАВАХ НА ЖЕЛЕЗНОЙ ОСНОВЕ	183

ГАЛУЗЬ ЕКОНОМІЧНИХ НАУК

РОЗДІЛ «ЕКОНОМІКА ТРАНСПОРТУ»

І. М. ВИШНЯКОВА (ДІТ) ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ МЕТОДІВ ОЦІНКИ ЕФЕКТИВНОСТІ ІНВЕСТИЦІЙНИХ ПРОЕКТІВ НА ТРАНСПОРТІ	187
В. Є. ВЛАСЮК (ДІТ) ВПЛИВИ ІНФЛЯЦІЙНИХ ПРОЦЕСІВ НА ЕКОНОМІЧНИЙ РОЗВИТОК СУСПІЛЬСТВА	193

ИССЛЕДОВАНИЕ ОСОБЕННОСТЕЙ ИЗНОСА И ОБЗОР КОНСТРУКЦИЙ ФРИКЦИОННЫХ КЛИНЬЕВ ДЛЯ ВЫБОРА ИХ РАЦИОНАЛЬНОЙ КОНФИГУРАЦИИ

Стаття присвячена оцінці темпів зносу робочих поверхонь фрикційного клину з чавуну СЧ25 за результатами обстеження при надходженні у депо́вський ремонт. Показана недостатня зносостійкість клину. Для створення нової конструкції виконаний огляд та аналіз російських і закордонних розробок.

Статья посвящена оценке темпов износа рабочих поверхностей фрикционного клина из чугуна СЧ25 по результатам обследования при поступлении в депо́вской ремонт. Показана недостаточная износостойкость клина. Для создания новой конструкции выполнен обзор и анализ российских и зарубежных разработок.

The paper is devoted to estimate of wear rates of working surfaces of the frictional wedges from cast iron СЧ25 according to the survey results at ordering them to depot repair. The insufficient wedge resistance to wear is demonstrated. To create a new design the review and analysis of Russian and foreign models are performed.

Введение

Исследование корреляции между боковым износом гребней колесных пар и параметрами, характеризующими состояние тележек грузовых вагонов, показало, что значительное влияние на среднюю толщину гребней колес и их разность оказывает величина завышения фрикционных клиньев [7]. Многими авторами, такими как И. И. Челноков, П. С. Анисимов, М. М. Соколов, В. М. Гарбузов, В. В. Абашкин [1, 2, 3] и другими, как теоретически, так и экспериментально показано негативное влияние недостаточности сил трения и сопротивления забеганию боковых рам, вызванных износом фрикционных клиньев, на ходовые качества, воздействие на путь и безопасность движения: при завышении клина вследствие его износа на 10 мм и более возникает вероятность схода порожних вагонов из-за выключения клиновых демпферов из работы.

В первой части статьи на основе собранного статистического материала исследовано состояние фрикционных клиньев в эксплуатирующихся тележках. Во второй части на основе обзора показаны основные направления совершенствования клиновых гасителей и разработаны рекомендации по созданию новой конструкции.

1. Оценка темпов нарастания износов наклонной и вертикальной поверхностей фрикционного клина

В течение шести месяцев в вагонном депо Тосно Октябрьской ж.д. обследовано 200 теле-

жек, модернизированных по проекту М1698, поступивших в депо́вской ремонт, с пробегом под вагоном от 10 до 160 тыс. км.

Все обследованные тележки имели фрикционные клинья из чугуна марки СЧ25, для которых измерялся износ наклонной (рис. 1) и вертикальной (рис. 2) поверхностей. Полученные результаты заносились в таблицы, после чего данные были аппроксимированы выражением:

$$I = I_0 + i \cdot L, \quad (1)$$

где средние (медиальные) значения износа при приработке I_0 и темпа износа i , определялись методом наименьших квадратов по известному пробегу вагона L и измеренному износу I .

Дисперсия результата была оценена по формуле:

$$\sigma^2 = \frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (I_i - (I_0 + i \cdot L_i))^2, \quad (2)$$

где I_i , L_i – дискретные измененные значения износа и соответствующего пробега вагона. Максимальная величина износа с доверительной вероятностью P (97 %) оценивалась по формуле:

$$I_\beta = I_0 + i \cdot L + \beta \cdot \sigma, \quad (3)$$

где $\beta(P)$ – ширина интервала, определяемая по таблицам [4].

Результаты аппроксимации износов наклонной и вертикальной поверхностей клина представлены в табл. 1.

Таблица 1

Темпы износа наклонной и вертикальной поверхностей клинового демпфера

	I_0 , мм	i , мм/10 тыс. км	σ , мм
Наклонная поверхность клина	2,1	0,27	2,36
Вертикальная поверхность клина	1,2	0,023	1,57

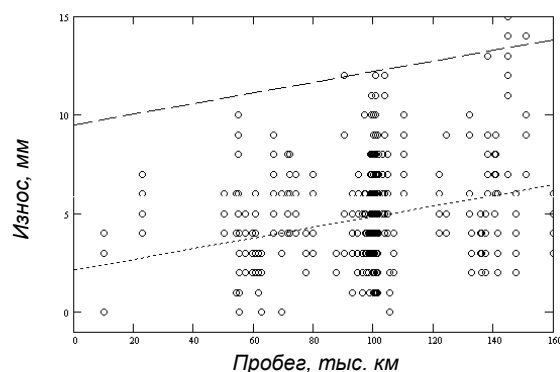


Рис. 1. Износы наклонной поверхности клина: круги – измеренный износ; штриховая линия – максимальный вероятный износ; пунктирная линия – средний износ

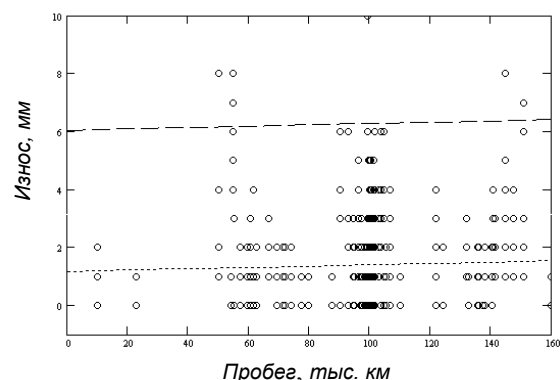


Рис. 2. Износы вертикальной поверхности клина: круги – измеренный износ; штриховая линия – максимальный вероятный износ; пунктирная линия – средний износ

2. Анализ полученных зависимостей интенсивностей износа от пробега

Анализ результатов показал, что на начальном этапе приработки износ наклонной поверхности клина идет в два раза интенсивнее, чем вертикальной, а затем наклонная поверхность изнашивается примерно в 10 раз интен-

сивнее. Значительный разброс в величинах износа клина для одинакового пробега обусловлен многими факторами:

- начальным прижатием при установке в подвешивании тележки (занижение клина при установке от 4 до 12 мм) [6];
- типом и фактической загрузкой вагона в эксплуатации (обследованы цистерны, платформы-лесовозы, контейнерные платформы, крытые вагоны);
- маршрутом следования вагона.

Фрикционные клинья при пробеге 100 тыс. км имели износы, не допускавшие их дальнейшую эксплуатацию, причем во всех клиньях износ наклонной поверхности превышал 2 мм, а в отдельных случаях достигал 10...12 мм, при износе вертикальной поверхности не более 2 мм.

3. Оценка завышения клиньев и работоспособности клинового гасителя

В связи с тем, что для клинового гасителя колебаний нормированию подлежит величина завышения клина, определяющая коэффициент относительного трения в подвешивании, подъем клина при износе оценивался по формуле (без учета износа фрикционной планки и кармана надрессорной балки):

$$f = \frac{I_N(L)}{\cos \alpha} + I_T(L) \cdot \operatorname{tg} \alpha, \quad (4)$$

где $I_N(L)$, $I_T(L)$ – износы наклонной и вертикальной поверхностей;

α – угол наклона клина к горизонтали.

На рис. 3 показан подъем клина в зависимости от пробега вагона (при начальном занижении клина в среднем 8 мм), полученный по результатам измерений, а также аппроксимирующие его средняя и максимальная с вероятностью 97 % зависимости. На рис. 3 также обозначены допускаемые нормативами подъем клина в эксплуатации (завышение не более 8 мм) [6], и подъем клина, при котором порожний вагон имеет достаточный коэффициент относительного трения (завышение не допускается, подъем не более 8 мм) [1, 2, 3].

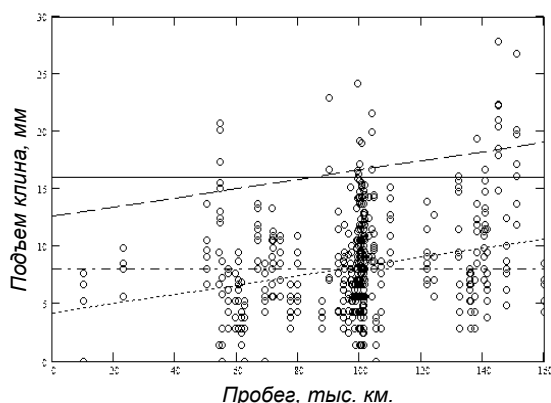


Рис. 3. Подъем клина: круги – расчетный подъем; штриховая линия – максимальный подъем; пунктирная линия – среднее значение подъема клина; штрихпунктирная линия – предельное значение подъема клина для порожнего вагона, при котором обеспечивается достаточный коэффициент трения [1, 2, 3, 5]; сплошная линия – допускаемое значение завышения [6] (в пересчете для подъема клина)

Таким образом, существующая конструкция клина из чугуна марки СЧ25 не обеспечивает демпфирование колебаний [6] в среднем после пробега 100 тыс. км, а в крайних случаях – после пробега 60 тыс. км, то есть требует проведения работ по ее совершенствованию.

4. Обзор и анализ современных конструкций фрикционных клиньев

Для создания надежной и долговечной конструкции клинового демпфера, обеспечивающего межремонтный пробег тележки 500 тыс. км, что является требованием к вагонам нового поколения, конфигурация, материал и конструкция клина должны быть изменены. Клиновая система должна обеспечивать повышенное сопротивление забеганию боковин, стабильность характеристик демпфирования в течение всего межремонтного пробега при снижении нагрузок, действующих на поверхности клина, для уменьшения его износа.

Для выбора рациональной конфигурации клина произведен обзор разработанных в России (ПО «Уралвагонзавод», ОАО «Ружиммаш», ВНИИЖТ, НВЦ «Вагоны») и за рубежом (Barber, A.Stucki, Super Service Ride Master, Юникон ЛТД) конструкций, который позволил выявить следующие тенденции:

- увеличение ширины и площади наклонной поверхности клина по сравнению с вертикальной (рис. 4);

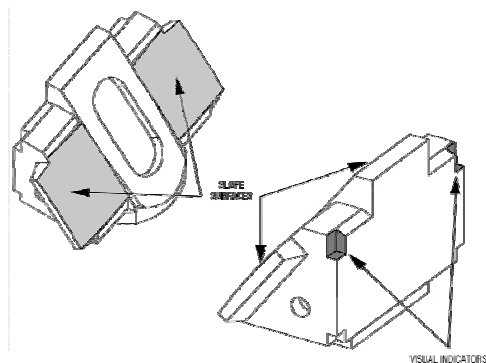
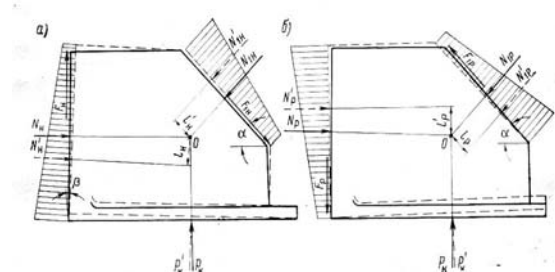


Рис. 4. Клин пространственного действия с разнесенными наклонными поверхностями увеличенной площади

- уменьшение длины клина (вдоль оси пути) для снижения крутящего момента (рис. 5), возникающего при движении клина [2], и изнашивающего вертикальную поверхность по сфере;



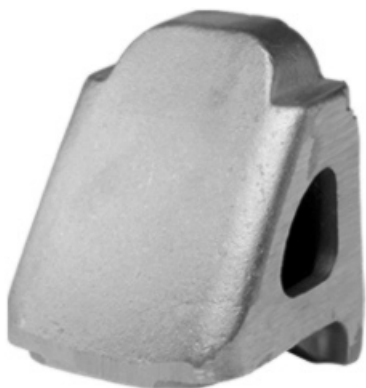


Рис. 7. Клин плоского действия с уменьшенной высотой вертикальной поверхности фирмы Barber

- больший статический прогиб подклиновой пружины по сравнению с пружинами под наддрессорной балкой для стабилизации демпфирующей способности клина по мере его износа, который может реализовываться за счет занижения опорной поверхности клина относительно наддрессорной балки или за счет большей высоты подклиновых пружин;

- увеличение угла наклона поверхности к горизонтали до $50^\circ \dots 55^\circ$ для повышения силы прижатия вертикальной поверхности к фрикционной планке;

- выполнение наклонной поверхности пространственного клина в виде двух разнесенных плоскостей под углом $150^\circ \dots 156^\circ$ друг к другу для предотвращения перемещений между клином и карманом наддрессорной балки (рис. 4);

- установка неметаллических накладок на наклонных поверхностях как плоских, так и пространственных клиньев, взаимодействующих с карманами наддрессорной балки в случаях изготовления клиньев из износостойких материалов для защиты кармана наддрессорной балки от истирания (рис. 8).



Рис. 8. Клин плоского действия с неметаллическими накладками на наклонной поверхности, фирма Barber

Кроме явных тенденций в совершенствовании клиновой системы, существуют также спорные вопросы: выбор коэффициента относительного трения для порожнего вагона, уменьшать или увеличивать длину вертикальной поверхности, конструировать пространственный клин в виде одной детали или из двух частей. Необходимо также отметить, что в конструкциях тележек типа Barber и Ride Master наддрессорная балка имеет упорные стенки, которые допускают ее продольное перемещение относительно боковой рамы не более, чем на 8 мм. Это предотвращает существенное повышение действующих на клин нагрузок при ударах вагонов с горок и забегании боковых рам в кривых.

5. Разработка конструкции фрикционного клина в тележку модели 18-1711

В исходном варианте тележка модели 18-1711 (ООО «ГСКБВ») была оборудована стальными клиньями с углом наклона к горизонтали 45° , углом между наклонными поверхностями 90° и полимерными накладками параллелограммной формы (рис. 9).

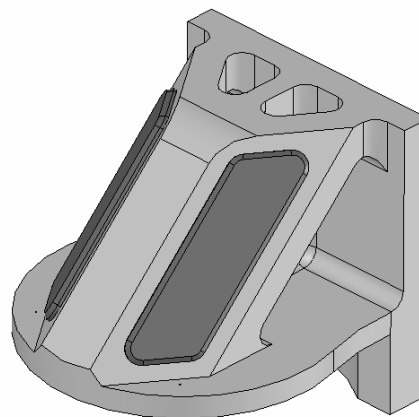


Рис. 9. Клин пространственного действия с неметаллическими накладками параллелограммной формы

С каждой стороны опора наддрессорной балки на боковую раму осуществлялась через рессорный комплект, состоящий из двухрядных пружин одинаковой высоты под клиньями и под наддрессорной балкой, причем внутренняя пружина была на 30 мм ниже наружной. Поджатие клина при порожнем вагоне обеспечено его занижением.

В процессе испытаний [7, 8, 9] были выявлены недостатки фрикционного гасителя, заключающиеся в недостаточном коэффициенте относительного трения, необходимости увели-

чить сопротивление забеганию боковых рам, снизить повреждаемость накладок.

Учитывая современные требования к клиновой системе [10, 11, 12, 13], совместно с ООО «ГСКБВ» конструкция клина пространственной конфигурации (рис. 10) в тележку модели 18-1711 с неметаллическими накладками на наклонных поверхностях усовершенствована. Предложено изготавливать фрикционный клин из чугуна марки ВЧ-120, что улучшит его износостойкость и обеспечит увеличение коэффициента трения по фрикционной планке. Угол наклона к горизонтали увеличен до 55° для улучшения поджатия клина и сопротивления забеганию боковых рам.

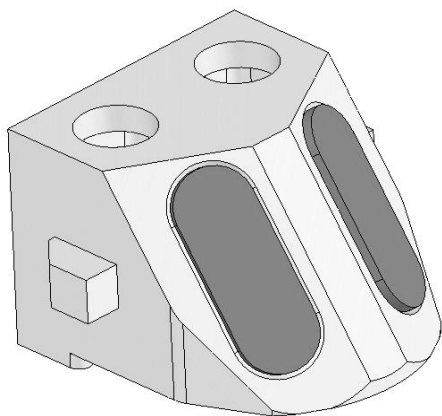


Рис. 10. Клин пространственной конфигурации с упругими неметаллическими элементами на наклонных плоскостях

Длина вертикальной поверхности уменьшена, что обеспечивает более равномерное распределение нагрузок по накладкам при действии продольных сил и движении в кривых [9]. Изменена форма и материал накладок для повышения долговечности, угол между наклонными поверхностями составил 120° , что обеспечивает выравнивание силы на накладках с исходным вариантом.

Заключение

По результатам обследования фрикционных клиньев в эксплуатации выявлена необходимость совершенствования этого узла тележки. Современные тенденции, проанализированные на основе обзора, реализованы в проекте фрикционного клина для тележки модели 18-1711.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Динамика подвижного состава: Сб. тр. [Текст]. – Вып. 298 / Под ред. д.т.н. проф. И. И. Челнокова. – Л.: Транспорт, 1969. – С. 59, 69, 77.

2. Тр. ЦНИИ МПС (ВНИИЖТ) [Текст]. – Вып. № 519 / Под ред. д.т.н. проф. М. Ф. Вериги. – М.: Транспорт, 1974. – С. 164-174.
3. Динамика вагонов: Сб. тр. [Текст]. – Вып. 311 / Под ред. д.т.н. проф. И. И. Челнокова. – Л.: Транспорт, 1970. – С. 91.
4. Бородин, А. Н. Элементарный курс теории вероятностей и математической статистики [Текст] / А. Н. Бородин. – СПб.: Лань, 1998. – 224 с.
5. Приложение к указанию МПС России № Н-832у от 07 августа 2003 г. [Текст].
6. Памятка осмотрику-ремонтнику вагонов по техническому обслуживанию подвижного состава на ПТО [Текст]. – СПб.: Служба вагонного хозяйства, 2007. – С. 24-28.
7. Орлова, А. М. Исследование влияния состояния тележек грузовых вагонов на боковой износ гребней колес по результатам математического моделирования и обследования вагонов в эксплуатации [Текст] / А. М. Орлова, В. С. Лесничий, Е. И. Артамонов // Здесь же.
8. Orlova, A. M. Determining loading conditions and predicting service life of three-piece bogie suspension parts [Текст] / A. M. Orlova, E. A. Rudakova, E. I. Artamonov. – Budapest: BUTE, 2007. – P. 40.
9. Орлова, А. М. Исследование нагруженности контактных поверхностей фрикционных клиньев [Текст] / А. М. Орлова, Е. А. Рудакова, Е. И. Артамонов // Подвижной состав XXI века: идеи, требования, проекты. – ПГУПС, 2007.
10. Орлова, А. М. Обоснование возможности реализации рациональной горизонтальной жесткости тележки трехэлементной конструкции [Текст] / А. М. Орлова // Вісник Дніпропетр. нац. ун-ту заліз. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – 2004. – Вип. 5. – Д.: Вид-во ДНУЗТ, 2004. – С. 157-162.
11. Бороненко, Ю. П. Обобщение накопленного опыта проектирования тележек грузовых вагонов для создания типоразмерного ряда [Текст] / Ю. П. Бороненко, А. М. Орлова // Вісник Дніпропетр. нац. ун-ту заліз. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – 2004. – Вип. 5. – Д.: Вид-во ДНУЗТ, 2004. – С. 25-30.
12. Boronenko, Yu. P. The influence of inter-axle linkages on stability and guidance of freight bogies [Текст] / Yu. P. Boronenko, A. M. Orlova, E. A. Rudakova // Proc. of the 8-th conf. on vehicle system dynamics, identification and anomalies. – Budapest: BUTE, 2002. – P. 11-12.
13. Бороненко, Ю. П. Разработка типоразмерного ряда ходовых частей грузовых вагонов [Текст] / Ю. П. Бороненко, А. М. Орлова, В. П. Ефимов // Науч.-практ. конф. «Современные проблемы взаимодействия подвижного состава и пути; колесо-рельс» (Россия, Щербинка, 2003).

Поступила в редколлегию 23.06.2008.

МІЦНІСТЬ З'ЄДНАННЯ ДЕТАЛЕЙ З ГАРАНТОВАНИМ НАТЯГОМ, ВІДНОВЛЕНИХ ШАРОВИМИ ПОКРИТТЯМИ

У статті викладено результати експериментальних досліджень міцності з'єднання з гарантованим натягом деталей, відновлених електролітичними шаруватими покриттями програмним електролізом. Проведено порівняльний аналіз структури відновлювального шару та міцності нерухомого з'єднання, зразки яких були відновлені за розробленою технологією зі зразками, відновленими на постійному струмі, а також не відновленими взагалі.

В статье описаны результаты экспериментальных исследований прочности соединений с гарантированным натягом деталей, восстановленных электролитическими слоистыми покрытиями программным электролизом. Проведен сравнительный анализ структуры восстановленного слоя и прочности неподвижного соединения, образцы которых были восстановлены по разработанной технологии с образцами, восстановленными на постоянном токе, а также не восстановленными вообще.

The article deals with description of the results of experimental studies of strength of joints with guaranteed tightness for details restored with electrolytic layered coatings by means of programmed electrolysis. The comparative analysis of restored layer structure and strength of stationary joint, which samples were restored according to the technology developed, with the samples restored with direct current and the ones not restored at all is conducted.

Серед відомих з'єднань деталей широке застосування знайшло з'єднання з гарантованим натягом. Цей вид з'єднання займає достойне місце завдяки простоті конструкції та високій експлуатаційній надійності, що дозволяє вузлам працювати у важких динамічних умовах. На рухомому складі залізниць України такі з'єднання використовують у системі «шийка осі колісної пари – внутрішнє кільце підшипника», а також посадки підшипників або зубчастої шестерні на вали електричних машин.

На міцність пресового з'єднання впливає багато чинників, серед яких: величина натягу, точність геометрії форм спряжених деталей, площа фактичного контакту, шорсткість спряжених поверхонь, матеріал деталей. Зрозуміло, що при відхиленнях від заданих форм міцність розглядуваного з'єднання зменшується, при критичних динамічних навантаженнях може виникати «зрив» з початкового положення охоплюючої деталі, що, у свою чергу, може призвести до аварійних ситуацій. Правильність геометричних форм спряжених деталей залежить від різних експлуатаційних та технологічних факторів (величини та характеру навантаження вузла, точності та якості виготовлення нових деталей спряження, технологічних операцій ремонту вузла тощо). Розглянемо деякі з них. В процесі експлуатації буксовий вузол є одним з найбільш навантажених вузлів рухомого складу і сприймає різноманітні по напрямку і силі, у тому числі й ударні, навантаження.

Експлуатаційний знос має місце внаслідок того, що буксовий вузол під час руху електровоза практично постійно знаходиться в умовах вібраційно-коливальних переміщень. В дослідженнях [1] вивчено явища, що призводять до коливального переміщення кільця підшипника. Встановлено, що під впливом вертикально прикладених навантажень кільце пружно деформується, за рахунок чого в навантаженій зоні воно щільно прилягає до шийки осі, а в ненавантаженій – умовно набуває провису. Спочатку зміна геометрії, розмірів і мікрорельєфу виникає від розпаду надлишкової кількості аустеніту в загартованій підшипниковій сталі та зім'яття нерівностей поверхні осі. Далі вступає в дію корозія двох різновидів. Один з цих різновидів, що спостерігається на сполучених металевих поверхнях, характеризується збільшенням зносу третьової пари. Цей процес починається з ушкодження корозією поверхневого шару металу при роботі або, особливо, у період простою. Потім під впливом тертя продукти корозії, що утворилися, безупинно зчищуються з ушкоджених поверхонь. При цьому, якщо ці продукти мають абразивні властивості, то вони можуть зішліфувати і деякий шар металу, зрівнюючи таким чином невеликі корозійні поглиблення, що з'являються. Зношення деталей, що виникає за таких умов, називається корозійним або корозійно-абразивним.

Проте, на нашу думку, у парі «колісна вісь – внутрішнє кільце підшипника» у більшому

ступені діє другий різновид корозії, названий фретинг-корозією, сліди якої чітко були помітні при огляді.

Цей вид корозії характеризується значною швидкістю поширення і наростаючою інтенсивністю, а також утворенням продуктів корозії, відмінних за складом і твердістю від продуктів інших видів корозії (наприклад, електрохімічної). Тому фретинг-корозія супроводжується появою на поверхнях, що контактують, темно-бурих або червоних окислів заліза. Аналіз слідів фретинг-корозії внутрішніх кілець підшипників і осей колісних пар показує, що ці сліди мають різноманітну форму і розміри і пов'язані, мабуть, із відхиленнями від правильної геометричної форми контактних поверхонь, тобто обумовлені конусністю і овальністю.

Контактні поверхні металів під впливом високих навантажень і переміщень (на малу величину або коливальних переміщень) зазнають великих пластичних деформацій і внаслідок чого активуються, що сприяє їх покриттю оксидними плівками різноманітної товщини. Ці плівки є більш крихкі, ніж основний метал і при наступних деформаціях руйнуються і відшаровуються. По суті вони є абразивом і тому, знаходячись у зоні тертя, сильно сприяють руйнації поверхні металів пари тертя. Крім того, виявлені нітриди металів також роблять суттєвий вплив при високих навантаженнях на спряжені поверхні, що вібрують, якими є елементи букси. Ушкодження фретинг-корозією призводять до зміни геометричних розмірів, порушенню точності спряження поверхонь, а також до зниження міцності натягу деталей.

В буксах із роликовими підшипниками ушкодження фретинг-корозією спостерігаються на поверхні контакту шийок осей із внутрішніми кільцями підшипників (при гарячій посадці) або з чопами (при втулковій посадці) і на поверхні контакту корпусів букс із зовнішніми кільцями підшипників.

Як показали наші дослідження, інтенсивність ушкодження фретинг-корозією шийок осей та внутрішніх кілець підшипників на ділянках розташування переднього і заднього підшипників неоднакова: ділянка осі біля заднього підшипника пошкоджується інтенсивніше, ніж під переднім. Можливо це пов'язано з тим, що деформації вигину в зоні розташування заднього підшипника є більшими, ніж у переднього. Також помічено, що в буксах, обладнаних сферичними підшипниками, такі ушкодження більш інтенсивні, ніж в буксах із циліндричними підшипниками. Це можна пояснити тим, що

перші мають більшу свободу для переміщення, чим інші, і здатні викликати більше коливальне переміщення в зонах посадкових поверхонь.

Границі коливальних переміщень, здатних викликати фретинг-корозію, лежать від долей мікрона до 1 мм. При цьому, чим більше амплітуда таких переміщень, тим інтенсивніше фретинг-корозія.

Вплив навантаження як фізико-механічного фактора має величезне значення і тісно пов'язане з амплітудою коливань. В міру підвищення навантажень, що сприяють збільшенню амплітуди переміщень сполучених поверхонь, інтенсивність ушкоджень фретинг-корозією зростає [1].

Технологічний знос виникає за рахунок операцій, пов'язаних з ремонтом відповідних вузлів при розпресуванні та запресуванні охоплюючої деталі, а також при усуненні шліфуванням овальності, конусності, короблення, а також слідів фретинг-корозії, рисок і т. ін.

Таким чином, наведені вище фактори приводять до зменшення міцності пресового з'єднання, що значною мірою може впливати на надійність експлуатації вузлів та безпеку руху рухомого складу. Для запобігання виникнення вказаних негативних чинників необхідно вживати попередніх заходів.

Оскільки підбір підшипника до осі колісної пари за розміром може бути довгим і трудомістким, а заміна вала в електричній машині – також трудомісткий та економічно дорогий процес, тому виникає необхідність відновлення натягу нерухомого з'єднання іншими шляхами.

На даний час існує багато різноманітних ресурсозберігаючих технологій відновлення поверхонь спряження. Однією з розповсюджених є гальванічне осадження металів на поверхні деталей спряження. Але ця технологія розвинута для осадження покриттів з моношару. Значно розширюють можливості технології відновлення деталей використання багат шарових покриттів з наперед заданими властивостями. Таке стосується й інших поширених методів відновлення деталей, а саме наплавлення та газотермічного напилення. З точки зору економіки та порівнюючи переваги та недоліки вказаних технологій, на нашу думку, для відновлення натягу деталей вибір доцільно зробити на користь гальванічних методів.

Міцність пресових з'єднань залежить від сполучення матеріалів деталей, а також від їх механічних характеристик, величини натягу та режимів технологічної обробки. Експеримента-

льні дані дозволяють вибрати матеріал, підібрати режими роботи відновлювальної установки.

Відновлювальний матеріал повинен відповідати деяким вимогам, а саме: міцність нерухомого з'єднання відповідати нормативній документації; можливість осаджувати покриття за загальною товщиною до 200 мкм; протистояти задирам і іншим можливим механічним пошкодженням при технологічних операціях (розпресуванні), зносу та корозії [2].

З молекулярно-механічної теорії тертя відомо, що умовами відсутності глибинного виривання є збільшення міцності в глибину тіла від поверхні дотикання, повинна зберігатися задана величина входження одного металу в інший, яка не створює умови для інтенсивного руйнування в результаті деформацій від втоми. Необхідно, щоб при осьовому чи круговому зсувах однієї деталі відносно іншої створювався високий коефіцієнт тертя зчеплення, а пари тертя слід підбирати за величиною сил тертя.

Забезпечення міцності пресових з'єднань можливе, якщо сумарна сила тертя контактуючих спряжених поверхонь буде більше осьової сили, що діє на пресове з'єднання: $P < F$.

Силу тертя визначимо за формулою

$$F = p f S_{\text{фк}},$$

де p – питомий тиск;

f – коефіцієнт тертя;

$S_{\text{фк}}$ – фактична площа контакту.

У момент зриву (зсуву) величина осьового навантаження більше або дорівнює загальній силі тертя: $P_3 \geq F$.

Із наведених виразів видно, що сила тертя залежить від питомого тиску p , коефіцієнту тертя f та площі контакту спряження $S_{\text{фк}}$. Питомий тиск залежить p від величини натягу, від статичних і динамічних навантажень, а також від контактної площі. Величина натягу визначається нормативною документацією, тобто впливати на силу тертя через питомий тиск не є можливим. На коефіцієнт тертя f можна впливати головним чином за рахунок контактуючого матеріалу, чистоти обробки спряжених поверхонь та наявності проміжних відновлюючих шарів. Контактна площа залежить від геометричних розмірів спряжених деталей, питомого тиску, шорсткості та матеріалів, що контактують. Фактична площа складає певну частину геометричної площі контактного тиску $S_{\text{гк}} = 2\pi r l$.

Аналізуючи вищевказане, можна зробити висновок, що найбільш ефективними факторами впливу на силу тертя при заданій величині натягу є контактний матеріал та чистота обробки спряжених поверхонь. Ці фактори впливають і на контактну площу (фактичну), і на коефіцієнт тертя, що у свою чергу, дає можливість збільшити несучу здатність пресового з'єднання.

В роботі [3] були порівняні різні матеріали: нікель, хром, мідь, цинк та олово. Але нанесення покриття відбувалось моношаром, що в деякій мірі обмежує можливості, особливо при нанесенні відносно товстого відновлювального шару. Нами було досліджено відновлення натягу за допомогою вказаних матеріалів, а також електролітичного заліза при стаціонарних режимах та програмному електролізу.

Гальванічні покриття осаджували на зразки у формі валиків діаметром 30 мм довжиною поверхонь спряження 50 мм з натягом пресового з'єднання 35 мкм. Для визначення міцності з'єднання виконували розпресовку зразків та порівнювали їх зусилля. Для цього було виготовлено 10 комплектів зразків вищезазначених розмірів, які підлягали покриттю різними металами (товщиною 35...40 мкм), а також зразки без покриття. Метою експериментальних досліджень було проведення порівняльного аналізу комбінації нанесених матеріалів покриттів та режимів за декількома показниками. При плануванні експериментів враховувались результати попередніх досліджень науковців [4, 5]. В роботі [4] наведені середні значення коефіцієнтів тертя покриттів при розпресуванні: хромування 0,82; нікелювання 0,73; міднення 0,48; кадмування 0,43; цинкування 0,53; без покриття 0,18. Заслужує уваги високий коефіцієнт тертя хромування та нікелювання.

При нанесенні покриттів режими підбирали таким чином, щоб ці покриття мали шарувату структуру, причому шари мали різну мікротвердість. Це здійснювалось за допомогою електричних режимів, змінюючи діючі значення та тривалість прямого і зворотного імпульсів. За даними експериментальних досліджень було отримано залежності зусилля розпресовки від натягу пресового з'єднання (рис. 1). Середнє значення сили розпресовки при значенні натягу $\delta = 35$ мкм для кожного виду зразків наведено у табл. 1.

Як видно із графіків та табл. 1, найбільше значення сили розпресування з'єднань належить покриттю із шаруватого хрому. Можливо,

таке можна пояснити високим коефіцієнтом тертя даного матеріалу.

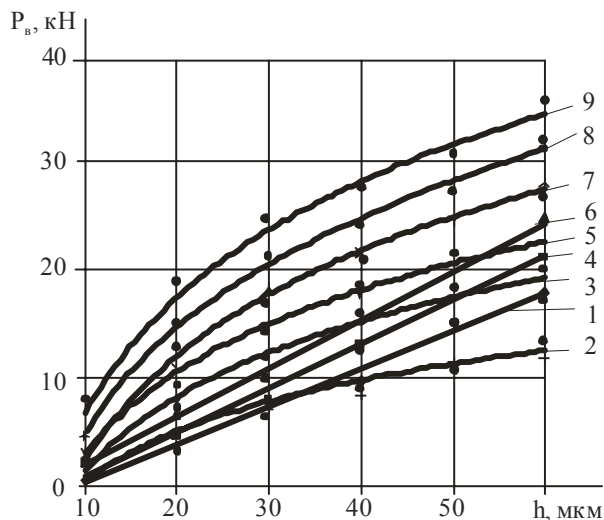


Рис.1. Розпресовочні характеристики пресових з'єднань без покриття – 1 та з електролітичними покриттями: оловом – 2, шаруватим залізом – 3, міддю – 4, цинком, осадженим постійним струмом – 5, нікелем – 6, шаруватим цинком з підшарком заліза – 7, шаруватим цинком, осадженим програмно – 8, шаруватим хромом – 9

Однак дослідження показали, що при розпресуванні зразків, на контактуючих поверхнях з покриттями міді, нікелю й особливо хромом мали місце задири, вириви металу, тобто ті пошкодження, які призводять до підвищеного технологічного зношення. Крім того, треба враховувати, що хромування, нікелювання та міднення – це катодні покриття, які створюють на поверхні металу розтягуючі залишкові напруження, а це, у свою чергу, знижує міцність втоми охоплених деталей. Тому, на наш погляд, серед вказаних покриттів є доцільним використання хромових покриттів за умови, якщо спряжені деталі не будуть розпресовуватись. Якщо деталі в подальшому будуть розпресовуватись, то має сенс використовувати програмний електроліз з нанесенням шаруватого цинку або комбінації: залізнення – цинкування. Такий підхід підтверджується результатами досліджень – після розпресування охоплені деталі не мали пошкоджень, що є дуже важливим з точки зору технології ремонту. При посадці валика з м'яким гальванічним покриттям (міддю, цинком, оловом) в охоплюючу деталь, за рахунок пластичної деформації металу, в зоні контакту виникають міцні металічні зв'язки та збільшується площа фактичного контакту. Застосування таких матеріалів у пресових з'єднаннях не знижує міцності від втоми основної деталі за рахунок низької межі плинності м'якого мета-

лу. Цинк відноситься до групи анодних покриттів, які створюють на поверхні металу стискуючі залишкові напруження, що позитивно впливає на основний метал деталі, тобто міцність втоми практично не зменшується.

Таблиця 1

Значення сили розпресовки пресових з'єднань з різними покриттями

Вид покриття	Сила розпресовки P_v , кН	Порівняльна міцність з'єднань, в. о.
Без покриття	9,4	1
Олово	8,7	0,93
Шарувате залізо	11,2	1,19
Мідь	13	1,38
Цинк на постійному струмі	14,1	1,5
Нікель	16,7	1,78
Шаруватий цинк з підшарком заліза	20,1	2,1
Шаруватий цинк програмний	23	2,44
Шаруватий хром	26,2	2,79

Для деталей з твердим гальванічним покриттям (нікелем та хромом) та без нього характерним є пружно-пластичні деформації зі слабовираженою пластичністю (спостерігається пропорційна залежність зростання міцності пресового з'єднання від натягу). Розпресовочні характеристики зразків з мідним покриттям відображають характерні пружно-пластичні деформації, а пресові з'єднання з покриттям цинку та олова – пластичні. Дослідження зони контакту з'єднання з м'яким гальванічним покриттям на металографічному мікроскопі дозволили встановити, що пластичні деформації відбуваються у самому покритті.

Підвищення міцності пресових з'єднань з програмним шаруватим цинковим гальванічним покриттям у порівнянні з цинком, осадженим на постійному струмі можна пояснити більш дрібнозернистою структурою окремих шарів (розміри зерен цинку складають 0,7...0,8 мкм проти 15...16 мкм на постійному струмі), більшою щільністю (розміри блоків мозаїки дорівнюють 40...50 нм проти 500 нм на постійному струмі). Результатом цього є збіль-

шення мікротвердості осаджених шарів до $H_{\mu} = 1550 \dots 1600$ МПа (на постійному струмі $H_{\mu} = 700 \dots 750$ МПа). Чередування м'яких та більш твердих шарів дозволяють розподіляти внутрішні напруження, що виникають у покритті між шарами, отримувати високу міцність зчеплення, більший коефіцієнт тертя, у 2...2,5 рази підвищити силу розпресовки, а також значно покращити корозійну стійкість спряжених деталей пресових з'єднань.

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Генич, Б. А. Предотвращение фреттинг-коррозии в буксах с роликовыми подшипниками [Текст] / Б. А. Генич, В. Г. Кузнецов, Б. З. Акбашев // Тр. ВНИИЖТа. – 1959. – Вып. 171. – С. 67-74.

2. Инструкция по содержанию и ремонту узлов с подшипниками качения локомотивов и моторвагонного подвижного состава [Текст]. – М.: Транспорт, 1980. – 129 с.
3. Михаліченко, П. Є. Відновлення натягу пресового з'єднання буксових вузлів рухомого складу залізниць [Текст] / П. Є. Михаліченко, М. О. Костін // Залізн. трансп. України, 2004. – № 5. – С. 47-49.
4. Лукашевич, Г. И. Прочность прессовых соединений с гальваническими покрытиями [Текст] / Г. И. Лукашевич. – К.: Гостехиздат УССР, 1961. – 59 с.
5. Ильин, В. А. Цинкование, кадмирование, оловянирование и свинцевание [Текст] / В. А. Ильин. – Л.: Машиностроение, 1983. – 86 с.

Надійшла до редколегії 23.06.2008.

МОДЕЛЬ РОБОТИ МЕХАНІЗМУ ПАНТОГРАФА ЕЛЕКТРОВОЗА, ЯК МЕХАНІЧНОЇ СИСТЕМИ З ПНЕВМАТИЧНИМ ПРИВОДОМ

В розробленій моделі в узагальненому вигляді пропонується метод дослідження роботи механізму пантографа електровоза, як механічної системи з пневматичним приводом, який має низку практично важливих особливостей та реалізується за допомогою ЕОМ.

В разработанной модели в обобщенном виде предлагается метод исследования работы механизма пантографа элевтровоза, как механической системы с пневматическим приводом, который владеет рядом практически важными особенностями и реализуется с помощью ЭВМ.

In the model developed it is suggested in a generalized form the method of study of operation of the electric locomotive pantograph mechanism as mechanical system with pneumatic drive. The method has practically important features and can be realized on a computer.

Однією з функціонально важливих конструкцій в засобах сучасного залізничного електро-транспорту є доволі складний механізм пантографа електровозів, що забезпечує надійність контактування із струмонесучим провідником і передачі електроенергії робочим органам даного виду засобів транспорту. Тому розробка математичних моделей при проектуванні та оптимізації механічних систем відіграє важливу роль при дослідженні кінематики і динаміки механізмів.

Процес взаємодії струмоприймача і контактної підвіски являє собою складний механічний процес, оскільки взаємодіюча система має нескінчене число ступенів вільності і в обох взаємодіючих пристроях в залежності від положення точки контакту та умов її переміщення змінюються жорсткість, маса, тертя тощо. Шлях і траєкторія переміщення у просторі елементів струмоприймача не залишається постійним, що пояснюється непостійністю висоти контактного дроту, викликаной розбіжностями в еластичності і масі контактної підвіски у прольотах закріплення. Цей фактор впливає на характер зміни контактного натиску, від чого залежить ступінь зношування контактних струмоз'ємних елементів та контактного дроту, а, відповідно, і терміну їх ефективної експлуатації.

До останнього часу при розрахунках механізмів даного призначення застосовуються методи енергетичного визначення динамічних характеристик, в яких затрачена енергія і виконувана робота виражаються лише у функціях переміщення [1]. Використовується також методика розрахунків із застосуванням приведеної маси механізму, в якій складна система апроксимувалась з окремими системами,

що складаються з еквівалентних мас ланок і пружин [2].

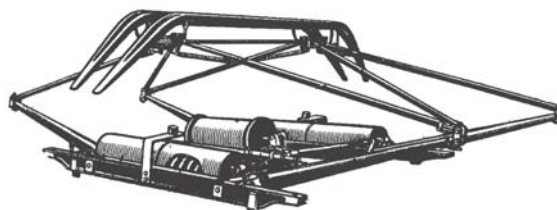


Рис. 1. Загальний вигляд симетричного струмоприймача П5

Існуючі методи розрахунків є доволі громіздкими для широкого застосування, тому, враховуючи сучасний рівень обізнаності науковців та інженерів із засобами ЕОТ, доцільно розробити модель системи, в якій зміни впливу на неї параметрів зовнішніх факторів дозволяють з мінімальним відхиленням передбачати роботу механізму пантографа і оптимізувати його конструкцію.

Для побудови моделі механізму пантографа, пружності ланок його системи будуємо спрощену модель, яка включає в себе дві еквівалентні маси і одну еквівалентну пружину (рис. 2). Ця модель дає середнє значення переміщень для трьох гілок, причому теоретичні результати позитивно узгоджуються з експериментальними. Наведена модель значно простіша за своєю конструкцією, оскільки розгалужений багатоланковий механізм замінений послідовністю чотирьохланкового ланцюга. Кількість важільних механізмів зменшена за рахунок об'єднання їх у трьох гілках. Велика кількість еквівалентних пружин, які врахову-

ють пружність системи в цілому, були зведені до однієї еквівалентної пружини.

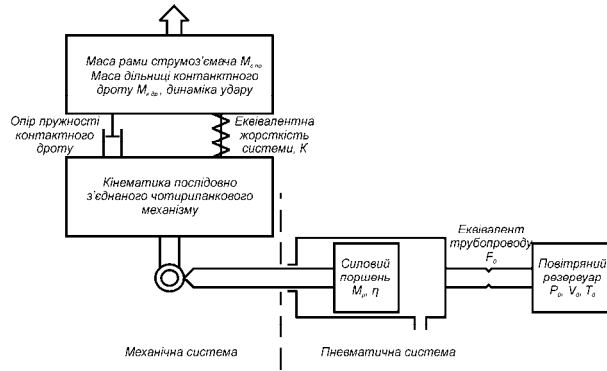


Рис. 2. Спрощена модель системи з двома ступенями вільності, в якій три гілки об'єднані в одну, а розподілена жорсткість замінена еквівалентною пружиною

Кінематика механізму

На рис. 3 показана система з п'яти з'єднаних ланцюгів з наведенням параметрів, що задають положення кожного важільного механізму. Всього на весь ланцюг (з врахуванням робочих положень пневмоприводу) припадає 20 параметрів: 3 довжини ланки, 4 координати двох шарнірів, 3 маси, 3 моменти інерції, 6 параметрів для визначення положень центрів мас та один фронтальний кут (кут між вихідною ланкою одного ланцюга і вхідною ланкою наступного).

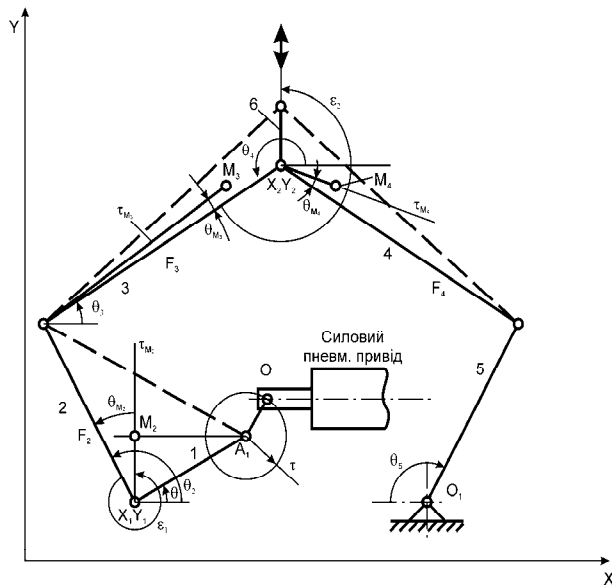


Рис. 3. Загальний вигляд послідовно з'єднаних ланок механізму пантографа

При заданому положенні поршня положення вихідної ланки слугує початком (входом) для наступного ланкового з'єднання і в такому порядку продовжується моделювання до

кінцевої точки – контактування із струмонесучим провідником. Рівняння, що визначають положення і передавальні відношення першого і другого порядку одного чотириланкового механізму, у даній роботі не наведені, оскільки вони доволі громіздкі за викладом і детально представлені у роботі [3]. Якщо θ_2 і θ_4 – відповідно кути вхідної та вихідної ланок ланцюга, то передавальне відношення першого (u) і другого (g) порядку встановлюється залежностями:

$$u_4 = \frac{d\theta_4}{d\theta_2};$$

$$g_4 = \frac{d^2\theta_4}{d\theta_2^2}.$$

Якщо положення силового поршня задано як

$$\sin\theta = \frac{X_P + r - X_1}{a},$$

то після диференціювання отримуємо передавальні відношення першого і другого порядків при переміщенні ланки 2 відносно поршня:

$$\frac{d\theta}{dX_P} = u_2 = \frac{1}{a \cdot \cos\theta} \text{ та } \frac{d^2\theta}{dX_P^2} = g_2 = \frac{u_2 \cdot \sin\theta}{\cos^2\theta}, \quad (1)$$

де X_P – положення вихідного штоку силового поршня пневмоприводу.

Задавши швидкість поршня через $\dot{X}_P$, а прискорення – $\ddot{X}_P$, то кутова швидкість і прискорення вхідної ланки будуть рівними

$$\omega_2 = u_2 \cdot \dot{X}_P \text{ та } \alpha_2 = u_2 \cdot \ddot{X}_P + g_2 \cdot \dot{X}_P^2, \quad (2)$$

де ω_2 – кутова швидкість ланки 2 відносно точки 1 (див. рис. 3); u та g – передавальні відношення, що є функціями кута θ , що в свою чергу приводить до виникнення коефіцієнтів у рівняннях руху ланок механізму; $\dot{X}_P^2$ – прискорення, що робить рівняння руху нелінійним.

Рівняння пневматичної системи

В наведеній публікації пропонується метод дослідження, що має ряд практично важливих особливостей і дозволяє реалізувати себе на ЕОМ. В даній задачі початковий тиск в порожнині циліндра рівний атмосферному тиску. При закритті клапану, тиск в нижній порожнині циліндра (під поршнем) підні-

мається до P_{S_i} , а початковий об'єм між клапаном і поршнем становить V_i .

При дослідженні прийняті наступні допущення:

1. Час, протягом якого відбувається значна зміна тиску, є доволі тривалим у порівнюванні з часом поширення пружної хвилі. Тому хвильові ефекти не розглядаються і процес вважається квазісталім. Це значить, що довжина труби пневмопроводу є незначною за розмірами.

2. Температура повітря в робочій порожнині циліндру є однаковою.

3. Резервуар зі стисненим повітрям є достатньо теплоізованим, що дає змогу вказувати на адіабатичний процес і відсутність конденсації вологи.

4. Газ (повітря), що подається у порожнину циліндра, вважається ідеальним, тобто справедливим є рівняння стану – $PV = \omega RT$, а коливання температури газу є достатньо малим і тому відношення теплоємності ($\gamma = C_P / C_V$) можна вважати сталим.

5. Опір на вході в циліндр є функцією відношення тисків (P_S / P), де P_S і P – відповідно тиск повітря (газу) в накопичувальному резервуарі та тиск під поршнем в силовому циліндрі.

Швидкість зміни енергії газу в циліндрі визначається диференціюванням по часові першого закону термодинаміки:

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{dE}{dt} + P \frac{dV}{dt}, \quad (3)$$

при допущенні, що $\frac{dQ}{dt} = 0$.

З балансу енергії в циліндрі при одночасному втіканні і витіканні газу виходить наступне твердження:

$$\frac{d}{dt}(\omega \cdot C_V \cdot T) = C_P T_S \left(\frac{d\omega}{dt} \right)_I - C_P T \left(\frac{d\omega}{dt} \right)_0 - P \frac{dV}{dt}. \quad (4)$$

Умова збереження маси виражена у вигляді:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\omega}{dt} &= \left(\frac{d\omega}{dt} \right)_I - \left(\frac{d\omega}{dt} \right)_0; \\ \omega &= \omega_1 + \int_t \left(\frac{d\omega}{dt} \right) dt. \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Підставляючи вирази (4) і (5) в (3), з врахуванням допущення залежності (3), отримуємо

$$\frac{dP}{dt} = J C_P \cdot \frac{\gamma - 1}{V} \cdot \left[T_S \left(\frac{d\omega}{dt} \right)_I - T \left(\frac{d\omega}{dt} \right)_0 \right] - \frac{\gamma \cdot P}{V} \frac{dV}{dt}. \quad (6)$$

В накопичувальному резервуарі сталого об'єму температура і тиск протягом всього робочого процесу змінюється. У даному випадку газ в резервуарі поводить себе згідно законів ізоентропії (ізоентропія – процес, що відбувається у фізичній системі, коли ентропія залишається незмінною). Звідси отримуємо:

$$P_S = P_{S_i} \cdot \left[\frac{\omega_{S_i} - \int_0^t \left(\frac{d\omega}{dt} \right)_I dt}{\omega_{S_i}} \right]^{\left(\frac{C_P}{C_V} \right)}, \quad (7)$$

$$T_S = T_{S_i} \cdot \left(\frac{P_S}{P_{S_i}} \right)^{\frac{\left(\frac{C_P}{C_V} - 1 \right) \cdot C_V}{C_P}}. \quad (8)$$

Для встановлення вагових втрат газу використовуємо рівняння виходу газу через отвір, а також рівняння збереження маси при адіабатичних співвідношеннях [4] одержуємо наступне рівняння, використовуючи замість відношення (C_P / C_V) його символ γ :

$$\left(\frac{d\omega}{dt} \right)_I = F_V \cdot \left(\frac{g}{RT} \right)^{0,5} \cdot \left[\gamma \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma + 1}{\gamma - 1}} \right]^{0,5} \cdot P, \quad (9)$$

$$\text{коли } \frac{P}{P_S} \leq \left[\frac{2}{\gamma + 1} \right]^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}};$$

$$\left(\frac{d\omega}{dt} \right)_I = F_V \cdot \left(\frac{g}{RT} \right)^{0,5} \cdot \left[\frac{2\gamma}{\gamma - 1} \right]^{0,5} \times \left\{ \left(\frac{P}{P_S} \right)^{\frac{\gamma + 1}{\gamma}} \cdot \left[\left(\frac{P_S}{P} \right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} - 1 \right] \right\}^{0,5}, \quad (10)$$

$$\text{коли } \frac{P}{P_S} > \left[\frac{2}{\gamma + 1} \right]^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}};$$

$$V = V_i + F_P \cdot X, \quad (11)$$

де g – прискорення вільного падіння; F_P , F_V – відповідно площа поршня та ефективна площа перерізу газового потоку у трубі подачі газу в циліндр пневмосистеми; R – газова стала; T –

температура газу; P_s , P – відповідно тиск газу в резервуарі та у порожнині циліндра під поршнем; V , V_i – відповідно об'єм газу в циліндрі під поршнем та при i -тому положенні поршня; X – координата переміщення поршня.

Рівняння переміщення пантографа

Рівняння переміщення механізму отримані згідно динамічної рівноваги з врахуванням сил інерції (принципу Д'Аламбера) та принципу можливих переміщень [3]. Для полегшення сприйняття впливу кінематики складної системи спочатку розглядаємо систему з абсолютно жорсткими ланками. Після цього вплив гнучкості ланок можна враховувати шляхом введення певних коефіцієнтів.

Рівняння руху багатоланкової системи має наступний вигляд:

$$\begin{aligned} & \sum_{n=1}^5 I_k \cdot \alpha_k \cdot \omega_k + I_m \cdot \alpha_m \cdot \omega_m + \sum_{n=1}^5 [I_l \cdot \alpha_l \cdot \omega_l + \\ & + M_l \cdot (\ddot{X}_{M_l} + \ddot{Y}_{M_l}) \cdot (\dot{X}_{M_l} + \dot{Y}_{M_l})] + \sum_{i=1}^{19} M_i \cdot g \times \\ & \times (\dot{X}_{M_i} + \dot{Y}_{M_i}) + \sum_{S=1}^3 (S_{X_S} + S_{Y_S}) \cdot (X_S + Y_S) + \\ & + 0,5\rho F_C \cdot |\dot{Y}_C| \cdot \ddot{Y}_C + k \cdot I_F^2 \cdot \sin^2(\omega t + \phi) \cdot \dot{Y}_C - \\ & - \eta \cdot P \cdot F_p \cdot \dot{X}_p + M_p \cdot \ddot{X}_p \cdot \dot{X}_p = 0, \quad (12) \end{aligned}$$

де ω , α – відповідно кутова швидкість і прискорення ланки механізму; I – момент інерції; M – маса ланки; X_M , Y_M – координата центра ваги; $\dot{X}_M$, $\dot{Y}_M$ – швидкість переміщення центра ваги ланцюга, утвореного з окремих ланок; $\ddot{X}_M$, $\ddot{Y}_M$ – прискорення центра ваги; $\eta = 0,86 \dots 0,95$ – коефіцієнт корисної дії роботи механізму пантографа; P – тиск газу на нижню площину поршня; F_p – площа поверхні нижньої частини поршня; $\dot{X}_p$, $\ddot{X}_p$ – швидкість та прискорення руху поршня.

Перші дві складові рівності (12) враховують інерцію обертання кривошипу та 1-ї ланки механізму пантографа ($k = 4n-2$; $m = 4n$), а третій доданок – момент інерції 2-ї ланки пневмоприводу ($l = 4n-1$). Четверта складова являє собою роботу з подолання сил тяжіння, а наступна – роботу з подолання пружних сил.

Аналітичне вирішення процесу переміщення елементів пантографа поділене на три фази. Перша відповідає періоду, коли тиск газу в циліндрі є недостатнім для подолання статичного навантаження поршня. Тому в цей час відбувається лише «вибирання» початкових зазорів. Друга фаза відповідає переміщенню,

вираженому рівнянням (12), а третя – руху демпфування пантографа після контактування із струмонесучим провідником.

Враховуючи, що тривалість фази демпфування у порівнянні з тривалістю інших етапів руху даного механізму є дуже малою, то приймаємо його як миттєвий удар, де кінцева швидкість струмоприймача визначається згідно теореми імпульсів [5]. Умови після контактування слугують новими початковими умовами зміненого рівняння (12), в якому вже враховується маса погонної довжини провідника та його пружність. В представленій статті дане питання не розглядалось, оскільки обмеження в розмірах публікації не дозволяють в повному обсязі відобразити всю послідовність і цілісність матеріалу.

Висновок

Можна вважати, що наведена у публікації методика розрахунку представленої системи з двома степенями вільності дає адекватний опис реальної системи. Якщо необхідно з вищою точністю враховувати розподілену жорсткість ланок, то це доволі легко зробити за рахунок введення в систему додаткових пружин і переходу до системи з більшим числом ступенів вільності, здійснюючи опис утвореного механізму системою диференціальних рівнянь вищого порядку.

Можливість використання наведеної моделі системи з абсолютно жорсткими ланками для розрахунків реальної системи з пружними елементами дозволяє спростити математичний апарат при розрахунках зусиль і динамічних переміщень механізмів пантографів залізничного і міського електротранспорту.

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Беляев, И. А. Взаимодействие токоприемника и контактной сети при высоких скоростях движения [Текст] / И. А. Беляев. – М.: Транспорт, 1968. – 160 с.
2. Беляев, И. А. Токоєм и токоприемники электроподвижного состава [Текст]. / И. А. Беляев, В. П. Михеев, В. А. Шиян. – М.: Транспорт, 1976. – 184 с.
3. Гун, Г. Я. Математическое моделирование динамических процессов [Текст] / Г. Я. Гун. – М.: Машиностроение, 1983. – 352 с.
4. Коздоба, Л. А. Вычислительная теплофизика [Текст] / Л. А. Коздоба. – К.: Наук. думка, 1992. – 224 с.
5. Василенко, Н. В. Теория колебаний [Текст] / Н. В. Василенко. – К.: Вища шк., 1992. – 430 с.

Надійшла до редколегії 23.06.2008.

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТУРНИКЕТНО-КРЕПЁЖНЫХ УСТРОЙСТВ КАТКОВОГО, ПОЛОЗКОВОГО И КЛИНОВОГО ТИПОВ

Розроблено математичну модель для дослідження динамічних впливів на довгомірні вантажі, закріплені з використанням рухливих турнікетно-кріпильних пристроїв на опорних вагонах, при різних варіантах зіткнення опорних вагонів з іншими одиницями рухомого складу. Зроблені графіки залежності максимального прискорення вантажу від основних параметрів турнікетно-кріпильних пристроїв. Наводиться аналіз закономірностей, характерних для динаміки турнікетно-кріпильних пристроїв каткового, полозкового і клинового типів.

Разработана математическая модель для исследования динамических воздействий на длинномерные грузы, закреплённые с использованием подвижных турникетно-креплёжных устройств на опорных вагонах, при различных вариантах соударения опорных вагонов с другими единицами подвижного состава. Получены графики зависимостей максимального ускорения груза от основных параметров турникетно-креплёжных устройств. Анализируются закономерности, характерные для динамики турникетно-креплёжных устройств каткового, полозкового и клинового типов.

The mathematical model is developed for research of dynamic influences on the lengthy cargoes fixed with use of mobile fixing devices on basic cars, at various variants of impact of basic cars with other units of the rolling stock. Schedules of dependences of the maximal acceleration of a cargo from key parameters of fixing devices are obtained. Relationships, characteristic for dynamics of rolling, skidding and wedge fixing devices, are analyzed.

Введение

Необходимость снижения уровня динамических воздействий на длинномерный груз и опорные вагоны при ударном взаимодействии с другими единицами подвижного состава привела к созданию подвижных опорно-креплёжных и турникетно-креплёжных устройств (ОКУ и ТКУ).

При использовании подвижной связи инерционное воздействие на груз меньше по сравнению с абсолютно жесткой связью. Использование подвижной связи также эффективно облегчает условия соударения опорного вагона. Так, в этом случае при скоростях соударения 3...10 км/ч усилие на автосцепке уменьшается на 45...50 % по сравнению с жестким креплением груза.

Приоритет в области обоснования необходимости использования в современных условиях эксплуатации железнодорожного транспорта подвижных опор для крепления грузов (в особенности длинномерных) на вагонах принадлежит А. Д. Малову [7, 8, 11]. Выводы об эффективности использования подвижной связи груза с вагоном подтверждаются и в исследованиях В. А. Каблукова, И. К. Мороза, А. В. Шатунова,

В. А. Калашника, Л. А. Манашкина, А. Д. Железнякова, Б. Г. Кеглина, Е. Ф. Стуся, Г. Б. Крайзгура [3–6, 9].

В работах зарубежных авторов не просматриваются достаточно обобщающие исследования по вопросам крепления длинномерных грузов. Это объясняется тем, что широкое применение вагонов с подвижными хребтовыми балками и менее жесткие условия эксплуатации подвижного состава не вызывают необходимости дополнительного или индивидуального амортизирования грузов. Отмечая эффективность использования в конструкции кузова вагона подвижной хребтовой балки или грузового настила, следует отметить высокую стоимость этих мероприятий.

Следует указать на недостаточность исследований динамики систем «вагон – груз» с подвижными ТКУ, поскольку при рассмотрении подобных задач прибегали к значительному упрощению расчетных схем. Развитие вычислительной техники позволяет разрешать сложные механические системы, поэтому выбор расчетных схем для моделирования процессов соударений должен реализовывать адекватные реальным условиям математические модели.

1. Математическая модель системы «опорные вагоны – турникетно-крепёжные устройства – груз»

Наиболее распространенным способом перевозки длинномерных и крупногабаритных грузов, в частности железобетонных строительных конструкций, является их транспортировка на одной платформе или на сцепе из двух платформ. Возможно также размещение груза на сцепе из трёх платформ.

В реальных условиях возможны различные варианты соударения вагона или сцепа вагонов с другими единицами подвижного состава. В эксплуатации наиболее вероятным является соударение набегающего вагона или сцепа с другими вагонами, находящимися в составе неподвижной группы.

На рис. 1 приведена расчётная схема для соударения сцепа из двух платформ с неподвижной группой заторможенных вагонов, далее называемых «стенкой».

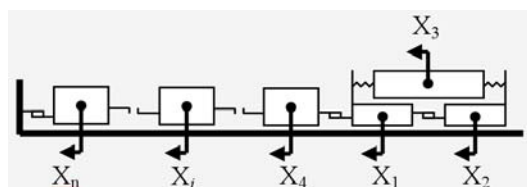


Рис. 1. Расчётная схема соударения для сцепа из двух платформ

Пользуясь принципом Даламбера, запишем математическую модель соударения в виде системы дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} -m_1x_1'' = P_{12} + P_{14} + N_{13} \\ -m_2x_2'' = P_{21} + N_{23} \\ -m_3x_3'' = N_{31} + N_{32} \\ -m_4x_4'' = P_{41} + P_{45} + F_4 \cdot \text{sign}x_4' \\ \dots \\ -m_ix_i'' = P_{i,i-1} + P_{i,i+1} + F_i \cdot \text{sign}x_i' \\ \dots \\ -m_nx_n'' = P_{n,n-1} + P_{n,n+1} + F_n \text{sign}x_n' \end{cases}$$

где m_1, m_2 – массы первого и второго по ходу движения вагонов сцепа; m_3 – масса груза; m_4 – масса первого вагона стенки; m_i – масса i -го вагона стенки, начиная со второго; x_i – координата центра масс i -го элемента системы, отсчитываемая от его положения в начальный момент соударения; P – сила реакции межвагонных связей; N_{31}, N_{32} – сила продольной реакции опор на вагонах 1 и 2 соответственно; F_i – сила сопротивления перемещению i -го вагона, образующего

стенку; $\text{sign } x_4'$ – знак скорости, равный +1 при $x_4' > 0$ и –1 при $x_4' < 0$.

В предложенной модели соударения имеются силовые связи, имитирующие работу гравитационных ТКУ (катковых, полозковых либо клиновых), и силовые связи, имитирующие работу поглощающих аппаратов вагонов.

Ввиду того, что в подвижных гравитационных опорах консервативная возвращающая сила при перемещениях груза относительно опорных вагонов в продольном направлении возникает вследствие подъёма груза, задачей аналитического определения силовых характеристик подвижной опоры является задача установления количественной зависимости между законом движения центра тяжести груза в вертикальной продольной плоскости и продольными силами, сообщаемыми грузу через эту опору. Полученные уравнения динамических силовых характеристик подвижных опор каткового, полозкового и клинового типов приведены в работах [1, 2].

Моделирование силовой характеристики межвагонной связи можно осуществить в соответствии с [10].

Эффективность ТКУ оценивается с позиций их главного назначения – обеспечения сохранности перевозимого груза и вагонов. В настоящее время наиболее распространенным подходом является сравнение тех или иных принципиальных схем крепления грузов по величинам продольных сил и ускорений, воспринимаемых ими при ударных взаимодействиях вагонов с другими единицами подвижного состава.

Расчёты показывают, что для анализа влияния параметров крепёжных устройств на повреждаемость вагонов и длинномерных грузов целесообразно использовать расчётную схему соударения, в которой груз, укрепленный на сцепе из двух вагонов, соударяется с тремя последовательно соединёнными вагонами с упором. Дальнейшее увеличение числа вагонов «стенки» в расчётной схеме не даёт значимого уточнения результатов моделирования, а только увеличивает количество расчётов.

2. Влияние параметров катковых устройств на повреждаемость длинномерных грузов

На рис. 2–5 представлены результаты моделирования при различных значениях основных параметров катковых ТКУ, начальной скорости соударения и массы груза. Массы платформ сцепа – 22400 кг, массы вагонов «стенки» – 60000 кг.

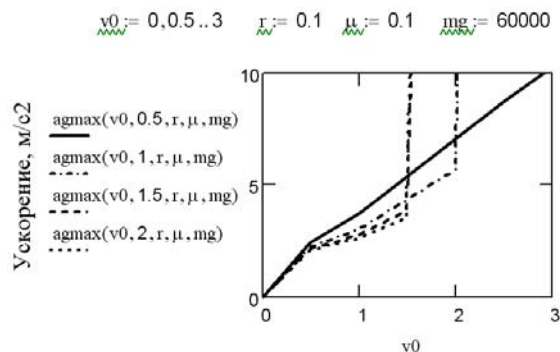


Рис. 2. Зависимость максимального ускорения груза от начальной скорости соударения v_0 (катковые ТКУ)

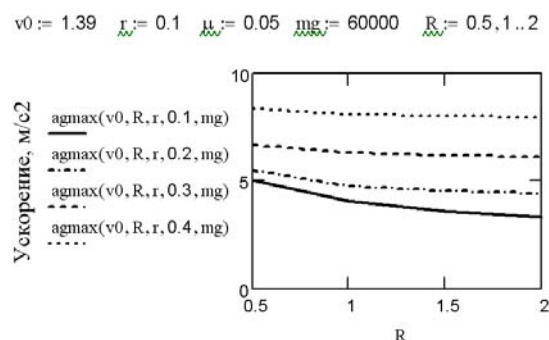


Рис. 3. Зависимость максимального ускорения груза от радиуса опорных поверхностей R (катковые ТКУ)

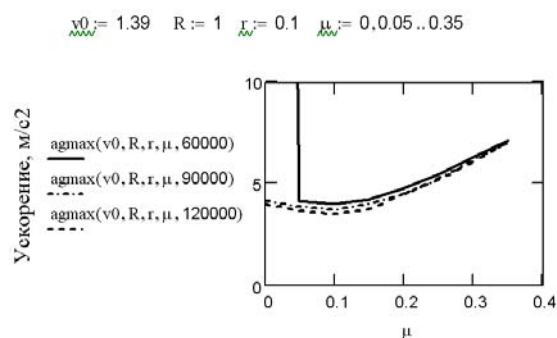


Рис. 4. Зависимость максимального ускорения груза от коэффициента трения μ (катковые ТКУ)

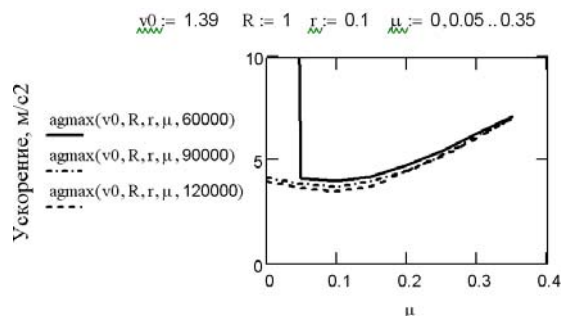


Рис. 5. Зависимость максимального ускорения груза от массы груза mg (катковые ТКУ)

Исходя из проведенных расчетов, можно выделить следующие закономерности, характерные для ТКУ каткового типа. Из рис. 2 вид-

но, что увеличение начальной скорости соударения приводит к увеличению ускорения груза. При превышении определённой начальной скорости соударения, линии ускорения на графиках уходят резко вверх. Это отражает те случаи, когда полностью использован рабочий ход ТКУ и происходит удар об ограничитель. Ускорение груза при таком ударе об ограничитель значительно выше, чем ускорение в пределах рабочего хода ТКУ. Из графиков видна закономерность, что чем больше радиус рабочих поверхностей ТКУ и чем меньше коэффициент трения, тем меньше ускорение груза в пределах рабочего хода ТКУ, однако тем быстрее (при меньшей начальной скорости соударения) заканчивается рабочий ход ТКУ и наступает удар об ограничитель. Таким образом, при стремлении уменьшить коэффициент трения и увеличить радиус опорных поверхностей с целью уменьшения ускорения груза, необходимо помнить, что удар об ограничитель наступает при меньших начальных скоростях соударения, и может привести к тому, что груз получит при ударе не меньшее, а многократно большее ускорение. Исходя из ожидаемой на пути транспортировки груза максимальной скорости соударения, можно подобрать коэффициент трения и радиус опорной поверхности, при которых будет обеспечено минимальное ускорение груза при ударе и работа ТКУ в пределах рабочего хода.

На графиках зависимости максимального ускорения груза от коэффициента трения (рис. 4) видно, что по мере увеличения коэффициента трения μ с 0 до 0,1 максимальное ускорение груза уменьшается, а затем, при дальнейшем увеличении μ с 0,1 до 0,4, ускорение увеличивается, т. е. на графике виден минимум функции. Такую форму графика можно объяснить, исходя из силовой характеристики каткового ТКУ, тем, что на ускорение груза влияет как коэффициент трения μ , так и радиусы опорных поверхностей R и катка r .

Геометрическая форма нижней рабочей поверхности каткового ТКУ такова, что чем дальше каток отклоняется из равновесного положения, тем «круче» поверхность по которой он катится и тем больше продольное ускорение. Если коэффициент трения μ относительно мал, тогда решающее влияние на ускорение груза оказывает радиус опорных поверхностей ТКУ. По мере увеличения коэффициента трения (при прочих неизменных параметрах) каток всё меньше откатывается от равновесного положения до более «отвесной» части нижней рабочей поверхности, где мог бы достичь наибольшего

ускорения, т.е. на графике видно, что ускорение снижается. При дальнейшем увеличении коэффициента трения μ влияние радиуса опорных поверхностей R становится всё менее заметным, и ускорение груза закономерно увеличивается по мере увеличения коэффициента трения μ .

Таким образом, можно для конкретных условий определить такие сочетания значений μ и R , при которых продольное ускорение груза минимальное.

Из рис. 5 видно, что увеличение массы груза приводит к уменьшению ускорения груза.

3. Влияние параметров ползковых устройств на повреждаемость длинномерных грузов

Ползковые ТКУ по своим геометрическим свойствам схожи с катковыми. Поэтому для ползковых ТКУ характерны те же закономерности, что и для катковых (см. п. 2), различие лишь в численных значениях.

Чем больше радиус рабочих поверхностей ТКУ, и чем меньше коэффициент трения, тем меньше ускорение груза в пределах рабочего хода ТКУ, однако тем быстрее (при меньшей начальной скорости соударения) заканчивается рабочий ход ТКУ и наступает удар об ограничитель. Исходя из ожидаемой на пути транспортировки груза максимальной скорости соударения, можно подобрать коэффициент трения и радиус опорной поверхности, при которых будет обеспечено минимальное ускорение груза при ударе и работа ТКУ в пределах рабочего хода (более подробное объяснение в п. 2 для катковых ТКУ).

На графиках зависимости максимального ускорения груза от коэффициента трения видно, что по мере увеличения коэффициента трения μ максимальное ускорение груза сначала уменьшается, а затем, при дальнейшем увеличении μ , ускорение увеличивается, т. е. на графике виден минимум функции. Таким образом, можно для конкретных условий определить такие сочетания значений μ и R , при которых продольное ускорение груза минимальное (более подробное объяснение в п. 2 для катковых ТКУ).

Увеличение массы груза приводит к уменьшению ускорения груза.

4. Влияние параметров клиновых устройств на повреждаемость длинномерных грузов

Для клиновых опор характерным является то, что на длине их рабочего хода ускорение груза как на одной платформе, так и на сцепе из

двух или трёх платформ практически не зависит от начальной скорости соударения и от массы груза, а зависит только от угла наклона опорных поверхностей к горизонту и величины коэффициента трения на этих поверхностях. Чем больше угол наклона рабочих поверхностей и чем больше коэффициент трения, тем больше ускорение груза.

Соответственно сила, действующая на груз, не зависит от скорости соударения и возрастает с увеличением массы груза, коэффициента трения и угла наклона рабочих поверхностей ТКУ, оставаясь постоянной в течение всего перемещения груза.

Анализ зависимости максимального ускорения груза от начальной скорости соударения показывает, что при превышении определённой начальной скорости соударения горизонтальные линии ускорения на графиках уходят резко вверх. Это отражает те случаи, когда полностью использован рабочий ход ТКУ и происходит удар об ограничитель (аналогично, как и в катковых и ползковых ТКУ).

Из графиков видна закономерность, что чем меньше угол наклона рабочих поверхностей ТКУ, и чем меньше коэффициент трения, тем меньше ускорение груза в пределах рабочего хода ТКУ, однако тем быстрее (при меньшей начальной скорости соударения) заканчивается рабочий ход ТКУ и наступает удар об ограничитель. Таким образом, при стремлении уменьшить угол наклона опорных поверхностей и коэффициент трения с целью уменьшения ускорения груза, необходимо помнить, что удар об ограничитель наступает при меньших начальных скоростях соударения, и может привести к тому, что груз получит при ударе не меньшее, а многократно большее ускорение. Исходя из ожидаемой на пути транспортировки груза максимальной скорости соударения, можно подобрать угол наклона рабочих поверхностей и коэффициент трения, при которых будет обеспечено минимальное ускорение груза при ударе и работа ТКУ в пределах рабочего хода.

Заключение

Катковые и ползковые ТКУ в некоторой степени схожи по своим геометрическим свойствам и поэтому имеют некоторые общие закономерности.

Для ТКУ каткового и ползкового типов характерно, что чем больше радиус рабочих поверхностей ТКУ, и чем меньше коэффициент трения, тем меньше ускорение груза в пределах рабочего хода ТКУ, однако тем быстрее (при меньшей начальной скорости соударения) за-

канчивается рабочий ход ТКУ и наступает удар об ограничители, сопровождающийся значительным ускорением. Исходя из ожидаемой на пути транспортировки груза максимальной скорости соударения, можно подобрать коэффициент трения и радиус опорной поверхности, при которых будет обеспечено минимальное ускорение груза при ударе и работа ТКУ в пределах рабочего хода

Для ТКУ каткового и ползкового типов характерно, что по мере увеличения коэффициента трения максимальное ускорение груза сначала уменьшается, а затем, при дальнейшем увеличении коэффициента трения ускорение увеличивается, т. е. на графике виден минимум функции. Это объясняется тем, что на ускорение груза влияет как коэффициент трения, так и радиусы опорных поверхностей. Таким образом, можно для конкретных условий определить такие сочетания значений коэффициента трения и радиуса опорных поверхностей, при которых продольное ускорение груза минимальное.

Для ТКУ каткового и ползкового типов характерно, что увеличение массы груза приводит к уменьшению ускорения груза.

Для клиновых ТКУ характерным является то, что на длине их рабочего хода ускорение груза как на одной платформе, так и на сцепе из двух или трёх платформ практически не зависит от начальной скорости соударения и от массы груза, а зависит только от угла наклона опорных поверхностей к горизонту и величины коэффициента трения на этих поверхностях. Чем больше угол наклона рабочих поверхностей и чем больше коэффициент трения, тем больше ускорение груза.

Соответственно сила, действующая на груз, не зависит от скорости соударения и возрастает с увеличением массы груза, коэффициента трения и угла наклона рабочих поверхностей ТКУ, оставаясь постоянной в течение всего перемещения груза.

Для ТКУ клинового типа характерно, что чем меньше угол наклона рабочих поверхностей ТКУ, и чем меньше коэффициент трения, тем меньше ускорение груза в пределах рабочего хода ТКУ, однако тем быстрее (при меньшей начальной скорости соударения) заканчивается рабочий ход ТКУ и наступает удар об ограничители. Исходя из ожидаемой на пути транспортировки груза максимальной скорости соударения, можно подобрать угол наклона рабочих поверхностей и коэффициент трения, при которых будет обеспечено минимальное ускорение груза при ударе и работа ТКУ в пределах рабочего хода.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Васильев, С. М. Математическое моделирование динамических воздействий на длинномерные грузы и опорные вагоны [Текст] / С. М. Васильев // Вестник Белорусского гос. ун-та трансп.: Наука и транспорт, № 1-2, 2006. – Гомель: БелГУТ, 2006. – С. 30-36.
2. Васильев, С. М. Влияние параметров гравитационных турникетно-крепёжных устройств на повреждаемость длинномерных грузов [Текст] / С. М. Васильев // Технические, экономические и экологические проблемы транспорта: Материалы межд. науч. конф., посв. 170-летию железных дорог России (10-12 января 2008 г.) / Под общей ред. А. П. Ковалёва, Н. Л. Кочегаровой. – Брянск: РГОТУПС (Брянский филиал), 2008. – С. 29-39.
3. Каблуков, В. А. Исследование продольной устойчивости металлопродукции при соударении вагонов [Текст] / В. А. Каблуков, И. К. Мороз, А. В. Шатунов // Сб. науч. тр. ДИИТа. – Вып. 221/7: Вопросы улучшения технического содержания вагонов и совершенствования ходовых частей. – Д., 1982. – С. 52-56.
4. Калашник, В. А. К вопросу оценки инерционных сил при перевозке металлопродукции на открытом подвижном составе [Текст] / В. А. Калашник, И. К. Мороз, И. В. Шатунов // Вопросы улучшения технического содержания вагонов и совершенствования ходовых частей: Сб. науч. тр. ДИИТа. – Д., 1984. – С. 73-77.
5. Кеглин, Б. Г. Динамика соударения платформ, нагруженных длинномерными незакрепленными грузами [Текст] / Б. Г. Кеглин, Е. Ф. Стусь // Тр. БИТМ. – 1974.
6. Крайзгур, Г. Б. О средствах продольной амортизации контейнерных платформ [Текст] / Г. Б. Крайзгур, А. С. Лебедев, В. И. Угаров // Тр. ВНИИЖТ. – 1980. – Вып. 40. – С. 22-25.
7. Малов, А. Д. Крепление грузов на открытом подвижном составе для перевозки при высоких скоростях движения [Текст] / А. Д. Малов // Тр. ВНИИЖТ. – 1965. – Вып. 294. – 166 с.
8. Размещение и крепление грузов в вагонах [Текст] / под ред. А. Д. Малова. – М., 1980. – 328 с.
9. Исследование с помощью ЦВМ нагрузок, действующих на вагоны и амортизированные грузы при соударении сцепок и пуске в ход грузовых поездов [Текст] / Л. А. Манашкин и др. // Тр. ДИИТа, 1978. – Вып. 199/25: Проблемы механики наземного транспорта. – С. 87-93.
10. Никольский, Л. Н. Амортизаторы удара подвижного состава [Текст] / Л. Н. Никольский, Б. Г. Кеглин. – М.: Машиностроение, 1986. – 144 с.
11. Совершенствование способов размещения и крепления грузов в вагонах [Текст] / под ред. А. Д. Малова. – М., 1970. – 136 с.

Поступила в редколлегию 22.05.2008.

В. Л. ГОРОБЕЦ, Д. А. ЯГОДА, П. А. ЯГОДА (ДИИТ)

ОЦЕНКА СОПРОТИВЛЕНИЯ НЕСУЩИХ КОНСТРУКЦИЙ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА ЦИКЛИЧЕСКИМ НАГРУЗКАМ С УЧЕТОМ ВЛИЯНИЯ РАВНОМЕРНОЙ КОРРОЗИИ

В умовах тривалої експлуатації несучі конструкції рухомого складу піддаються дії зовнішнього середовища. Це викликає їх рівномірну корозію та зниження несучої здатності конструкції. Стаття присвячена методиці врахування рівномірної корозії в задачах прогнозування залишкового ресурсу залізничних несучих конструкцій.

В условиях длительной эксплуатации несущие конструкции подвижного состава подвергаются действию внешней среды. Это вызывает их равномерную коррозию и снижение несущей способности конструкций. Статья посвящена методике учета равномерной коррозии в задачах прогнозирования остаточного ресурса железнодорожных конструкций.

In conditions of long-term operation the bearing structures of a rolling stock are subject to action of an environment. It causes their uniform corrosion and decrease in bearing ability of the structures. The article is devoted to a technique of the account of uniform corrosion in problems of forecasting of a residual resource of railway structures.

Одним из основных факторов, способствующих потере несущей способности несущих конструкций (НК) подвижного состава (ПС), является их коррозионный износ [1...3]. В ряде случаев части железнодорожных НК подвергаются более интенсивному коррозионному воздействию за счет локальной концентрации агрессивных сред. К таким НК относятся консольные части рам тележек и надрессорных балок пассажирского и мотор-вагонного подвижного состава со стороны расположения фановых труб вагонов (рис. 1).



Рис. 1. Коррозионный износ консольной части надрессорной балки тележки электропоезда ЭР1 зав. № 033 (январь 2005 г.)

Поскольку прогноз срока службы НК ПС наиболее часто делается на основании оценки их сопротивления усталости при фактическом состоянии коррозии, задача прогноза дальнейшего возможного коррозионного воздействия окружающей среды является актуальной.

Прогнозирование изменения характеристик прочности НК при длительном действии слабо-

агрессивной среды может быть сведено к следующей процедуре [8]:

- аналитическая оценка напряженного состояния НК как функции толщины δ_i контролируемых $i = 1..n$ несущих элементов при действии расчетных нормативных нагрузок [4...6];
- обследование фактического состояния коррозионного износа n исследуемых несущих элементов и индивидуальная оценка скорости их равномерной коррозии для единицы ПС;
- прогнозирование изменения толщины каждой из n контролируемых НК на заданный промежуток времени с использованием корректируемой линейной модели прогноза;
- оценка прогнозируемого напряженно-деформированного состояния (НДС) НК и вывод о её прочности.

Практическая реализация указанной процедуры, особенно для ПС иностранного производства, серьезно осложнена следующими установленными экспериментально факторами:

- несоответствие проектных размеров толщины основных НК данным конструкторской документации;
- несовпадение характеристик материалов, примененных для постройки НК разными производителями ПС в различные периоды времени.

На рис. 2 приведена фактическая зависимость толщины боковой балки дизель-поезда Д1 (производство Венгрии, фирма MVAG) от пробега, нелинейный неоднозначный характер которой может быть объяснен неоднородностью объектов обследования разного возраста. Подобная ситуация наблюдается, например, в парке пассажирских вагонов, построенных разными производителями в различные периоды времени.

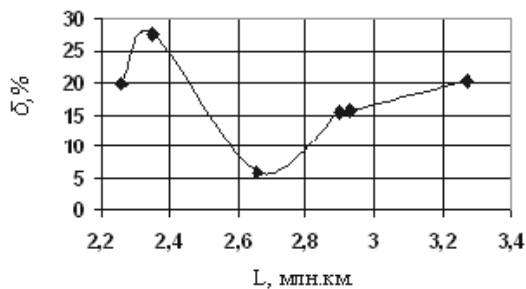


Рис. 2. Зависимость процентного уменьшения толщины полки боковой продольной балки рамы кузова δ дизель-поезда Д1 от пробега L

Это делает затруднительным построение адекватных аналитических моделей коррозионного износа [7]. Поэтому предлагается методика индивидуального прогнозирования степени равномерного коррозионного износа НК ПС, снижающая влияние указанных факторов.

Наиболее целесообразным представляется расчет коррозионного влияния с учетом следующих предположений: а) начальная толщина НК соответствует проектной (с учетом максимального положительного допуска); б) в случае превышения на момент контроля толщиной НК проектной величины она принимается равной проектной толщине.

С учетом указанных предположений, скорость равномерной коррозии α_k составляет:

$$\alpha_k = \frac{\Delta_{k \text{ ном}} - \Delta_{k \text{ факт}}}{L_{\text{факт}}} \cdot l_p \uparrow \Delta_{k \text{ факт}} < \Delta_{k \text{ ном}}, \quad (1)$$

$$\alpha_k = 0 \quad \uparrow \Delta_{k \text{ факт}} \geq \Delta_{k \text{ ном}}.$$

Расчетное соотношение для прогнозирования величины равномерной коррозии:

$$\Delta_{k \text{ прогн}} = \Delta_{k \text{ ном}} - \alpha_k T_p, \quad (2)$$

где $\Delta_{k \text{ ном}}$ – проектная толщина k -го элемента НК, мм; $\Delta_{k \text{ факт}}$ – фактическая толщина k -го элемента НК, мм; $\Delta_{k \text{ прогн}}$ – прогнозируемая толщина НК на момент проведения следующего

ремонта (контроля); T_p – межремонтный период, год; $L_{\text{факт}}$ – суммарный фактический пробег единицы ПС на момент контроля, км; l_p – среднегодовой пробег ПС, км/год.

Прогноз остатка толщины (в %) контролируемых несущих конструкций при этом может выполняться по формуле:

$$\delta_k = \frac{\Delta_{k \text{ прогн}}}{\Delta_{k \text{ ном}}} \cdot 100\%. \quad (3)$$

Для оценки срока перехода элементов НК в предельное состояние это соотношение используется в сочетании с результатами расчета по прогнозу параметров их НДС.

Ниже, в табл. 1 и на рис. 3 приведены оценки постоянной скорости равномерной коррозии, полученные на основе натурного обследования боковых балок кузовов дизель-поездов Д1 Львовской железной дороги.

Таблица 1

Скорость равномерной коррозии боковых балок дизель-поездов Д1 в зависимости от пробега

Пробег L , млн. км	Срок службы T , год	Изменение толщины		α_k , мм/год
		δ , %	Δ , мм	
2,26	19	19,8	1,98	0,104
2,35	20	27,6	2,76	0,138
2,66	22	5,87	0,587	0,027
2,9	24	15,5	1,55	0,065
2,93	25	15,7	1,57	0,063
3,27	27	20,3	2,03	0,075

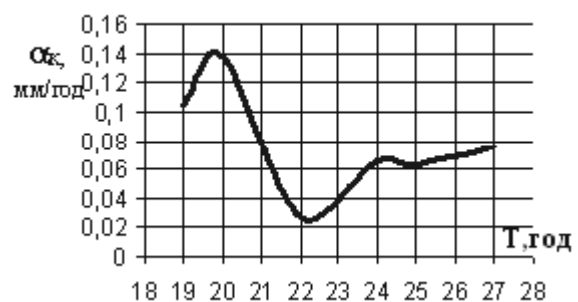


Рис. 3. График зависимости скорости равномерной коррозии от срока службы

Остановимся далее на зависимости характеристик НДС НК от коррозионного воздействия на них внешней среды.

В работе [8] на основании разработанной для этого подробной конечно-элементной модели рамы тележки пассажирского вагона

КВЗ-ЦНИИ (рис. 4) определена зависимость максимального напряжения при расчетной нормативной вертикальной симметричной нагрузке от толщины полок продольных балок рамы.

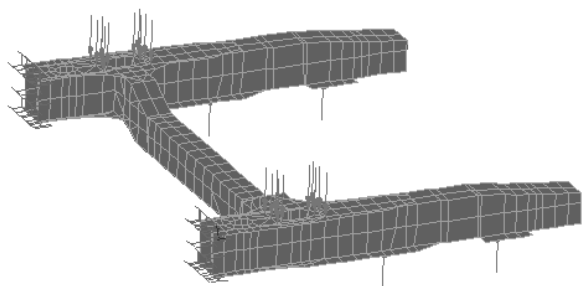


Рис. 4. Модель рамы тележки пассажирского вагона (вертикальная симметричная нагрузка)

На рис. 5, 6 приведены поля эквивалентных напряжений в раме тележки от вертикальной симметричной нагрузки.

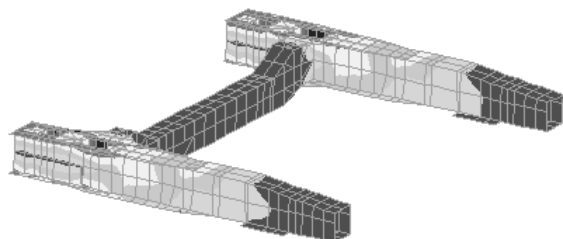


Рис. 5. Поля эквивалентных напряжений при номинальных толщинах (максимальное значение 74,6 МПа)

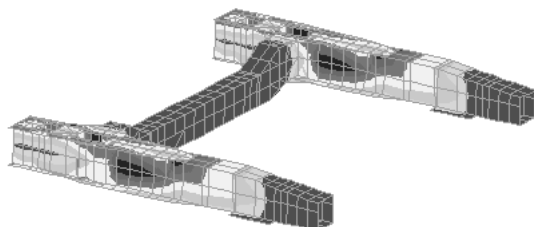


Рис. 6. Поля эквивалентных напряжений при уменьшении толщин полок продольных балок на 7 мм (максимальное значение 194 МПа)

Результаты расчета удобно представить в виде графика зависимости максимального эквивалентного напряжения от уменьшения толщины полок (рис. 7).

Далее, были выполнены расчеты от вертикальной кососимметричной нагрузки и от действия горизонтальной поперечной силы.

На рис. 8, 9 приведены зависимости максимальных эквивалентных напряжений как функции уменьшения толщины полки продольной балки рамы тележки при расчетных нормативных нагрузках [4]. При этом на рис. 8 показана

зависимость максимального напряжения в раме тележки от уменьшения толщины элементов по отношению к максимальному напряжению при вертикальном симметричном нагружении, а на рис. 9 – по отношению к максимальному исходному напряжению для соответствующего типа нагружения (при номинальной толщине всех элементов). На рис. 8, 9: линия 1 – вертикальная кососимметричная нагрузка, линия 2 – вертикальная симметричная нагрузка и линия 3 – горизонтальная поперечная нагрузка.

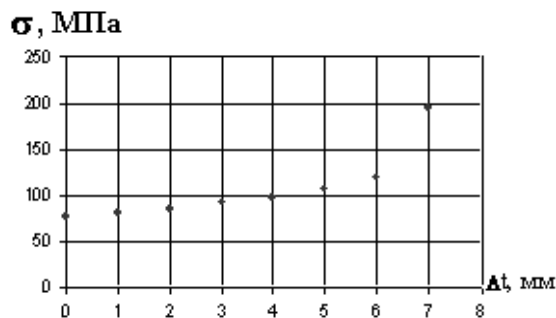


Рис. 7. График зависимости максимального напряжения от уменьшения толщины полок продольных балок рамы при вертикальном симметричном нагружении

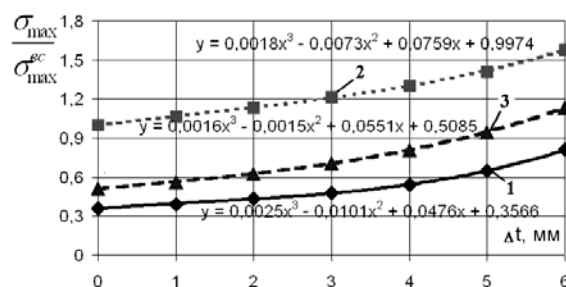


Рис. 8. Зависимость максимального напряжения в раме тележки пассажирского вагона от величины процента остатка толщины полок продольных балок (по отношению к наибольшему напряжению от вертикального симметричного нагружения)

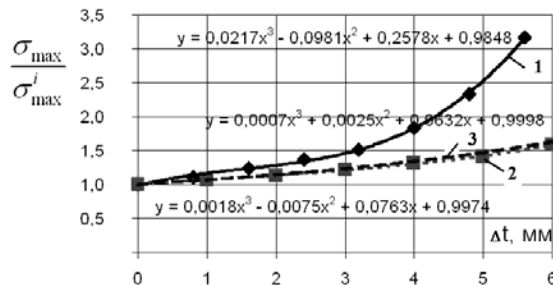


Рис. 9. Зависимость максимального напряжения в раме тележки пассажирского вагона от величины процента остатка толщины полок продольных балок (по отношению к наибольшему напряжению каждого типа нагружения)

Как видно из рис. 8, более тяжёлым типом нагружения рамы тележки в абсолютных величинах напряжений является вертикальная симметричная нагрузка, а из рис. 9 следует, что НК рамы в относительных единицах наиболее чувствительна к вертикальному кососимметричному нагружению.

Зависимости на рис. 8, 9 могут быть аппроксимированы полиномами вида

$$P_k(\delta_k) = \sum_{j=0}^n p_{jk} \delta_k^j, \quad (4)$$

где $P_k(*)$ – полиномиальная аппроксимация функции влияния уровня коррозии на НДС k -ой НК; n – порядок полинома; p_{jk} – коэффициенты аппроксимации.

В табл. 2 приведены параметры аппроксимирующих полиномов для расчетных нормативных нагрузок.

Таблица 2

Параметры аппроксимирующих полиномов для расчетных нормативных нагрузок.

№ коэф. полинома j	Коэффициенты полиномов p_j при расчетной нормативной [4] нагрузке		
	Вертикальная симметричная	Вертикальная кососимметричная	Поперечная горизонтальная
0	0,997	0,985	0,999
1	0,076	0,258	0,063
2	0,007	0,098	0,0025
3	0,018	0,0217	0,0007

Толщина НК, в предположении её дальнейшей коррозии, является функцией времени (согласно выражению (2)). Поэтому, при постоянном уровне и характере внешнего силового воздействия на НК, максимальные напряжения в ней со временем возрастают. Этот факт может быть учтен введением поправочных коэффициентов, характеризующих нарастание напряжений при постепенной потере несущей способности НК.

Введем поправочный коэффициент, определяемый как отношение максимальных напряжений в НК при соответствующем типе нагружения (который определяется на основании оценки разрушений в эксплуатации или гипотез о возможных его причинах) в виде:

$$SIC_k(t_+) = \frac{P_k[\delta_k(t_+ + t_0)]}{P_k[\delta_k(t_0)]}, \quad (5)$$

где $SIC(*)$ (stress increasing coefficient) – поправочный коэффициент, характеризующий масштаб возрастания напряжений в течение периода прогноза; t_+ – время прогноза, измеряемое от момента контроля толщины; t_0 – возраст НК на момент контроля его толщины.

Для оценки ресурса НК учет поправочного коэффициента (5) возможен двумя путями:

- масштабирование в сторону увеличения расчетных напряжений, характеризующих нагруженность НК в эксплуатации в зависимости от текущего времени продления их срока службы t_+ ;
- масштабирование в сторону уменьшения расчетных напряжений, реализованных в процессе ускоренных стендовых вибрационных испытаний [9] НК до разрушения.

Поскольку стендовые вибрационные испытания происходят в ускоренном, заранее неизвестном масштабе времени, более приемлемым представляется первый путь.

Тогда расчетные соотношения расчета остаточного ресурса [5, 6] претерпевают следующие изменения.

При последовательном действии $n_1, n_2, \dots, n_l$ рабочих циклов с амплитудами напряжений $\sigma_1, \sigma_2, \dots, \sigma_l > (\sigma_{-1Dm})_{v-1}$, где v – количество лет E эксплуатации, который объект предположительно имел место на данный момент, пересчитывается величина $(\sigma_{-1Dm})_v$ v -того значения предела усталости [5, 6]:

$$\left. \begin{aligned} (\sigma_{-1Dm})_v &= \frac{(\sigma_{-1Dm})_{v-1} \left(1 - \frac{n_v}{N_v}\right)}{1 - \frac{(\sigma_{-1Dm})_{v-1} n_v}{\sigma_v \cdot SIC(vE) N_v}}, \\ \text{где } N_v &= (\beta_{Dm})_{v-1} \frac{\sigma_v - (|\sigma_m| + \sigma_v) \cdot SIC(vE)}{\sigma_v \cdot SIC((v-1)E) - (\sigma_{-1Dm})_{v-1}} \\ (\beta_{Dm})_v &= (\beta_{Dm})_{v-1} \frac{(\sigma_{-1Dm})_v}{(\sigma_{-1Dm})_{v-1}} \\ \sigma_{-1Dm}|_0 &= \sigma_{-1Dm0}, \quad v = 1, 2, 3 \dots t \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Согласно [5, 6], цикл расчетов повторяется t раз. Если в течение строка службы $T = t \cdot E$ пре-

дел усталости детали $(\sigma_{-1Dm})_v > 0$, то деталь удовлетворяет требованиям прочности. Если при $T = t \cdot E$ повторений расчета $(\sigma_{-1Dm})_v < 0$ или $n_v > N_v$, то НК будет иметь повреждения после T лет эксплуатации.

Следует отметить, что коррекция уровня напряжений, возникающих в конструкции, не отражает не вполне понятный баланс возникновения поверхностных микротрещин и их коррозионного преобразования (развития или исчезновения). Однако, принимая во внимание слабоагрессивный характер коррозионного воздействия окружающей среды на большинство НК ПС, учет потери их несущей способности по уровню равномерной коррозии представляется достаточно обоснованным.

ВЫВОДЫ

1. В ряде случаев оценка коррозионного повреждения НК ПС делается на основе обследования неоднородной выборки объектов разного возраста.

2. Для прогноза коррозионного повреждения НК ПС предложена методика индивидуальной оценки коррозионного повреждения элементов ПС, основанная на модифицированной линейной модели развития коррозии.

3. Изменение напряженного состояния НК ПС в зависимости от степени коррозионного повреждения носит существенно нелинейный характер.

4. Наибольшая нагруженность рамы тележки пассажирского вагона при расчетных нормативных типах нагружения достигается в результате приложения к ней симметричной вертикальной нагрузки.

5. Для коррекции срока службы НК предлагается использовать масштабирование эксплуатационных нагрузок с учетом поправочных коэффициентов, характеризующих масштабы возрастания напряжений в течение периода прогноза.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Влияние эксплуатационных нагрузок на напряжения в элементах несущих конструкций электровагона ВЛ60 [Текст] / А. М. Бондарев и др. // *Залізн. трансп. України*. – 2002. – № 4. – С. 21-25.
2. Bolotin, V. V. Mechanical aspects of corrosion fatigue and stress corrosion cracking [Текст] / V. V. Bolotin, A. A. Shipkov // *Int. J. of Solids and Structures*. – Oct. 2001. – Vol. 38. – P. 7297-7318.
3. Jones, B. F. The influence of environment and stress ratio on the low frequency fatigue crack growth behaviour of two medium-strength quenched and tempered steels [Текст] / B. F. Jones // *Int. J. of Fatigue*. – April 1984. – Vol. 6, Issue 2. – P. 75-81.
4. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных) [Текст]. – М: ГосНИИВ-ВНИИЖТ РФ, 1996. – 319 с.
5. Нормы для расчета и оценки прочности несущих элементов и динамических качеств экипажной части моторвагонного подвижного состава железных дорог МПС РФ колеи 1520 мм [Текст]. – М: МПС РФ, ВНИИЖТ, 1997.
6. Нормы для расчета и оценки прочности несущих элементов и динамических качеств и воздействия на путь экипажной части локомотивов железных дорог МПС РФ колеи 1520 мм [Текст]. – М: МПС РФ, ВНИИЖТ, 1998. – 145 с.
7. Филатов, Г. В. К вопросу об оценке коэффициентов математических моделей коррозионного разрушения конструкций [Текст] / Г. В. Филатов // *ФХММ*. – 1993. – т. 29, № 6. – С. 59-64.
8. Комплексная оценка срока службы пассажирских вагонов после проведения капитально-восстановительного ремонта. Часть 1 [Текст] / Е. П. Блохин и др. // *Залізн. трансп. України*. – 2002. – № 6. – С. 24-29.
9. Кулешов, В. П. Оценка остаточного ресурса рам тележек электропоездов ЭР1, ЭР2 путем их стеновых вибрационных испытаний [Текст] / В. П. Кулешов, В. Л. Горобец, А. И. Паламаренко // *Сб. науч. тр. ДИИТа «Транспорт. Нагруженность и прочность подвижного состава»*. – Д.: Наука и образование, 1998. – С. 56-62.

Поступила в редколлегию 01.09.2008.

В. А. ДЗЕНЗЕРСКИЙ, В. Ю. СКОСАРЬ, А. А. БУРЯК (ИТСТ НАНУ «Трансмаг», Днепропетровск), Д. В. ДЗЕНЗЕРСКИЙ, М. В. СИРЕНКО, В. Н. ЛЕСНИЧИЙ, С. В. БУРЫЛОВ (ЗАО «ВЕСТА-Днепр», Днепропетровск)

АВТОМАТИЗИРОВАННЫЙ ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ КОМПЛЕКС ДЛЯ ФОРМИРОВАНИЯ АККУМУЛЯТОРНЫХ БАТАРЕЙ ПРИ ИХ ПОТОЧНОМ ПРОИЗВОДСТВЕ

Запропоновано автоматизований виробничий комплекс для формування та зарядки акумуляторних батарей при їхньому поточному виробництві. Комплекс дає можливість використати при формуванні та зарядці батарей новітні технології прискореного формування або зарядки імпульсними струмами значної величини з використанням водяного охолодження батарей.

Предложен автоматизированный производственный комплекс для формирования и зарядки аккумуляторных батарей при их поточном производстве. Комплекс дает возможность использовать при формировании и зарядке батарей новейшие технологии ускоренного формирования или зарядки импульсными токами большой величины с использованием водяного охлаждения батарей.

A computerized manufacturing complex providing storage batteries formation and charging in flow line production is proposed. The complex enables use of up-to-date technologies in storage batteries formation and charging ensuring accelerated formation or charging by high-rate pulse currents based on battery water tank cooling system.

Постановка задачи

Свинцово-кислотные аккумуляторные батареи используются на железнодорожном транспорте в качестве автономных источников тока. Известные производственные комплексы по формированию свинцово-кислотных аккумуляторных батарей [1, 2] имеют следующие недостатки: неэффективный теплоотвод от батарей, что ограничивает величину формирующих токов (до $0,1 \dots 0,2 C_{\text{ном}}$ А, где $C_{\text{ном}}$ – номинальная емкость) и производительность труда (цикл формирования длится 44...48 ч, цикл зарядки – 16...20 ч); неравномерное размещение батарей в резервуарах для водяного охлаждения, что создает неодинаковые температурные условия для процесса формирования активной массы батарей и ведет к снижению качества изделий; высокая вероятность механического повреждения корпусов батарей при их сталкивании в резервуары для охлаждения проточной водой, а также внутри резервуаров под действием цепного импульса со стороны толкателей. Поэтому актуальной проблемой является усовершенствование производственного комплекса по формированию аккумуляторных батарей. Эта задача нами и решалась.

Решение задачи

Нами предложен комплекс, включающий следующие участки, машины и устройства: главный технологический участок 1, подгото-

вительный участок 2, участок готовой продукции 3 (рис. 1). Участок 1 содержит ряд резервуаров для охлаждения батарей проточной водой с подвижными управляемыми торцевыми стенками и оснащен вентиляционной системой 4, гидрокоммуникационной системой с теплообменником 5, комплектом преобразователей для подачи формирующего и зарядного токов 6, компьютерным узлом управления 7. На дне каждого резервуара 8 расположены направляющие ролики 9 для перемещения поддонов с аккумуляторными батареями. В состав участка 2 входит машина заливки электролита 10. В состав участка 3 входят: машина коррекции уровня электролита 11, машина мойки 12, устройство проверки степени заряженности 13, маркировочная машина 14 и упаковочная машина 15. Участок 1 обслуживается загрузочным рельсовым путем 16 и разгрузочным рельсовым путем 17. Участок 2 обслуживается конвейером 18, а участок 3 – конвейером 19. Для комплектации-разкомплектации батарей на поддонах служат столы 20, 21. Загрузочное устройство 22 предназначено для размещения батарей на поддон на столе 20, а разгрузочное устройство 23 – для снятия батарей с поддона на столе 21 после формирования. Напротив управляемых торцевых стенок каждого резервуара 8 установлены толкатели 24 для перемещения батарей в резервуары 8. Транспортирование поддонов с батареями по рельсовым путям 16, 17 осуществля-

ется с помощью передвижных тележек 25. Высота передвижной тележки 25 такова, что ее рабочая верхняя площадка находится на одном

уровне с направляющими роликами 9 резервуаров 8.

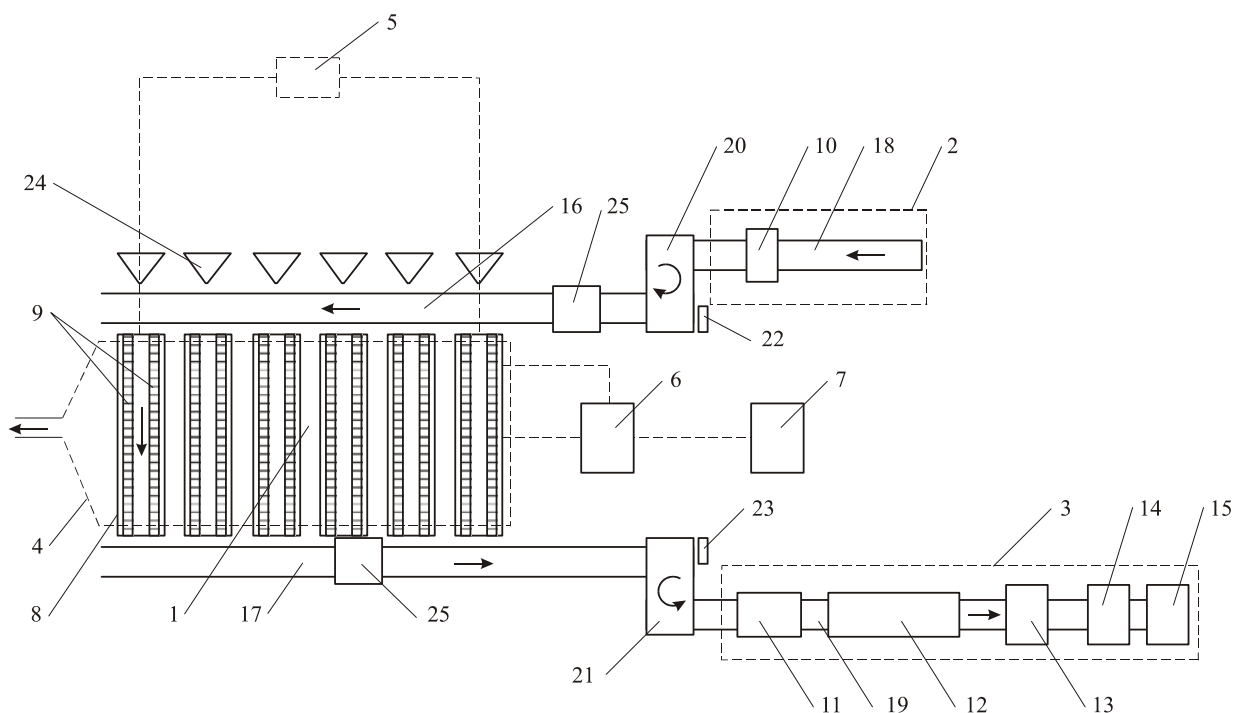


Рис. 1. Общая схема автоматизированного комплекса

Передвижная тележка 25 оборудована колесными парами для перемещения по рельсовому пути и электроприводом (не показаны). Размещение батарей на поддонах позволяет практически исключить повреждение их корпусов при передвижении по автоматизированному комплексу. Конструкция поддона такова, что содержит равномерно размещенные по его поверхности прорези для циркуляции проточной воды, с помощью которой осуществляется охлаждение аккумуляторных батарей. Суммарная площадь прорезей не менее 0,25 от габаритной площади верхней поверхности поддона. Это обеспечивает эффективный теплоотвод. В частности, поддоны могут быть выполнены в виде решетчатых подставок прямоугольных габаритов, что и применяется в производстве. Расположение поддонов внутри резервуаров на направляющих роликах создает горизонтальный зазор между дном ванны и нижней плоскостью корпусов батарей, что также ведет к улучшению циркуляции проточной воды. Все это способствует выравниванию температурных условий при формировании и зарядке аккумуляторных батарей, а это, в свою очередь, ведет к повышению качества изделий.

Производственный комплекс функционирует следующим образом. На подготовительном

участке 2 персонал размещает аккумуляторные батареи на конвейер 18, по которому они транспортируются поштучно. Здесь же производится автоматическое наполнение аккумуляторных батарей электролитом с помощью машины заливки электролита 10. В конце транспортировки батарей по участку 2 они попадают на стол 20. Здесь загрузочное устройство 22 равномерно устанавливает батареи со стола 20 на поддон, с соблюдением равных зазоров между корпусами изделий, а затем передвигает загруженный поддон на передвижную тележку 25. Транспортирование поддона с батареями к главному технологическому участку 1 осуществляется с помощью передвижной тележки 25 по рельсовому пути 16. Напротив входных торцевых стенок очередного готового к приему изделий резервуара 8 тележка останавливается, и однокоординатный толкатель 24, работающий в режиме ограниченных возвратно-поступательных движений, автоматически перемещает поддон с батареями в резервуар 8. Для реализации этой операции в течение всего процесса загрузки поддонов с батареями в резервуар 8 входные и выходные подвижные управляемые торцевые стенки этого резервуара открыты. Перемещение поддона внутри резервуара 8 осуществляется путем качения по его

направляющим роликам 9 за счет толкающего цепного импульса. При этом корпуса аккумуляторных батарей не подвергаются механическим воздействиям (нажимам, ударам), как в прототипе, а всю нагрузку на себя принимают амортизирующие накладки боковых плоскостей поддонов. Одновременно с загрузкой необработанных батарей, если технологический цикл не является первым, может происходить выгрузка из резервуара 8 поддонов с обработанными (сформированными или заряженными) батареями путем замещения (проталкивания поддонов). По окончании загрузки-выгрузки подвижные управляемые торцевые стенки автоматически закрываются. Персонал производит подсоединение групп батарей на поддонах к выводам электропреобразователей 6 для подачи тока. Резервуар 8 наполняется проточной водой до необходимого уровня и производится формирование или зарядка изделий. Контроль условий формирования или зарядки, а также управление технологическим процессом формирования или зарядки организованы по кибернетическому принципу и реализованы в программной оболочке компьютерного узла управления 7. Подачу охлаждающей проточной воды обеспечивает гидрокommunikационная система с теплообменником 5, отвод газов и аэрозолей над резервуарами 8 – вентиляционная система 4. По окончании формирования или зарядки выгруженный поддон с обработанными изделиями перемещается на передвижную тележку 25, установленную на рельсовом пути 17. По рельсовому пути 17 аккумуляторные батареи транспортируются к столу 21, где разгрузочное устройство 23 производит снятие батарей с поддона и поштучную установку их на конвейер 19 участка готовой продукции 3. На участке готовой продукции 3 автоматически производятся завершающие

технологические операции: нивелирование уровня электролита – на машине коррекции уровня электролита 11; мойка и сушка батарей – на машине мойки 12; проверка качества формирования или зарядки – на устройстве проверки степени заряженности 13; маркирование – на маркировочной машине 14; упаковка готовых аккумуляторных батарей в паллеты – на упаковочной машине 15.

Согласование работы машин и устройств комплекса – подстройка темпов транспортирования, загрузки-разгрузки, заливки электролита, коррекции уровня электролита, мойки, проверки степени заряженности, маркировки и упаковки обеспечивается автоматизированной системой управления.

Выводы

Промышленные испытания автоматизированного комплекса для формирования аккумуляторных батарей подтвердили его эффективность в условиях поточного производства. Комплекс обеспечивает формирование и заряд батарей токами до $0,5 \dots 1,0 C_{\text{ном}}$ А, сокращает цикл формирования до 14...16 ч, а цикл зарядки до 6...8 ч. При этом снижается количество брака батарей за счет устранения механического повреждения корпусов изделий и неравномерного теплоотвода в процессе формирования.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Патент № 4604564 США. МПК H02J 7/00, H01M 10/50 [Текст].
2. Патент № 50358А Украина. МПК H02J 7/00, H01M 10/50 [Текст].

Поступила в редколлегию 23.06.2008.

ОЦЕНКА ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВАГОНОВ-ЦИСТЕРН С РАЗНЫМ УРОВНЕМ НЕДОЛИВА

Розглянуто рух поїзда, складеного з вагонів-цистерн із різним рівнем недоливу. Аналіз отриманих результатів розрахунків показав, що, якщо в складі поїзда є вагони-цистерни зі значним рівнем недоливу, допустима швидкість руху поїзда істотно знижується.

Рассмотрено движение поезда, составленного из вагонов-цистерн с различным уровнем недолива. Анализ полученных результатов расчетов показал, что, если в составе поезда есть вагоны-цистерны со значительным уровнем недолива, допустимая скорость движения поезда существенно снижается.

Motion of a train composed of tank cars with various tank incomplete filling level is considered. The analysis of results obtained has shown that if there are tank cars with high incomplete filling in the train, the permissible speed of motion is reduced essentially.

Опыт эксплуатации грузового подвижного состава железных дорог показывает, что вероятность аварийных ситуаций существенно повышается, если в составе поезда наряду с загруженными вагонами находятся порожние и частично загруженные вагоны. Поэтому важно определить те факторы, которые являются критическими для поездов, в состав которых включены неоднородные по массе и типам вагоны. Для оценки безопасности движения поезда с вагонами различной загрузки необходимо рассматривать как минимум три соединенных между собой вагона.

В статье с использованием методов математического моделирования рассмотрено движение по прямолинейному участку пути с постоянной скоростью трехвагонного сцепа грузовых вагонов-цистерн. Расчетная оценка динамических показателей вагонов сцепа проводилась путем решения нелинейных дифференциальных уравнений, представляющих динамическую модель его пространственных колебаний. Движение поезда моделировалось с учётом действия внешних возмущений, связанных с геометрическим несовершенством рельсовой колеи (просадки, стыки, неравномерный износ). Возмущения, имеющие случайный характер, подавались под колёса вагона с транспортным запаздыванием, которое зависит от расстояния между колёсными парами и скорости движения поезда. Для достоверной оценки динамических качеств вагона в соответствии с требованиями Норм [1] определялись величины, являющиеся основными показателями его качества хода: горизонтальные и вертикальные ускорения кузова ($\ddot{u}_r, \ddot{u}_b$); рамные силы в долях нагрузки на ось ($k_{дг}$); коэффициент верти-

кальной динамики ($k_{дв}$); коэффициент устойчивости колесной пары от схода с рельсов (k_{yc}). Предельные значения показателей ходовых динамических качеств грузовых вагонов для груженого (числитель) и порожнего (знаменатель) состояния приведены в табл. 1 [1].

Таблица 1

**Предельные значения динамических показателей
грузовых вагонов**

$\ddot{u}_r, g$	$\ddot{u}_b, g$	$k_{дг}$	$k_{дв}$	k_{yc}
0,45/0,55	0,65/0,75	0,38/0,40	0,85/0,90	1,4

Рассмотрено движение сцепа вагонов-цистерн, содержащих в своем составе вагоны с различным уровнем загрузки котла цистерны бензином, в том числе порожние и полностью загруженные.

Анализ полученных данных показал, что значения динамических показателей отдельных единиц подвижного состава, движущихся в одном сцепе равномерной загрузки (либо все вагоны груженные, либо все порожние), близки и практически не зависят от месторасположения вагона в составе поезда. При этом динамика сцепа, состоящего из порожних вагонов-цистерн, хуже, чем динамика полностью загруженного сцепа. Так, движение сцепа порожних вагонов-цистерн с высокими скоростями оказывается невозможным. При этом от скорости к скорости снижается значение коэффициента запаса устойчивости колесной пары от схода с рельсов, и при скорости движения 80 км/ч его значение оказывается ниже допустимого (см. рис. 1). Увеличение скорости движения до 90 км/ч приводит к нарушению безопасного

движения и по значениям $k_{дг}$ (см. рис. 2), а при скорости движения 125 км/ч один из вагонов сцепа сходит с рельсов.

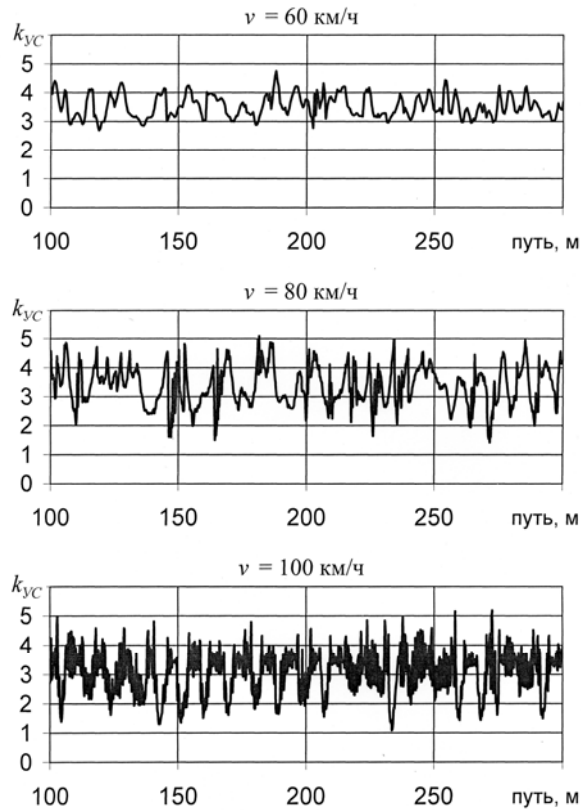


Рис. 1. Коэффициент запаса устойчивости от схода для сцепа порожних вагонов

Для груженого сцепа динамические показатели его движения находятся на границе безопасных значений при скорости движения до 120 км/ч. Для сравнения с динамикой порожнего сцепа (см. рис. 1, 2) на рис. 3 приведены осциллограммы изменения в процессе движения некоторых динамических показателей для сцепа полностью загруженных вагонов-цистерн при его движении со скоростью 100 км/ч. Как видно из приведенных осциллограмм, движение со скоростью 100 км/ч для порожнего сцепа небезопасно, тогда как для груженого сцепа такая скорость является допустимой.

В статье рассмотрено три уровня недолива жидкого груза в котле цистерны: 0,22 м; 0,5 м и 1 м. При этом при формировании сцепа из вагонов-цистерн уровень заполнения каждого из вагонов-цистерн в сцепе был произвольным.

Предварительный анализ полученных результатов показал, что уровень заполнения цистерны жидким грузом является существенным фактором поведения соответствующего вагона в сцепе. Для сцепов, сформированных из вагонов разной загрузки, показатели качества хода отдельного вагона определяются степенью

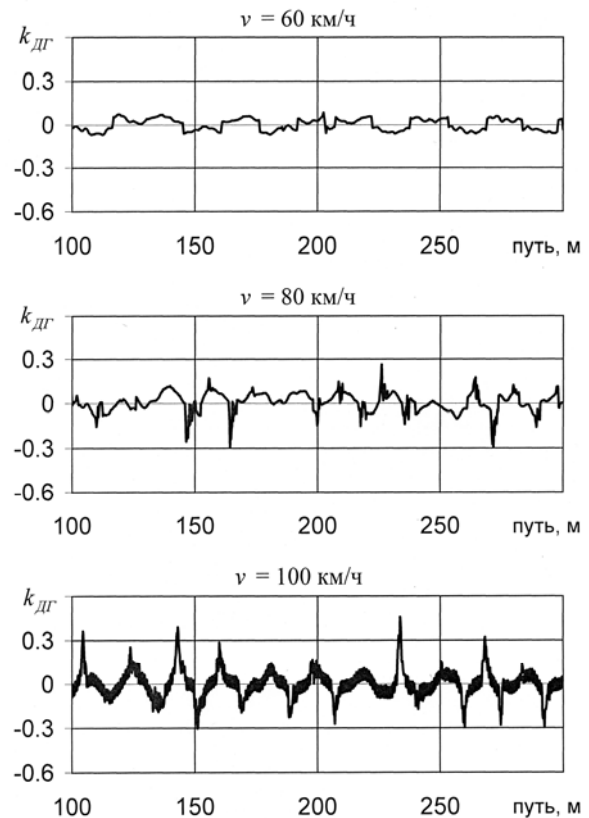


Рис. 2. Рамная сила в долях нагрузки на ось сцепа порожних вагонов

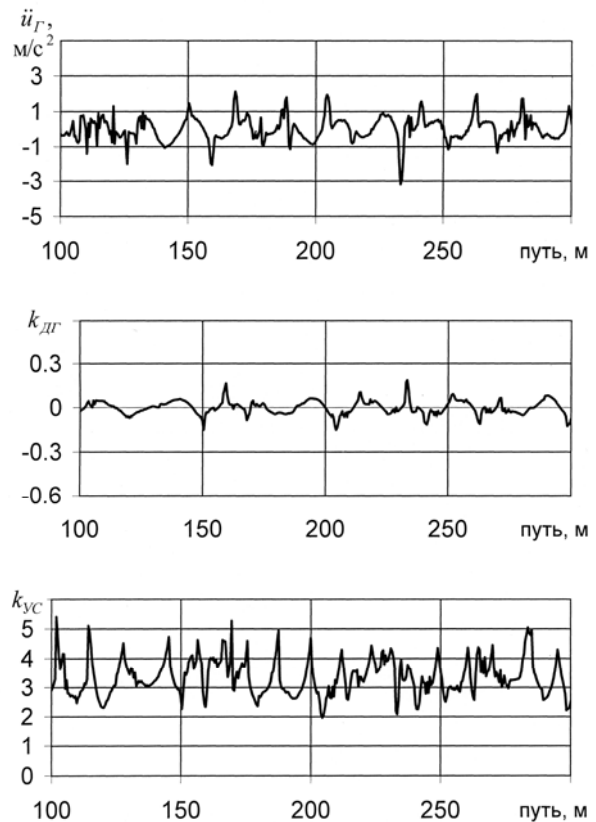


Рис. 3. Динамические показатели сцепа груженных вагонов

загруженности, а в целом динамические показатели сцепа определяются наличием в нем вагонов-цистерн с большим недоливом независимо от их месторасположения в сцепе. Для более детальной оценки рассмотрены два варианта загрузки сцепов вагонов-цистерн жидким грузом. Первый вариант соответствует случаю, когда недолив жидкого груза в первом по ходу движения вагоне составляет 0,22 м, во втором вагоне – 0,5 м и в третьем вагоне – 1 м. Во втором варианте вагон-цистерна с максимальным недоливом (1 м) расположен между двумя вагонами-цистернами с недоливом 0,22 м. Для оценки динамических характеристик вагонов-цистерн, движущихся в составе сцепов описанных конфигураций, построены графики изменения ряда параметров в зависимости от скорости движения и уровня заполнения вагона-цистерны жидким грузом. В качестве иллюстрации на рис. 4 для сцепа первого варианта загрузки приведены зависимости изменения от скорости движения максимальных значений $\ddot{u}_Г$, $k_{ДГ}$, $k_{ДВ}$ и $k_{УС}$ для всех трех вагонов рассмотренного сцепа при его движении по прямолинейному участку пути. Цифры 1, 2 и 3 обозначают номер вагона в сцепе, что в свою очередь является показателем уровня недолива 0,22 м; 0,5 м и 1 м соответственно. Из приведенных графиков видно, что динамические характеристики вагона, имеющего максимальный уровень недолива (1 м), значительно хуже, чем динамические характеристики первого вагона сцепа, в котором уровень недолива составляет 0,22 м, и второго вагона с уровнем недолива 0,5 м. При этом от скорости к скорости снижается значение коэффициента запаса устойчивости колесной пары от схода с рельсов, и уже при скорости движения 70 км/час его значение оказывается ниже допустимого. Такая же скорость движения приводит к нарушению условий безопасности и по поперечным горизонтальным ускорениям кузова и по значениям рамных сил. Дальнейшее повышение скорости движения приводит к сходу вагона с рельсов. В качестве иллюстрации на рис. 5 приведены осциллограммы изменения в процессе движения горизонтальных ускорений кузовов вагонов-цистерн для первого, второго и третьего вагонов рассматриваемого сцепа соответственно при его движении со скоростью 70 км/час. Как видно из этих результатов, интенсивность колебаний в третьем вагоне сцепа значительно выше, чем в первом вагоне, где уровень недолива составляет всего 0,22 м.

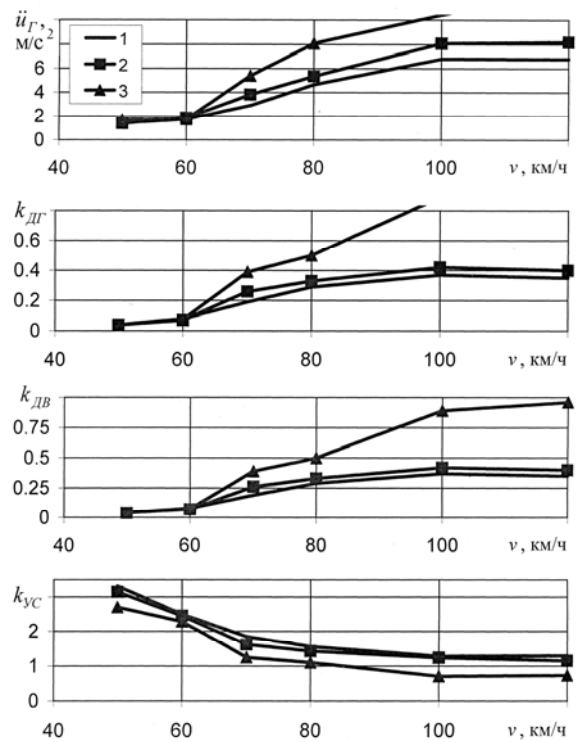


Рис. 4. Динамические показатели сцепа вагонов-цистерн с разным уровнем недолива

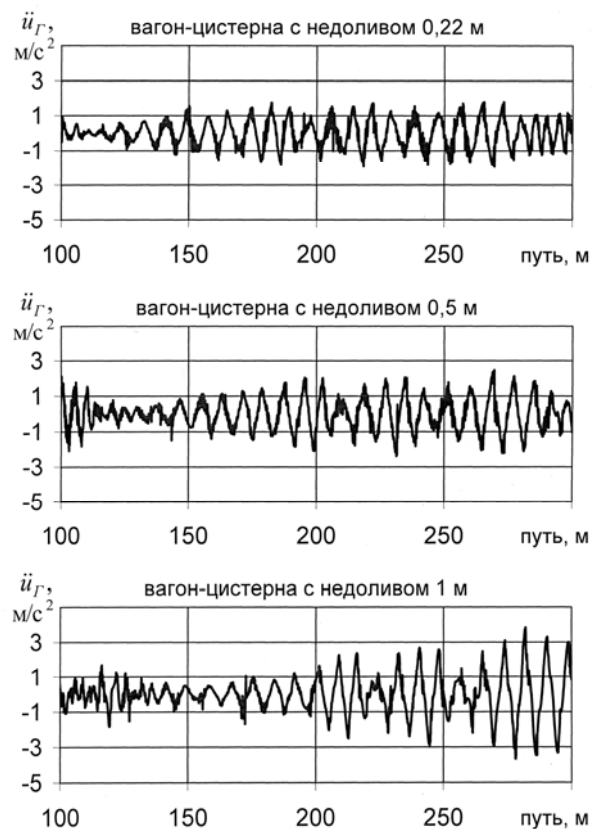


Рис. 5. Осциллограммы горизонтальных ускорений кузовов вагонов-цистерн с разным уровнем недолива при скорости 70 км/ч

Далее рассматривалось движение сцепа вагонов-цистерн по второму варианту загрузки. Результаты, характеризующие динамические качества вагонов-цистерн, установленных в сцепе, приведены на рис. 6. Обозначения здесь такие же, как и на рис. 4. Как видно из рисунков, кривые, соответствующие движению вагона-цистерны с недоливом 1 м (линия 2), лежат обособленно от аналогичных кривых, характеризующих динамику вагонов сцепа с недоливом 0,22 м. Приведенные графики показывают, что при движении сцепа вагонов-цистерн определяющими с точки зрения безопасности движения являются вагоны-цистерны с максимальным недоливом жидкого груза. Так, для первого и третьего вагонов сцепа (недолив 0,22 м) результаты оценки динамических характеристик оказываются достаточно близкими, и допускаемая скорость их движения могла бы составлять 90 км/час. При этом динамические показатели вагона-цистерны, находящегося в конце сцепа, чуть лучше показателей первого по ходу движения вагона сцепа с таким же недоливом. Для среднего вагона-цистерны этого же сцепа, имеющего уровень недолива жидкого груза 1 м, допустимая скорость движения не может превышать 65 км/час. В подтверждение вышесказанного на рис. 7...9 приведены осциллограммы изменения в процессе движения некоторых динамических показателей для первого, второго и третьего вагонов рассматриваемого сцепа соответственно при его движении со скоростью 70 км/час. Как видно из этих результатов, динамические показатели качества хода второго вагона сцепа превышают соответствующие нормативные значения по всем приведенным характеристикам.

Таким образом, безопасность движения сцепа вагонов-цистерн по прямолинейному участку пути определяется по большей части уровнем заполнения цистерны жидким грузом. Для сцепов, сформированных из вагонов разной загрузки, показатели качества хода отдельного вагона определяются степенью его загруженности, а в целом динамические показатели сцепа определяются наличием в нем вагонов-цистерн с большим недоливом независимо от их месторасположения в сцепе.

С использованием полученных расчетных данных можно оценить допускаемые скорости движения для поездов, составленных из вагонов-цистерн, в которых имеются как цистерны с разным уровнем недолива, так и полностью загруженные или порожние вагоны-цистерны.

С целью обобщения полученных результатов на рис. 10 для всех рассмотренных вариантов загрузки вагонов-цистерн в сцепах показаны допускаемые по критериям безопасности скорости движения поезда.

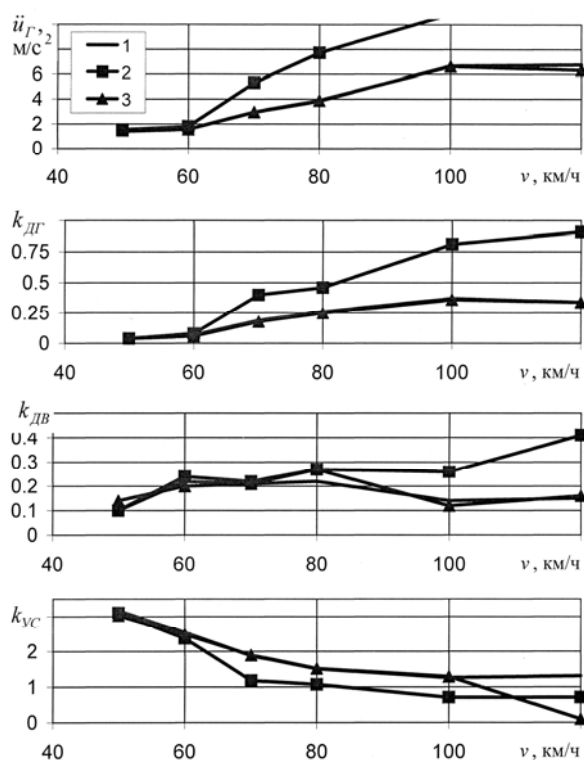


Рис. 6. Динамические показатели сцепа вагонов-цистерн с разным уровнем недолива

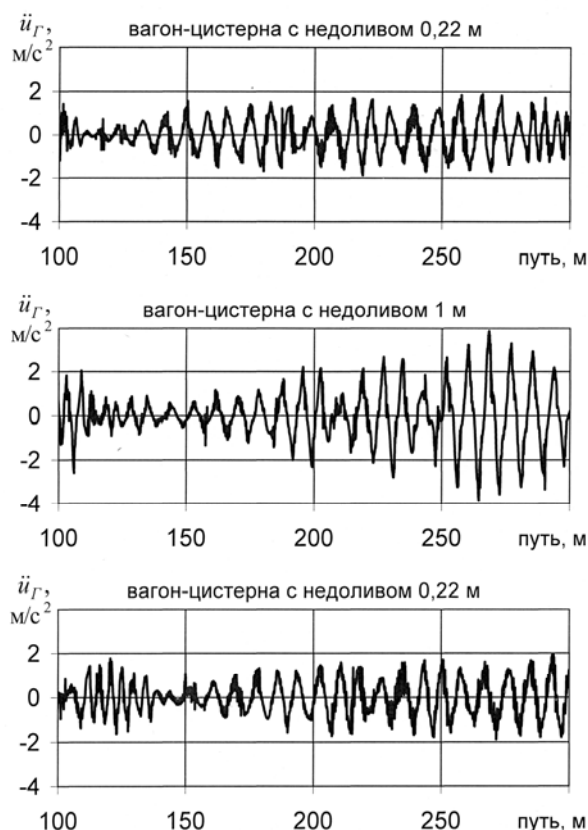


Рис. 7. Осциллограммы горизонтальных ускорений кузовов вагонов-цистерн с разным уровнем недолива при скорости 70 км/ч

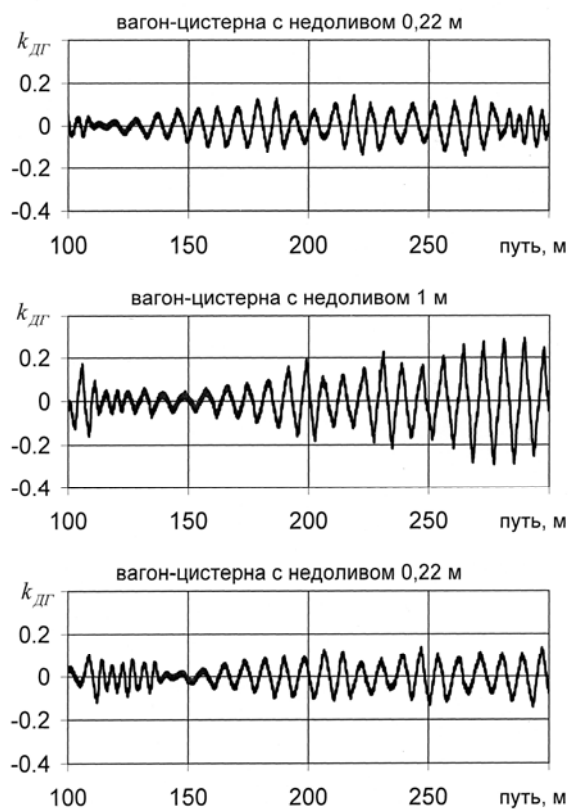


Рис. 8. Осциллограммы рамной силы в долях нагрузки на ось для вагонов-цистерн с разным уровнем недолива при скорости 70 км/ч

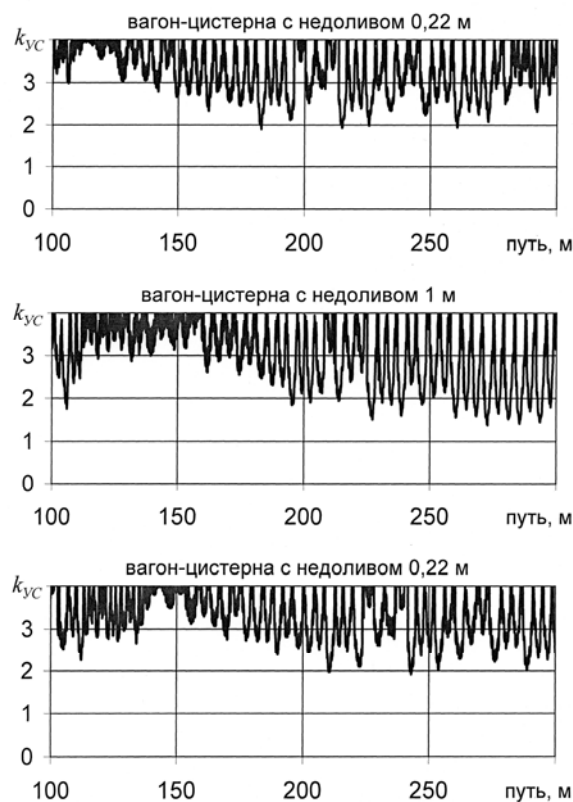


Рис. 9. Осциллограммы коэффициентов запаса устойчивости от схода при скорости 70 км/ч

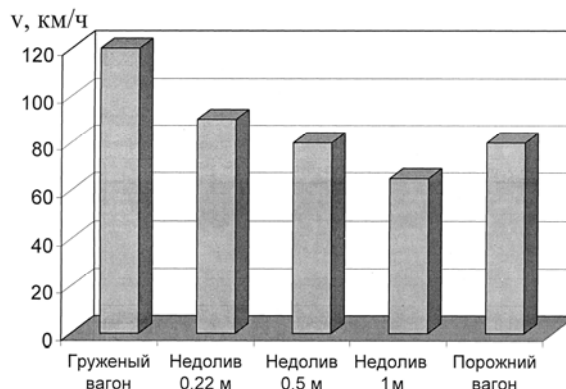


Рис. 10. Допускаемые скорости движения сцепа вагонов-цистерн при наличии вагонов разной загрузки

Проведенные исследования динамических качеств вагонов-цистерн, движущихся в сцепе, показали, что при движении поезда, состоящего из полностью груженных вагонов, допускаемая скорость на прямолинейных участках пути может достигать 120 км/час. В случае, когда в поезде имеются вагоны с недоливом 0,22 м, допускаемая скорость движения понижается до 90 км/час. Наличие в составе сцепа вагонов-цистерн с уровнем недолива 0,5 м приводит к дальнейшему снижению допускаемой скорости движения. При наличии в поезде вагонов-цистерн с недоливом 1 м допускаемая скорость движения не может превышать 65 км/час. Для поезда, в котором имеются как порожние, так и полностью заполненные вагоны-цистерны, скорость движения по прямолинейным участкам пути не должна превышать 80 км/час.

Таким образом, наличие в поезде вагонов-цистерн разной загрузки приводит к значительному снижению допускаемых скоростей движения. При этом вагоны-цистерны с большим уровнем недолива (порядка 1 м) оказывают на изменение допускаемой скорости движения даже большее влияние, чем наличие в составе поезда порожних вагонов-цистерн. Это связано с интенсивными колебаниями жидкости, имеющей большую площадь свободной поверхности, в котле цистерны. Поэтому при определении допускаемых скоростей движения поездов, составленных из вагонов-цистерн с различным уровнем заполнения котлов цистерны жидким грузом, необходимо принимать во внимание колебания жидкости и оценивать их влияние на безопасность движения поезда в целом.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

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

Поступила в редколлегию 17.07.2008.

ОСОБЕННОСТИ ПРИЕМКИ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА ЗАРУБЕЖНОГО ИЗГОТОВЛЕНИЯ В ЧАСТИ ВПИСЫВАНИЯ В ГАБАРИТ ПО ГОСТ 9238-83

Перераховані основні помилки вписування в габарит, що зустрічаються при прийомці рухомого складу, виготовленого в Європі для експлуатації в СНД та країнах Балтії.

Перечислены основные ошибки вписывания в габарит, встречающиеся при приемке подвижного состава, изготовленного в Европе для эксплуатации в СНГ и странах Балтии.

The main mistakes of compliance with the clearance taking place during acceptance of the rolling stock manufactured in Europe for operation in the CIS and Baltic countries are listed.

Согласно п. 1.1 ГОСТ 9238-83 [1], «габарит подвижного состава – поперечные (перпендикулярные оси пути) очертания, в которых, не выходя наружу, должен помещаться установленный на прямом горизонтальном пути (при наиболее неблагоприятном положении в колее и отсутствии боковых наклонов на рессорах и динамических колебаний) как в порожнем, так и в нагруженном состоянии не только новый подвижной состав, но и подвижной состав, имеющий максимально нормируемые износы». Согласно п. 1.2 ГОСТ 9238-83 [1], «пространство между габаритом приближения строений и габаритом подвижного состава установлено для перемещений подвижного состава, которые вызываются возможными отклонениями в состоянии отдельных элементов пути, допускаемыми нормами их содержания, а также вертикальными колебаниями и боковыми наклонами подвижного состава на рессорах». Согласно п. 1.3 ГОСТ 9238-83 [1], при определении строительного очертания подвижного состава [1, 2] учитываются «горизонтальные перемещения подвижного состава, возникающие вследствие конструктивных зазоров в элементах ходовых частей при допускаемых в эксплуатации максимальных износах с учетом извилистого движения в колее» и «вертикальные перемещения, возникающие вследствие максимально нормируемых износов ходовых частей и статического прогиба рессор под действием расчетной нагрузки». Согласно п. 4.10 ГОСТ 9238-83 [1], методика проведения расчетов по определению строительных и проектных размеров подвижного состава устанавливается Инструкцией ЦВ/4422 [2]. В указанной инструкции приведены требования к оформлению расчетов, перечислены условия вписывания в габарит всех деталей подвижного состава, перечислены исходные данные, необходимые для вписывания,

приведены стандартизованные значения величин некоторых исходных данных, приведены примеры расчета вписывания подвижного состава в габарит. Согласно требованиям п. 3.2 Инструкции ЦВ/4422 [2], организация, проектирующая и строящая подвижной состав, обязана представить заказчику расчеты по вписыванию проектируемого подвижного состава в заданный габарит, а также чертежи по вписыванию в заданный габарит кузова в целом, отдельных деталей и узлов. После этого, согласно п. 3.5 Инструкции ЦВ/4422 [2], основным методом контроля, обеспечивающим соответствие подвижного состава техническим требованиям, является пооперационный контроль, осуществляемый в процессе изготовления кузова, тележек и узлов.

Лабораторией динамики и прочности подвижного состава (ОНИЛ ДППС ДНУЖТ) накоплен определенный опыт приемочных испытаний подвижного состава, изготовленного в Европе для эксплуатации в СНГ и странах Балтии. Как выяснилось, проверка вписывания в габарит испытуемого подвижного состава может оказаться сопряженной с определенными проблемами.

1. В Техническом задании (ТЗ), а иногда даже в Технических условиях (ТУ) на изготовление подлежащего приемочным испытаниям подвижного состава габарит обычно указывается не так, как того требует Инструкция ЦВ/4422 [2]. Даже если наименование габарита будет указано согласно ГОСТ 9238-83 [1], номера чертежей очертаний габарита [1, 2], как правило, отсутствуют. Поэтому, в какой габарит и по каким чертежам очертаний габарита вписывать принимаемый подвижной состав, приходится решать испытателю. К сказанному необходимо добавить, что в ТЗ (ТУ) обычно отсутствуют требуемые Инструкцией ЦВ/4422 [2] условия

пропуска, предъявляемого к испытаниям подвижного состава через сортировочные горки.

2. Представляемые разработчиками расчеты по вписыванию подвижного состава в заданный габарит обычно оказываются выполненными не в соответствии с разделом 2 Инструкции ЦВ/4422 [2], а требуемые Инструкцией ЦВ/4422 [2] чертежи по вписыванию в заданный габарит отдельных деталей и узлов подвижного состава разработчики, как правило, вообще не представляют на том основании, что считают их своей интеллектуальной собственностью. Если, к тому же, в расчете будут ошибки (очень часто европейские разработчики при расчете строительного очертания игнорируют определение вертикальных ограничений, а проектные очертания проектируемого подвижного состава вообще не рассчитывают), то приемочные испытания на вписывание в габарит приходится проводить в нарушение требований Инструкции ЦВ/4422 [2] по правилам сдаточных внутривозовских (например, обмером экипажа).

Исходная информация, необходимая для расчета строительного очертания предъявляемого к испытаниям подвижного состава, перечислена в Инструкции ЦВ/4422 [2]. Интересно, что получение от разработчика некоторых данных (например, стрелы прогиба кузова под нагрузкой или наибольшего допустимого в течение срока службы остаточного оседания рессор) зачастую сопряжено с длительными переговорами.

3. Почему-то иностранные расчетчики обычно не связывают жесткость и ограничения хода подвески с габаритными требованиями к подвижному составу. В статических габаритах [1, 2] запас на динамику экипажа учтен размерами очертаний для обрессоренных частей кузова, для обрессоренной рамы тележки и для необрессоренных частей. Между тем, для высокоскоростного транспорта (скорости движения которого превышают 160 км/ч [1]) и для экипажей на очень мягкой подвеске этого запаса может оказаться недостаточно. Если ограничители хода подвески допускают вертикальные перемещения кузова и обрессоренной рамы тележки большие, чем разность соответствующего очертания и очертания для необрессоренных частей, то при расчете строительного очертания необходимо проверять, чтобы при всяких гипотетически возможных колебаниях подвижной состав ни одной своей частью не коснулся очертания габарита приближения строений [1, 3].

Отметим, что в Нормах [4–6] указаны допустимые коэффициенты вертикальной динамики проектируемого экипажа. Но в эксплуатации в каких-то отдельных случаях эти коэф-

фициенты могут оказаться больше нормативных. У локомотивов, кроме того, может оказаться существенным для вписывания в габарит влияние силы тяги на высоту от уровня головок рельсов (УГР) различных точек кузова и тележек [7, 8]:

- если редуктор несимметричен относительно продольной срединной плоскости локомотива, при развитии локомотивом силы тяги комплект буксовых пружин со стороны редуктора может сжиматься или растягиваться в зависимости от направления движения локомотива [7];
- при развитии локомотивом силы тяги комплекты пружин 2-й ступени подвешивания 1-й тележки растягиваются, а комплекты пружин 2-й ступени подвешивания 2-й тележки сжимаются [8].

Ниже перечисляются основные виды колебаний подвижного состава [9], так или иначе влияющие на вписывание в габарит.

- Боковая качка – вращательные перемещения относительно продольной оси экипажа.
- Подпрыгивание – поступательные перемещения вдоль вертикальной оси экипажа. При этом экипаж не перемещается относительно оси пути и не вращается относительно своих вертикальной, продольной и поперечной осей.
- Галопирование – вращательные перемещения относительно горизонтальной поперечной оси экипажа.
- Боковой относ – поступательные перемещения вдоль горизонтальной поперечной оси экипажа.
- Вилание – вращательные перемещения относительно вертикальной оси экипажа. Вилание тележек является следствием извилистого движения тележек в колее (см. п.1.3 ГОСТ 9238-83 [1]).

Методика учета вилания и бокового относ при определении строительного очертания подвижного состава хорошо описана в Инструкции ЦВ/4422 [2] (обращаем внимание на достаточно сложное вычисление величин ΔK_0 , ΔK_B , ΔK_H и S в п. 2.2.3.5 Инструкции ЦВ/4422 [2]). Принципы учета боковой качки изложены в Методике № С-40010 [10] (Международным Союзом железных дорог (МСЖД) на основе габарита 03-ВМ создан кинематический габарит, учитывающий влияние на поперечные размеры подвижного состава крена кузова на своей подвеске). При расчете вертикальных ограничений строительного очертания для учета подпрыгивания целесообразно считать возможным одновременное оседание (растяжение) всех пружин на величину, соответствующую наибольшему допустимому коэффициенту вертикальной ди-

намики. При учете галопирования необходимо помнить, что при оседании одного направляющего сечения экипажа на величину, соответствующую наибольшему допустимому коэффициенту вертикальной динамики, второе направляющее сечение может (по крайней мере, гипотетически) приподняться на такую же величину. Естественно, консольные сечения при галопировании могут оседать (приподниматься) на величину, большую, чем направляющее сечение.

Интересно, что российский документ ТМ 14-01-02 [11] требует проверять отсутствие касания элементами экипажа очертаний габарита приближения строений [1, 3] в динамических испытаниях подвижного состава. Очевидно, что в динамических испытаниях проверяются все режимы движения (в том числе, если это предусмотрено в ТЗ или ТУ, при проходе горок и аппарелей паромов) при полной загрузке и в порожнем состоянии испытуемого экипажа.

4. Поскольку согласно п. 1.2.6 Инструкции ЦВ/4422 [2] зеркала заднего вида и параваны тягового подвижного состава разрешается вписывать в очертание, на 150 мм выступающее за основное очертание габарита, необходимо проверять, чтобы при контакте с негабаритным сооружением (подвижным составом) зеркало (параван) либо «захлопывалось», входя в габарит, либо легко обламывалось (при этом не должна повреждаться кабина машиниста).

5. Инструкция ЦВ/4422 [2] для внутризаводского контроля разрешает пользоваться габаритными рамками, изготовленными согласно Методике № С-40010 [10]. В Инструкции ЦВ/4422 [2] подчеркивается, что это приближенный контроль. Несколько более точным является одновременное измерение поперечных размеров экипажа двумя щупами относительно противоположных стоек стационарных ворот с контролем вертикальности экипажа при помощи отвеса. Иногда измерения удается проводить при помощи двух отвесов, прилепленных к симметричным точкам с противоположных сторон экипажа. При измерениях необходимо учитывать плюсовой допуск на волнистость обшивки и непараллельность бортов экипажа. Подобные измерения осуществляются с точностью до «попала» или «не попала» данная выступающая точка экипажа в строительное очертание (естественно, измерить таким образом расстояние от выступающей точки до продольной срединной плоскости с точностью до нескольких миллиметров невозможно). Измере-

ния можно проводить и в порожнем состоянии экипажа, и под полной загрузкой, но обязательно оценить оседание экипажа от полной загрузки нетто.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. ГОСТ 9238-83. Габарит приближения строений и подвижного состава ж.д. колеи 1520 (1524) мм [Текст].
2. Инструкция по применению габаритов подвижного состава ГОСТ 9238-83. ЦВ/4422 [Текст]. - М: МПС, 1986. - 160 с.
3. Инструкция по применению габаритов приближения строений ГОСТ 9238-83. ЦП/4425 [Текст]. - М: МПС, 1988. - 144 с.
4. Нормы для расчета и оценки прочности несущих элементов, динамических качеств и воздействия на путь экипажной части локомотивов железных дорог МПС РФ колеи 1520 мм [Текст]. - М.: МПС РФ, ВНИИЖТ, 1998. - 145 с.
5. Нормы расчета и оценки прочности несущих элементов и динамических качеств моторвагонного подвижного состава железных дорог МПС РФ колеи 1520 мм [Текст]. - М.: МПС РФ, ВНИИЖТ, 1997. - 147 с.
6. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных) [Текст]. - М.: ГосНИИВ-ВНИИЖТ, 1996. - 319 с.
7. Особенности колебаний электровозов, имеющих подвешивание тягового привода класса II [Текст] / Е. П. Блохин и др. // Проблемы механики ж/д транспорта. Динамика, прочность и безопасность движения подвижного состава: Тез. докл. XI межд. конф. - Д.: Изд-во ДНУЖТ, 2004. - С. 33.
8. Магистральные электровозы. Механическая часть электровозов [Текст] / под ред. П. И. Аброскина. - М.: Машиностроение, 1967. - 436 с.
9. СТ ССФЖТ ЦТ 15-98. Стандарт системы сертификации на федеральном железнодорожном транспорте. Тяговый подвижной состав. Типовая методика динамико-прочностных испытаний локомотивов [Текст]. - М.: МПС России. Введен в действие 15.02.99 г. указанием МПС России № Г-165у. - 26 с.
10. Методика расчета габаритной рамки для контроля размеров вновь построенного подвижного состава. №С-40010 [Текст]. - М: МПС СССР, ВНИИЖТ, 1978. - 50 с.
11. Подвижной состав МПС и промышленного транспорта железных дорог колеи 1520 мм. Типовая методика испытаний по воздействию на путь. ТМ 14-01-02 [Текст]. - ИЦ ЖТ ФГУП ВНИИЖТ, 2002. - 38 с.

Поступила в редколлегия 23.06.2008.

УДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДУ ОБЧИСЛЕННЯ МАТРИЦІ ІНЕРЦІЇ КОЛІСНОЇ ПАРИ З УРАХУВАННЯМ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПРИПУСКІВ НА ВИГОТОВЛЕННЯ

Запропоновано алгоритм обчислення матриці інерції колісної пари з урахуванням технологічних припусків на виготовлення. Метод обчислення побудований на основі кватерніонних матриць, які враховують перекіс осей симетрії та зміщення підконструкцій в допустимих межах.

Предложен алгоритм вычисления матрицы инерции колесной пары при учете погрешностей изготовления. Метод вычисления построен на основе кватернионных матриц, учитывающих перекос осей симметрии и смещения подконструкций в допустимых пределах.

A computation algorithm for inertia matrix of wheel pair taking into account the manufacturing inaccuracies is suggested. It is based on quaternion matrices, which take into consideration the skew of symmetry axes and the shift of substructures within permissible limits.

Вступ

Сили інерції [2] здійснюють суттєвий вплив на динаміку та стійкість швидкісного рухомого складу, на динамічну навантаженість елементів конструкції та колії [4], викликаючи інтенсивні вібрації кузову, підвищений знос коліс та рейок. Одним із джерел цих негативних динамічних явищ є асиметрія конструкції колісної пари та пов'язана з цим зміна її інерційних характеристик, що обумовлена низкою випадкових факторів, які призводять до зміщення центру мас відносно осі симетрії, перекосу головних осей інерції відносно геометричних осей [7, 8].

Негативні динамічні явища у вигляді шуму, вібрації, коливань, биття, підвищеного зносу та руйнування конструкції обумовлені в цілому відцентровими та гіроскопічними силами і моментами, що нарастають пропорційно квадрату швидкості [5], їх оцінка та урахування при проектуванні та експлуатації швидкісного рухомого складу набувають важливого значення, безпосередньо пов'язаного із безпекою руху [3]. Матриця інерції є основним показником інерційних властивостей колісної пари, тому розробка ефективних алгоритмів приведення матриці інерції до конструктивно зручного центру і базового триєдру, з урахуванням технологічних припусків на виготовлення та монтаж складає актуальну задачу.

В даній роботі пропонується вдосконалений метод обчислення матриці інерції колісної пари з урахуванням вказаних технологічних погрешностей на виготовлення, що базується на використанні кватерніонних матриць. Використання відомих методів [1] щодо вирішення розгляну-

тої задачі приводить до громіздких розрахункових формул, які є незручними для програмування та наступних обчислень на ЕОМ. Кватерніонні матриці складаються за параметрами Родріґа-Гамільтона, які враховують перекіс головних центральних осей інерції коліс і осі колісної пари відносно геометричних осей симетрії та за координатами характерних точок, що враховують відхилення фактичних координат центру мас коліс і осі колісної пари від геометричних центрів симетрії в межах заданих припусків на виготовлення та монтаж.

Постановка задачі

Компоновочна схема колісної пари наведена на рис. 1, де O – полюс базового триєдру, який розміщено та зорієнтовано на буксовому вузлі; O_1, O_2, O_3 – геометричні центри симетрії коліс, осі колісної пари та відповідні зв'язані системи координат.

Основні геометричні параметри колісної пари задані конструктивно номінальними розмірами. Введені системи координат, які пов'язані із кожним колесом (полюс O_1, O_3) та віссю (O_2) в геометричних центрах симетрії. Осі введених систем координат зорієнтовані по геометричних осях симетрії елементів розглянутої конструкції. Нехай базовий триєдр (полюс O) розміщений та зорієнтований на буксовому вузлі відповідно до рисунку, тоді координати полюсів коліс і осі колісної пари у базовому триєдрі відповідно дорівнюють $x_{oi,j} (i = 1, 2, 3, j = 1, 2, 3)$.

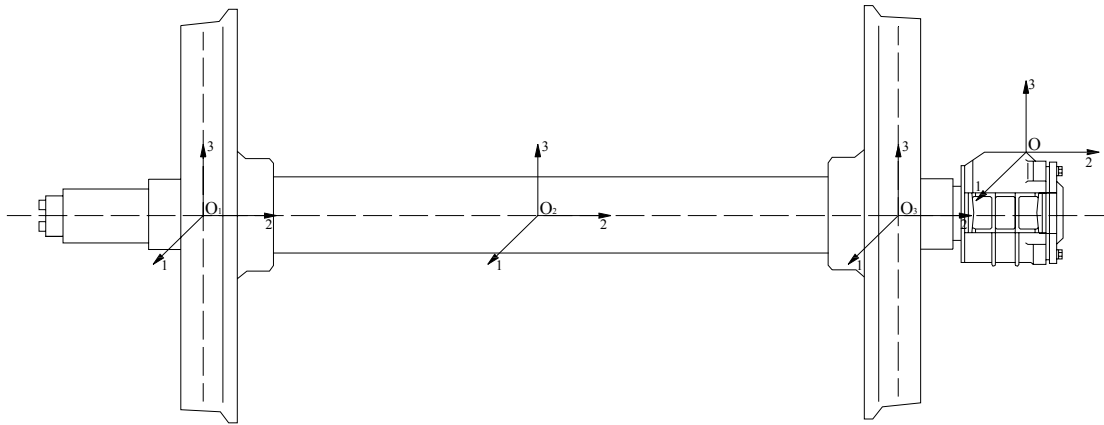


Рис. 1. Компонувочна схема колісної пари і системи координат, які пов'язані з геометричними центрами і осями симетрії конструкції

Погрішності виготовлення

Номінальні величини мас коліс та осі колісної пари позначимо відповідно m_1, m_2, m_3 , причому $m_1 = m_3$. В силу випадкових факторів фактична величина цих мас може змінюватись в межах відомих припусків на виготовлення $\pm \Delta m_i$, тобто $m_i \pm \Delta m_i$ ($i = 1, 2, 3$), погрішність виготовлення і монтажу призводить до відхилень фактичних координат центрів мас коліс і осі колісної пари від геометричних центрів симетрії в межах заданих припусків $\pm \varepsilon_j^{ci}$ ($j = 1, 2, 3$). Вважаємо, що величини головних центральних моментів інерції коліс і осі колісної пари також змінюються в межах заданих припусків на виготовлення $I_{jj}^{ci} \pm \Delta I_{jj}^{ci}$, причому $I_{11}^{ci} = I_{33}^{ci}$, а також $I_{jj}^{c1} = I_{jj}^{c3}$, $\Delta I_{jj}^{c1} = \Delta I_{jj}^{c3}$. Номінальні величини головних моментів інерції осі колісної пари і коліс задані діагональними матрицями I_{jj}^{ci} . Орієнтація головних центральних осей інерції коліс і осі колісної пари відносно геометричних осей симетрії (введених зв'язаних систем координат) визначимо кутами Ейлера-Крилова, які в силу поставленої технічної задачі є малими величинами та вибираються в межах заданих припусків

$\pm \Delta \alpha^{ci}, \pm \Delta \beta^{ci}, \pm \Delta \gamma^{ci}$, наведено на рис. 2, де C_1, C_3, C_2 – центри мас коліс, осі колісної пари та відповідні головні центральні осі інерції;

$\pm \varepsilon_j^{ci}$ ($i, j = 1, 2, 3$) – відхилення координат центрів мас коліс ($i = 1, 3$) та осі ($i = 2$) від номінального положення;

$\pm \Delta \alpha^{ci}, \pm \Delta \beta^{ci}, \pm \Delta \gamma^{ci}$ – кути Ейлера-Крилова, що характеризують відхилення фактичних головних центральних осей інерції двох коліс і осі колісної пари відносно відповідних зв'язаних систем координат;

$\pm \Delta m_i$ – відхилення фактичної маси коліс і осі колісної пари від номінальних величин;

$\pm \Delta I_{jj}^{ci}$ – відхилення фактичних головних центральних моментів інерції коліс та осі колісної пари від номінальних величин.

Матрична формула приведення головних центральних моментів інерції коліс та осі колісної пари до власних зв'язаних систем координат (геометричних осей симетрії). Приведення головних центральних моментів коліс та осі колісної пари до власних геометричних осей симетрії проводиться за наступною розрахунковою формулою, яка враховує переніс та поворот у тривимірному просторі:

$$2\bar{I}_{O_i} = 2\Delta_{ci} \times {}^t\Delta_{ci} \times \bar{I}^{ci} \times \Delta_{ci}' \times \Delta_{ci}'^t + E_{ci}(E_{ci}'^t + {}^tE_{ci}')^t$$

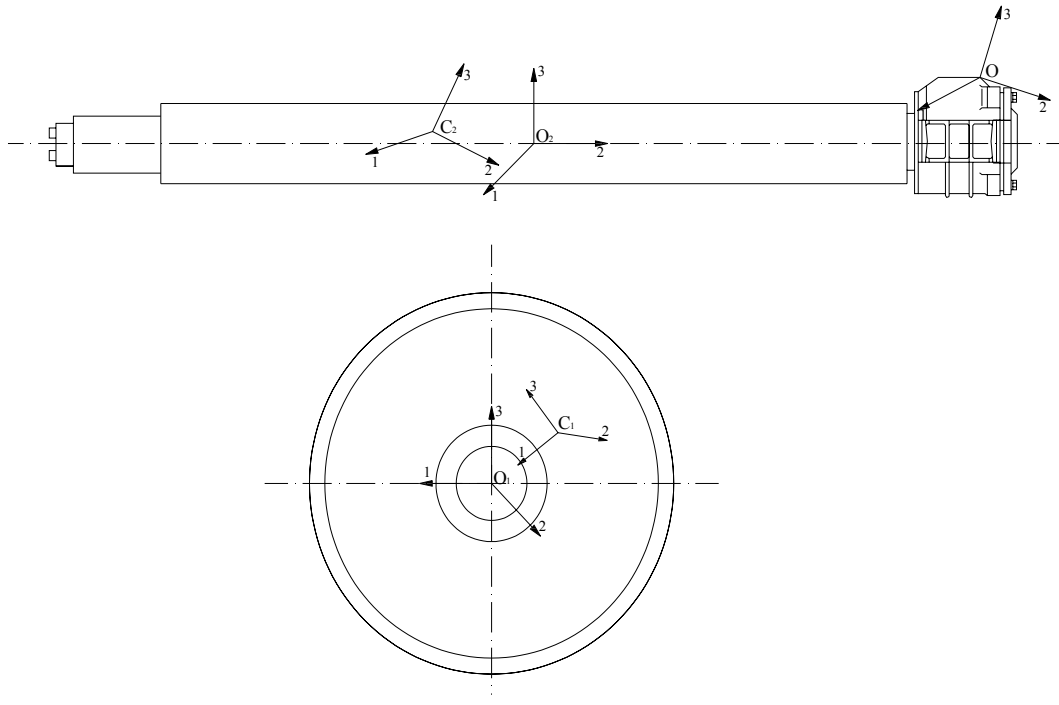


Рис. 2. Схема розташування та орієнтації головних центральних осей інерції коліс та осі колісної пари

Тут

$$\bar{I}^{ci} = \frac{1}{m_i} \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & I_{11}^{ci} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I_{22}^{ci} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_{33}^{ci} \end{vmatrix} \quad \Delta_{ci} = \begin{vmatrix} \delta_0^{ci} & \delta_1^{ci} & \delta_2^{ci} & \delta_3^{ci} \\ -\delta_1^{ci} & \delta_0^{ci} - \delta_3^{ci} & \delta_2^{ci} & \\ -\delta_2^{ci} & \delta_3^{ci} & \delta_0^{ci} - \delta_1^{ci} & \\ -\delta_3^{ci} - \delta_2^{ci} & \delta_1^{ci} & \delta_0^{ci} & \end{vmatrix}$$

$$E_{ci} = \begin{vmatrix} 0 & \varepsilon_1^{ci} & \varepsilon_2^{ci} & \varepsilon_3^{ci} \\ -\varepsilon_1^{ci} & 0 & -\varepsilon_3^{ci} & \varepsilon_2^{ci} \\ -\varepsilon_2^{ci} & \varepsilon_3^{ci} & 0 & -\varepsilon_1^{ci} \\ -\varepsilon_3^{ci} & -\varepsilon_2^{ci} & \varepsilon_1^{ci} & 0 \end{vmatrix}$$

Параметри Родріга-Гамільтона

$$\delta_j^{ci} \ (j = 0, 1, 2, 3)$$

визначаються за заданими вище кутами Ейлера-Крилова у виді:

$$\begin{vmatrix} \delta_0^{ci} \\ \delta_1^{ci} \\ \delta_2^{ci} \\ \delta_3^{ci} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} \cos \frac{\Delta\gamma^{ci}}{2} \cos \frac{\Delta\beta^{ci}}{2} \cos \frac{\Delta\alpha^{ci}}{2} - \sin \frac{\Delta\gamma^{ci}}{2} \sin \frac{\Delta\beta^{ci}}{2} \sin \frac{\Delta\alpha^{ci}}{2} \\ \cos \frac{\Delta\gamma^{ci}}{2} \cos \frac{\Delta\beta^{ci}}{2} \sin \frac{\Delta\alpha^{ci}}{2} + \sin \frac{\Delta\gamma^{ci}}{2} \sin \frac{\Delta\beta^{ci}}{2} \cos \frac{\Delta\alpha^{ci}}{2} \\ -\sin \frac{\Delta\gamma^{ci}}{2} \cos \frac{\Delta\beta^{ci}}{2} \sin \frac{\Delta\alpha^{ci}}{2} + \cos \frac{\Delta\gamma^{ci}}{2} \sin \frac{\Delta\beta^{ci}}{2} \cos \frac{\Delta\alpha^{ci}}{2} \\ \sin \frac{\Delta\gamma^{ci}}{2} \cos \frac{\Delta\beta^{ci}}{2} \cos \frac{\Delta\alpha^{ci}}{2} + \cos \frac{\Delta\gamma^{ci}}{2} \sin \frac{\Delta\beta^{ci}}{2} \sin \frac{\Delta\alpha^{ci}}{2} \end{vmatrix}$$

Враховуючи те, що поворот головних центральних осей інерції відносно геометричних осей симетрії є малим, знайдемо:

$$\begin{pmatrix} \delta_0^{ci} \\ \delta_1^{ci} \\ \delta_2^{ci} \\ \delta_3^{ci} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 - \frac{\Delta\gamma^{ci}}{2} & \frac{\Delta\beta^{ci}}{2} & \frac{\Delta\alpha^{ci}}{2} \\ \frac{\Delta\alpha^{ci}}{2} + \frac{\Delta\gamma^{ci}}{2} & \frac{\Delta\beta^{ci}}{2} & \frac{\Delta\gamma^{ci}}{2} \\ \frac{\Delta\beta^{ci}}{2} - \frac{\Delta\gamma^{ci}}{2} & \frac{\Delta\alpha^{ci}}{2} & \frac{\Delta\beta^{ci}}{2} \\ \frac{\Delta\gamma^{ci}}{2} + \frac{\Delta\beta^{ci}}{2} & \frac{\Delta\alpha^{ci}}{2} & \frac{\Delta\gamma^{ci}}{2} \end{pmatrix}$$

Далі, нехтуючи малими величинами другого порядку та вище, отримаємо:

$$\begin{pmatrix} \delta_0^{ci} \\ \delta_1^{ci} \\ \delta_2^{ci} \\ \delta_3^{ci} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 \\ \frac{\Delta\alpha^{ci}}{2} \\ \frac{\Delta\beta^{ci}}{2} \\ \frac{\Delta\gamma^{ci}}{2} \end{pmatrix}$$

Погрішності монтажу. В процесі зборки колісної пари, що складається з двох коліс та осі, в силу низки випадкових факторів відбувається зміщення їх центрів симетрії O_i ($i=1, 2, 3$) та перебіс їх геометричних осей відносно базового трієдру, що може бути обраним, наприклад на буксовому вузлі (рис. 3).

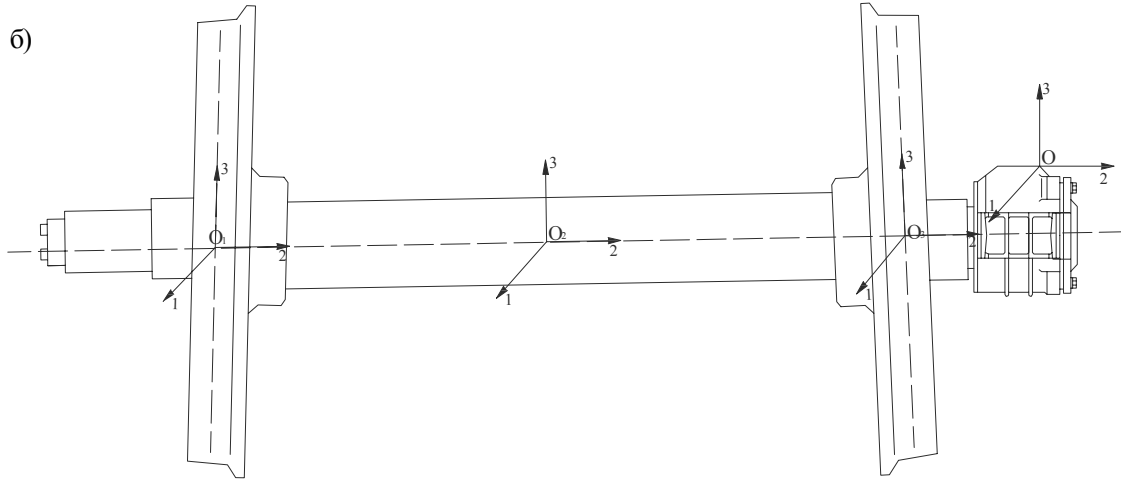


Рис. 3. Схема змещення і перебісу в процесі монтажу геометричних осей симетрії коліс та осі колісної пари відносно базового трієдру

Матрична формула приведення моментів інерції коліс та осі колісної пари до базового трієдру має вигляд:

$$2\bar{I}_{oi}^{\bar{o}} = 2A_i \times {}^tA_i \times \bar{I}_{oi} \times A_i^t \times {}^tA_i^t + (X_{ci} + {}^tX_{oi}^t)(X_{oi}^t + {}^tX_{oi}^t) + X_{oi}(X_{ci}^t + {}^tX_{ci}^t),$$

де

$$X_{ci} = X_{oi} + A_i \times E_{ci} \times {}^tA_i^t;$$

$$X_{ci}^t = X_{oi}^t + {}^tA_i \times E_{ci}^t \times A_i^t;$$

$${}^tX_{ci}^t = {}^tX_{oi}^t + A_i \times {}^tE_{ci}^t \times {}^tA_i^t;$$

$X_{oi}, X_{oi}^t, {}^tX_{oi}^t, {}^tX_{oi}$ – кватерніонні матриці, які складено за координатами полюсів x_{joi} ($i=1, 2, 3; j=1, 2, 3$), що враховують зміщення елементів конструкції колісної пари при монтажу;

$X_{ci}, X_{ci}^t, {}^tX_{ci}, {}^tX_{ci}$ – кватерніонні матриці, які складено за координатами центрів мас x_{jci} елементів конструкції колісної пари у базовому трієдрі;

$A_i, A_i^t, {}^tA_i, {}^tA_i$ – кватерніонні матриці, які складено за параметрами Родріга-Гамільтона a_{joi} ($i = 1, 2, 3; j = 0, 1, 2, 3$), що враховують перекіс елементів конструкції колісної пари при монтажі відносно базового трієдру.

Результуюча матриця інерції колісної пари в зборі з урахуванням погрішностей виготовлення та монтажу, що приведена до базового трієдру, визначається за формулою:

$$\bar{I}_o^\delta = \sum_{i=1}^3 \frac{m_i}{m_1 + m_2 + m_3} \bar{I}_{oi}^\delta.$$

Висновок

Пропонується використовувати обчислювальний алгоритм перетворення матриці інерції при повороті й переносі у тривимірному просторі, який базується на використанні кватерніонних матриць. Кватерніонні матриці складаються за параметрами Родріга-Гамільтона, що враховують перекіс головних центральних осей інерції коліс і осі колісної пари відносно геометричних осей симетрії та за координатами характерних точок, які враховують відхилення фактичних координат центру мас коліс і осі колісної пари від геометричних центрів симетрії в межах заданих припусків на виготовлення та монтаж. Використання кватерніонних матриць дозволяє отримати компактний симетричний запис розрахункових формул та забезпечи-

ти як зручність реалізації на ЕОМ, так і ефективність обчислювальної програми.

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Гернет, М. М. Определение моментов инерции [Текст] / М. М. Гернет, В. Ф. Ратобильский. – М.: Машиностроение, 1969. – 247 с.
2. Ишлинский, А. Ю. Механика относительного движения и силы инерции [Текст] / А. Ю. Ишлинский. – М.: Наука, 1981. – 191 с.
3. Кірпа, Г. М. Пасажирським перевезенням – швидкість і комфорт [Текст] / Г. М. Кірпа, Ю. В. Дьомін // Заліз. трансп. України. – 2004. – № 4. – С. 4-7.
4. Котуранов, В. Н. Нагруженность элементов конструкции вагона [Текст] / В. Н. Котуранов. – М.: Транспорт, 1991. – 238 с.
5. Кравец, В. В. Об оценке центробежных, кориолисовых и гироскопических сил при скоростном движении железнодорожного экипажа [Текст] / В. В. Кравец, Т. В. Кравец // Прикладная механика. – 2008. – 44, № 1. – С. 123-132.
6. Лысенко, Л. Н. Симметризованный подход к представлению тензора инерции составных асимметричных объектов ракетно-космической техники [Текст] / Л. Н. Лысенко, В. В. Кравец // Вестник МГТУ. Сер. Машиностроение. – 1996. – № 1. – С. 36-45.
7. Larin, V. B. On the Problem of Control of a Compound Wheel Vehicle [Текст] / V. B. Larin // Int. Appl. Mech. – 2007. – 43, N 11. – P. 1297-1302.
8. Lobas, L. G. Theory of Inverted Pendulum with Follower Force Revisited [Текст] / L. G. Lobas, V. V. Koval'chuk, O. V. Bambura // Int. Appl. Mech. – 2007. – 43, N 6. – P. 690-700.

Надійшла до редколегії 23.06.2008.

ЗМІЦНЕННЯ ПОВЕРХНЕВОГО ШАРУ ЦИЛІНДРИЧНИХ ДЕТАЛЕЙ МЕХАНІЗМІВ ЗАСОБІВ ТРАНСПОРТУ ОБРОБКОЮ ІНСТРУМЕНТОМ З ГНУЧКИМИ РОБОЧИМИ ЕЛЕМЕНТАМИ

У представленій статті визначені співвідношення між пружно-деформованим станом матеріалу, формозміненням та зміцненням поверхневого шару в процесі обробки поверхні металу інструментом з гнучкими робочими елементами. Наведені результати випробувань, які показали, що ефект зміцнення та опір стомленості є достатньо високим.

В представленной статье определены соотношения между упруго-деформированным состоянием материала, формоизменением и упрочнением поверхностного слоя в процессе обработки поверхности металла инструментом с гибкими рабочими элементами. Приведены результаты испытаний, которые показали, что эффект упрочнения и сопротивление усталости является достаточно высоким.

In the article the relationships are determined between elastic-and-strained state of material, change of form and hardening of surface layer in the process of machining of metallic surface by instrument with flexible working elements. The results of tests are presented, which showed that the effect of hardening and the resistance to fatigue are rather high.

Обробка поверхні металу інструментом з нежорсткими робочими елементами, що застосовується у більшості випадків для очистки поверхні деталей і конструкцій засобів транспорту від накопиченого технічного і атмосферного бруду та якісного формування їх поверхневого шару перед нанесенням нового антикорозійного і захисного покриття, щораз набуває широкого визнання і впровадження в залізничних депо України. В першу чергу це пов'язано з екологічно чистою технологією даного процесу, що суттєво відрізняється від традиційно прийнятої технології поверхневої очистки із застосуванням хімічних реактивів.

Технологічний процес обробки ґрунтується на використанні в якості основного інструменту механічних дискових секційних щіток, а особливість обробки полягає в тому, що у процесі механічного контактування робочих елементів з поверхнею деталей відбувається зміцнення матеріалу їх поверхневого шару. В свою чергу, процес зміцнення, викликаний віброударами гнучких робочих елементів, приводить до пластичного деформування поверхні і обмежень в можливостях обробки тонкостінних циліндричних деталей. У наведеній роботі визначене співвідношення між напружено-деформаційним станом матеріалу внаслідок контактної обробки, формозміни і ефективності зміцнення поверхневого шару.

Припускаємо, що при обробці циліндричних тонкостінних деталей гнучкими робочими елементами динамічним ударом (рис. 1, а), дефор-

мований стан поверхневого шару є асиметричним, а напруження – плоским (рис. 1, б). При контактній-зсувній схемі деформування і незначній глибині залишкових відбитків $h_{\text{сл}}$ закономірність розподілення залишкових деформацій ε_{r_0} при товщині пластично деформованого шару $h_{\text{пл}}$ можна приймати лінійною

$$\varepsilon_{r_0} = A \cdot (r_{\text{зн}} - h_{\text{пл}} - r),$$

де A – коефіцієнт, що визначається з умови інтегральної рівності дійсної епюри залишкових деформацій, апроксимованої наведеним рівнянням, і рівний відношенню $A = (2h_{\text{сл}} / h_{\text{пл}}^2)$.

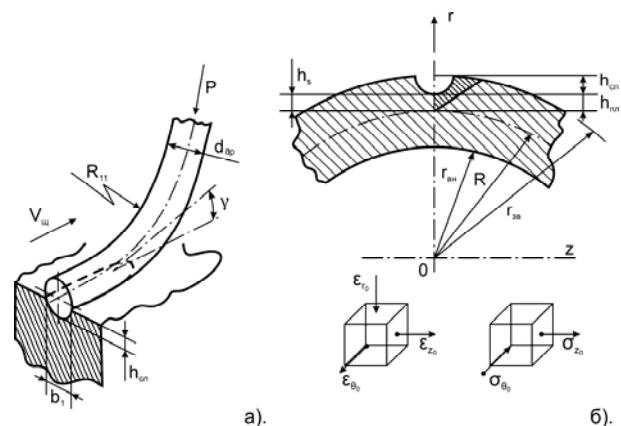


Рис. 1. Схема контактної взаємодії з поверхнею гнучкого робочого елемента (а) і напружено-деформованого стану пластично деформованого шару (б)

Згідно закону Пуассона, супровідні деформації в площині визначаються наступним співвідношенням

$$\varepsilon_{\theta_0} = \varepsilon_{Z_0} = -\mu \cdot r_0 = -\frac{\varepsilon_{r_0}}{2},$$

а напруження визначаються згідно кривої зміцнення, апроксимованої лінійно-ступеневою залежністю, яка враховує складність напружено-деформованого стану [1]

$$\sigma_{Z_0} = \sigma_{\theta_0} = E_n \cdot \varepsilon_{Z_0} = \frac{E}{1-\mu} \varepsilon_{Z_0} \quad (1)$$

при $\varepsilon_S \geq \varepsilon_{Z_0} \geq 0$;

$$\sigma_{Z_0} = \sigma_{\theta_0} = K_n \cdot \varepsilon_{Z_0}^n = 2^n \cdot K \cdot \varepsilon_{Z_0}^n \quad (2)$$

при $\varepsilon_b \geq \varepsilon_{Z_0} \geq \varepsilon_S$,

де $\varepsilon_S = \left(\frac{K_n}{E_n} \right)^{\frac{1}{1-n}}$ – точка переходу лінійної апроксимації в ступеневу; E_n і K_n – приведені модулі зміцнення, що враховують складність напружено-деформованого стану; E , K та n – відповідно модулі і показники зміцнення, які визначаються із випробовувань на одновісний розтяг; μ – коефіцієнт Пуассона.

Додаючи напруження σ_{Z_0} та σ_{θ_0} по товщині зміцненого шару, отримуємо значення результуючих зусиль P_1 на одиницю довжини периметру

$$P_1 = \int_{r_{\text{вн}}}^{r_{\text{зв}}} \sigma_{Z_0} dr = E_n \cdot A \frac{h_S^2}{4} + K_n \left(\frac{A}{2} \right)^n \frac{h_{\text{пл}}^{n+1} - h_S^{n+1}}{n+1}. \quad (3)$$

Об'ємні деформації циліндричної деталі під впливом зусилля P_1 відбуваються пружно і викликані початковими напруженнями ε_{Z_0} та ε_{θ_0} , що виникають у зміцненому поверхневому шарі матеріалу. Наведемо рівняння рівноваги для перерізу, нормального до осі Z вздовж її дотичної:

$$2\pi \cdot R \cdot P_1 = 2\pi R \int_{r_{\text{вн}}}^{r_{\text{зв}}} \sigma_Z dr = 2\pi R \int_{r_{\text{вн}}}^{r_{\text{зв}}} \frac{E}{1-\mu^2} (\varepsilon_Z + \mu \cdot \varepsilon_{\theta}) dr; \quad (4)$$

$$LP_1 = L \int_{r_{\text{вн}}}^{r_{\text{зв}}} \varepsilon_{\theta} dr = L \int_{r_{\text{вн}}}^{r_{\text{зв}}} \frac{E}{1-\mu^2} \times (\varepsilon_{\theta} + \mu \cdot \varepsilon_Z) dr, \quad (5)$$

де σ_Z , σ_{θ} та ε_Z , ε_{θ} – відповідно осеві і тангенціальні напруження та деформації, що виникають при об'ємному деформуванні силами P_1 ; R і L – радіус по середині товщини деталі (див. рис. 1, б) та довжина деталі (на рис. не показано).

При рівномірній обробці $\varepsilon_Z = l$, тобто є сталою для всіх точок деталі, а $\varepsilon_{\theta} = \omega / R$, де ω – радіальне переміщення.

Для ω та l із наведених рівнянь (4) і (5) визначаємо:

$$\omega = \frac{P_1 \cdot (1-\mu)}{E} \frac{\beta+1}{2(\beta-1)}; \quad l = \frac{P_1 \cdot (1-\mu)}{E \cdot H}, \quad (6)$$

де $\beta = (r_{\text{зв}} / r_{\text{вн}})$,

$$H = (r_{\text{зв}} - r_{\text{вн}}).$$

Отриманий вираз можна застосовувати при зміцненні як зовнішньої $\omega_{\text{зв}}$, так і внутрішньої поверхні $\omega_{\text{вн}}$. При одночасній обробці всіх поверхонь пустотілої циліндричної деталі результати додаються

$$\omega = \omega_{\text{зв}} + \omega_{\text{вн}}.$$

Приріст діаметра деталі ΔD встановлюється наступною рівністю: $\Delta D = 2 \cdot (\omega_{\text{зв}} + \omega_{\text{вн}})$.

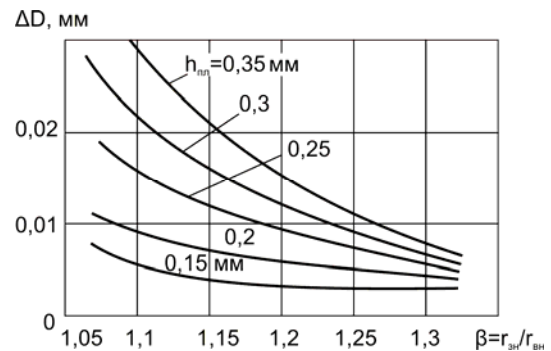


Рис. 2. Графіки зміни $\Delta D = f(h_{\text{пл}}, \beta)$ для деталей із сталі 25 (ГОСТ 1050-88)

Використовуючи залежності (3) і (6), на рис. 2 побудовані графіки $\Delta D = f(h_{\text{пл}}, \beta)$ для циліндричних деталей із низьковуглецевої сталі 25 ($\sigma_B = 380 \dots 460$ МПа, $\sigma_{0,2} = 230 \dots 280$ МПа та

$\delta = 27...23\%$ [2]), обробленої пружними дрітниками діаметром (0,6...1,2) мм із сталі 65Г [3].

Залишкові напруження $\tilde{\sigma}_j$, де $j = Z, \theta$, обумовлені алгебраїчною сумою початкових напружень σ_{j_0} і напружень пружної об'ємної деформації σ_j : $\tilde{\sigma}_Z = \sigma_{Z_0} + \sigma_Z$, $\tilde{\sigma}_\theta = \sigma_{\theta_0} + \sigma_\theta$.

Застосовуючи формули (1), (2) і розв'язуючи вирази (4), (5) відносно $\varepsilon_0 = (\omega/R)$ та $\varepsilon_Z = l$, визначаємо:

$$\sigma_Z = \frac{E}{1-\mu^2} \cdot \left[(l_{3B} + l_{BH}) + \frac{\mu}{R} (\omega_{3B} + \omega_{BH}) \right] + F; \quad (7)$$

$$\sigma_\theta = \frac{E}{1-\mu^2} \cdot \left[\frac{1}{R} (\omega_{3B} + \omega_{BH}) + \mu \cdot (l_{3B} + l_{BH}) \right] + F, \quad (8)$$

$$\begin{aligned} \text{де } F = \frac{E}{1-\mu^2} \cdot & \left[(1+\mu) \frac{h_{3B}}{h_{ПЛ.3B.}^2} \cdot (r_{3B} - h_{ПЛ.3B.} - r_1) - \right. \\ & \left. - (1+\mu) \frac{h_{BH}}{h_{ПЛ.ВН.}^2} \cdot (r_{ВН} + h_{ПЛ.ВН.} - r_3) \right] + \\ & + 2^n K \cdot \left\{ \left[\frac{h_{3B}}{h_{ПЛ.3B.}^2} \cdot (r_{3B} - h_{ПЛ.3B.} - r_2) \right]^n - \right. \\ & \left. - \left[\frac{h_{BH}}{h_{ПЛ.ВН.}^2} \cdot (r_{ВН} + h_{ПЛ.ВН.} - r_4) \right]^n \right\}, \quad (9) \end{aligned}$$

де, в свою чергу, члени виразу з індексами «ЗВ» та «ВН» відносяться відповідно до обробки зовнішньої та внутрішньої поверхонь циліндричної деталі, а значення r перебуває в межах:

$$r_{3B} - h_{ПЛ.3B.} + h_S \geq r_1 > r_{3B} - h_{ПЛ.3B.};$$

$$r_{3B} \geq r_2 \geq r_{3B} - h_{ПЛ.3B.} + h_S;$$

$$r_{ВН} + h_{ПЛ.ВН.} - h_S \geq r_3 \geq r_{ВН} - h_{ПЛ.ВН.};$$

$$r_{ВН} \geq r_4 \geq r_{ВН} + h_{ПЛ.ВН.} - h_S.$$

Ефективність зміцнення поверхні тонкостінних деталей механічним інструментом з гнучкими робочими елементами (пружинний дріт діаметром (0,6...1,2) мм із сталі марки 65Г) оцінювалась згідно випробовувань на стомленість торовидних зразків діаметром (12...36) мм з радіусом тора 50 мм. Дослідження проводились на горизонтально-фрезерувальному верстаті мод. 6Т804Г з частотою обертання шпинделя в межах (800...2100) хв.⁻¹ та горизонтальним переміщенням зразка (25...80) мм/хв. Товщина утвореного наклепаного шару становила (0,18...0,3) мм.

Результати випробовувань показали, що опір стомленості дослідних зразків, оброблених при різних режимах, практично співпадають. При цьому ефект зміцнення достатньо високий (границя витривалості зросла на 13,5 %, а довговічність – майже у 8 разів).

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Шалин, В. Н. Расчеты упрочнения изделий при их пластической деформации [Текст] / В. Н. Шалин. – М.: Машиностроение, 1971. – 192 с.
2. Лахтин, Ю. М. Материаловедение [Текст] / Ю. М. Лахтин, В. П. Леонтьева. – М.: Машиностроение, 1990. – 528 с.
3. Куліченко, А. Я. Термомеханічна поверхнева очисно-зміцнююча обробка металу [Текст] / А. Я. Куліченко. – Львів: Кобзар, 1997. – 216 с.

Надійшла до редколегії 23.06.2008.

К. Н. ЛЯПШИН, И. И. ВУЧЕТИЧ, А. В. КЛОКОВ, П. Я. БАЛЦКАРС (БИЦ, РТУ, Латвия)

ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДОВ ИДЕНТИФИКАЦИИ ДЛЯ ОЦЕНКИ ПАРАМЕТРОВ ИЗГИБНЫХ КОЛЕБАНИЙ КУЗОВОВ ВАГОНОВ

Даний опис методу вібровипробувань з подальшою обробкою даних.

Дано описание метода виброиспытаний с последующей обработкой данных.

The description of the developed method of vibration tests with the subsequent data processing is given.

Необходимость решения задачи идентификации механической колебательной системы возникает в тех случаях, когда сложность конструкции механической системы делает невозможным построение ее достаточно точной математической модели. В этих случаях речь может идти лишь о рассмотрении некоторой эквивалентной в определенном смысле механической системы, приближенно моделирующей объект исследования. При этом могут возникнуть трудности, связанные как с выбором степени детализации расчетной схемы (структуры объекта), так и с определением ее отдельных параметров. Эффективным в такой ситуации оказывается использование не только имеющейся априорной информации о конструкции объекта, но и экспериментальных данных о его поведении в условиях нормальной эксплуатации или при воздействии на него специально подобранных возмущений.

Под идентификацией объекта обычно понимают процедуру построения модели и определения ее параметров по данным реакции объекта (выходные переменные) на известные внешние возмущения (входные переменные), при этом термин идентификации обычно относится к построению аналитических математических моделей динамических объектов.

Динамический объект – это объект, выход которого зависит не только от текущего значения входных сигналов, но и от их значений в предыдущие моменты времени. Идентифицируемый объект представляют в виде, показанном на рис. 1, где t – время; $u(t)$ – контролируемый (иногда управляемый) входной сигнал; $\tilde{y}(t)$ – теоретический выход объекта; $y(t)$ – наблюдаемый выход объекта; $e(t)$ – аддитивная случайная помеха, отражающая действие неучитываемых факторов (ненаблюдаемый дискретный белый шум (последовательность

взаимно независимых случайных величин с нулевым средним и дисперсией λ)).

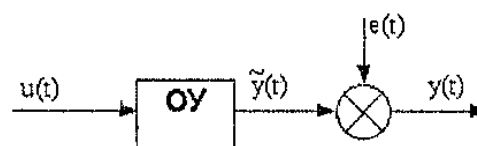


Рис. 1. Общее представление идентифицируемого объекта ОУ

Обычно предполагают, что связь между входным и «теоретическим» выходным сигналами задается в виде некоторого оператора Ψ (оператор – правило преобразования какой-либо функции в другую функцию):

$$\tilde{y}(t) = \Psi[u(t)], \quad (1)$$

при этом наблюдаемый выход объекта может быть описан соотношением:

$$y(t) = \Psi[u(t)] + e(t). \quad (2)$$

Цель идентификации: на основании наблюдений за входным $u(t)$ и выходным $y(t)$ сигналами на каком-то интервале времени определить вид оператора, связывающего входной и «теоретический» выходной сигналы.

При экспериментальном определении параметров модели необходимо обеспечить подбор адекватной структуры модели и выбор такого входного сигнала, с помощью которого по результатам эксперимента можно было бы найти оценки всех параметров модели. Наиболее просто задача определения параметров решается для линейных объектов (для них выполняется принцип суперпозиции). Здесь можно выделить два случая:

- объект линеен по входному воздействию:

$$\begin{aligned}\tilde{y}(t) &= \Psi[\beta, u_1(t) + u_2(t)] = \\ &= \Psi[\beta, u_1(t)] + \Psi[\beta, u_2(t)] = \tilde{y}_1(t) + \tilde{y}_2(t); \quad (3)\end{aligned}$$

- объект линеен по параметрам:

$$\begin{aligned}\tilde{y}(t) &= Y[b_1 + b_2, u(t)] = \\ &= Y[b_1, u(t)] + Y[b_2, u(t)] = \tilde{y}_1(t) + \tilde{y}_2(t). \quad (4)\end{aligned}$$

В задачах идентификации под линейными объектами чаще понимают объекты, линейные по входному воздействию.

Под идентификацией динамических объектов понимают процедуру определения структуры и параметров их математических моделей, которые при одинаковых входном сигнале объекта и модели обеспечивают близость выхода модели к выходу объекта при наличии, какого-то критерия качества.

Идентификация содержит следующие этапы:

- структурная идентификация – определение структуры математической модели на основании теоретических соображений;
- параметрическая идентификация – проведение идентифицирующего эксперимента и определение оценок параметров модели по экспериментальным данным;
- проверка адекватности – проверка качества модели по критерию близости выходов модели и объекта.

Дальнейшее изложение статьи относится к линейным стационарным динамическим объектам. Оценка параметров записей испытаний, была проведена четырьмя моделями линейных регрессий по среднеквадратическим критериям в среде MATLAB, с последующим переходом от дискретной к непрерывной модели.

Наиболее простое входное-выходное соответствие описывается уравнением:

$$A(z)y(t) = B(z)u(t) + e(t), \quad (5)$$

где $A(z)$ и $B(z)$ – полиномы, которые определяются выражениями:

$$A(z) = 1 + a_1 z^{-1} + a_2 z^{-2} + \dots + a_{na} z^{-na}; \quad (6)$$

$$B(z) = b_1 + b_2 z^{-1} + \dots + b_{nb} z^{-nb+1}, \quad (7)$$

или в развернутом виде:

$$\begin{aligned}y(t) + a_1 y(t-1) + \dots + a_{na} y(t-n_a) &= b_1 u(t-1) + \\ &+ \dots + b_{nb} u(t-n_b) + e(t). \quad (8)\end{aligned}$$

Белый шум $e(t)$ входит в уравнение (5), как его непосредственная ошибка, а полиномы $A(z)$ и $B(z)$ являются настраиваемыми параметрами уравнения. Данная модель называется ARX-моделью, где сочетание AR относится к авторегрессивной части $A(z)y(t)$, а символ X обозначает дополнительный входной сигнал $B(z)u(t)$. С физической точки зрения модель ARX, вероятно, не самая естественная; здесь предполагается, что прежде, чем сигнал сложится на выходе системы, сигнал белого шума динамически преобразуется через знаменатель системы. Тем не менее, у множества моделей ошибки уравнения имеется одна важная особенность, которая и определяет его первостепенное для многих приложений значение: предсказатель приводит к линейной регрессии.

Основной недостаток простой модели (5) состоит в отсутствии достаточной свободы выбора в описании свойств помехи. Степень гибкости можно увеличить, если описать ошибку уравнения как скользящее среднее белого шума. Это приводит к следующей модели:

$$A(z)y(t) = B(z)u(t - n_k) + C(z)e(t), \quad (9)$$

где n_k – величина задержки (запаздывания);

$C(z)$ – полином, который определяется выражением:

$$C(z) = 1 + c_1 z^{-1} + c_2 z^{-2} + \dots + c_{nc} z^{-nc}, \quad (10)$$

или в развернутом виде:

$$\begin{aligned}y(t) + a_1 y(t-1) + \dots + a_{na} y(t-n_a) &= \\ &= b_1 u(t-1) + \dots + b_{nb} u(t-n_b) + e(t) + \\ &+ c_1 e(t-1) + \dots + c_{nc} e(t-n_c). \quad (11)\end{aligned}$$

Имея ввиду член скользящего среднего модели $C(z)e(t)$, модель (9) называется ARMAX-моделью, авторегрессия со скользящим средним и внешним входным сигналом. Формирование прогноза данной модели сводится к фильтрации сигналов u и y через динамическое звено со знаменателем передаточной функции $C(z)$.

Если допустить, что связь между входным и незашумленным выходным сигналами может быть представлена в уравнении и что суть помехи – белый шум измерений, то можно получить следующее описание модели:

$$y(t) = \frac{B(z)}{F(z)} u(t - n_k) + e(t), \quad (12)$$

где $F(z)$ – полином, который определяется выражением:

$$F(z) = 1 + f_1 z^{-1} + f_2 z^{-2} + \dots + f_{nf} z^{-nf}. \quad (13)$$

Модель (12) является моделью выходной ошибки и обозначается ОЕ. В модели с физической точки зрения наблюдается более естественная независимая параметризация передаточных функций.

Модель IV4 использует четырехступенчатый метод инструментальной переменной для оценки модели ARX.

Результаты оценки параметров функциями (ARX, ARMAX, ОЕ и IV4) параметрического оценивания приведены в табл. 1:

Таблица 1

Результаты оценки параметров

Процедуры	m_{np} [кг]	b_{np} [Н·с/м]	c_{np} [Н/м]	f_{cob} [Гц]
ARX*	$2.7 \cdot 10^3$	$17.22 \cdot 10^3$	$10160 \cdot 10^3$	9.75
ARMAX*	$1.9 \cdot 10^3$	$17.20 \cdot 10^3$	$7152 \cdot 10^3$	9.72
IV4*	$3.4 \cdot 10^3$	$19.21 \cdot 10^3$	$12228 \cdot 10^3$	9.50
ОЕ*	$3.5 \cdot 10^3$	$8.47 \cdot 10^3$	$12649 \cdot 10^3$	9.49

* в расчете был задан второй порядок полиномов.

При проведении испытаний возбуждение вибраций кузова осуществлялось электромеханическим вибратором. Схема соединения узлов вибратора и крепления его к кузову вагона показана на рис. 2.

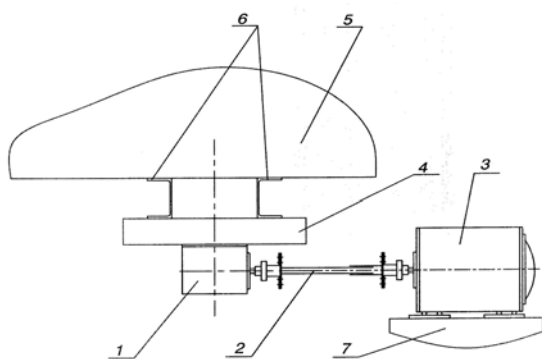


Рис.2. Схема электромеханического вибратора ЭМВ-2:

1. Регулируемый механический однонаправленный вибратор; 2. Карданный вал; 3. Электродвигатель; 4. Рама вибратора с самоизмерительным устройством; 5. Кузов испытываемого вагона; 6. Переходные швеллеры для крепления; 7. Опора электродвигателя

Вибратор был соединен со своей рамой через тензометрическое силоизмерительное устройство, которое жестко крепилось к кузову объекта испытаний. Для удобства крепления рамы к кузову применялись жесткие переходные элементы. Вращающиеся грузы вибратора в зависимости от угла между ними обеспечивали необходимую величину дебаланса и, следовательно, усилия, действующего на кузов. Кузов испытывался при максимальном значении дебаланса. При симметричном расположении грузов, неуравновешенная сила имела неизменное направление. Общая масса неуравновешенных тел была 10.4 кг.

Установленный в середине кузова вибратор обеспечивал вибрационное воздействие в рабочем диапазоне частот от 5 до 15 Гц. Продолжительность записей при проходе резонанса была более 60 с, при равномерном изменении частоты в указанном интервале.

Во время испытаний одновременно регистрировались ускорения, перемещения на обвязках рамы кузова в среднем и концевых сечениях и синхронно с помощью специального силоизмерителя усилие, действующее от вибратора на кузов. Процессы виброускорений (виброперемещения) кузова в измеряемом диапазоне частот вибратора записывались в память компьютера.

Был произведен эксперимент с отсоединенными тяговыми поводками и гидrogасителями центрального подвешивания для определения изгибных колебаний кузова (не в составе вагона в целом), данные которого обрабатываются.

Погонные характеристики кузова m_0 и EI_0 , по результатам идентификации для расчетной модели моторного вагона электропоезда ЭР2т были определены по формулам:

$$m_0 = \frac{m_{np}}{0.25 \cdot l}; \quad (14)$$

$$EI_0 = \frac{c_{np} \cdot l^3}{0.25 \cdot \lambda_1^4}. \quad (15)$$

Амплитудно-частотные характеристики, построенные по реализациям записей (частота квантования 200 Гц и 2400 Гц) силы «F», действующей от вибратора на кузов, рассматриваемой как вход системы, и прогиба в середине кузова «y», рассматриваемого как выход системы, практически совпали с расчетными.

Влияние выбора формы изгиба балки на величины указанных параметров требует дополнительного анализа.

Схема расчетной модели моторного вагона электропоезда ЭР2т представлена на рис. 2.

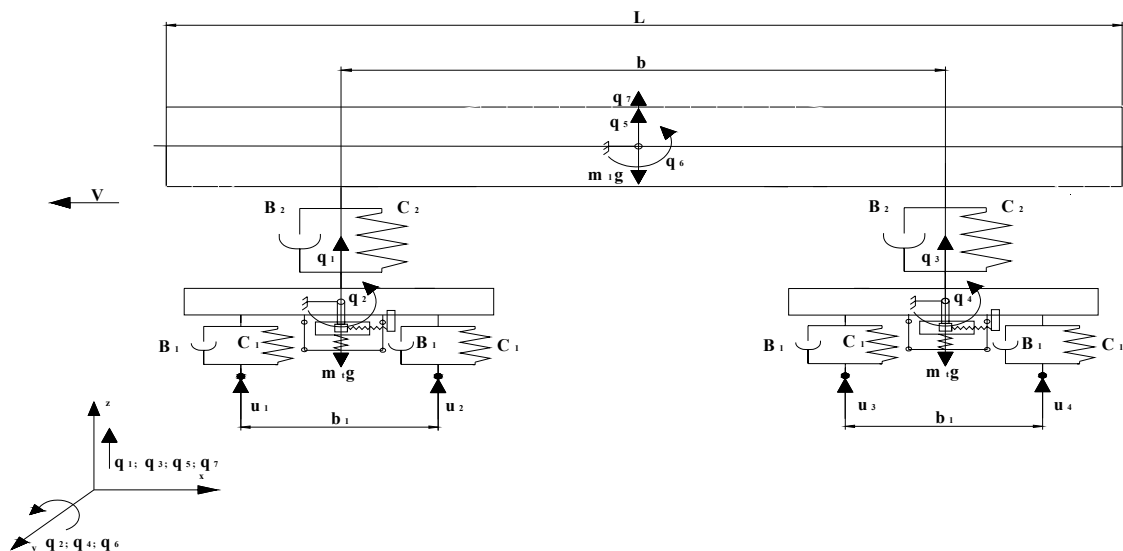


Рис. 2. Расчетная схема изгибно-продольных колебаний моторного вагона электропоезда ЭР2т

В расчетной схеме вертикальных колебаний вагона принято, что элементы вагона – кузов, рама тележки с установленным на ней оборудованием, надрессорный брус – являются абсолютно жесткими телами, так как упругие деформации этих элементов пренебрежительно малы по сравнению с их перемещениями при низкочастотных колебаниях в рессорном подвешивании. Рассмотрены установившиеся колебания при движении вагона по прямому пути с постоянной скоростью. Величины динамических нагрузок, ускорения и взаимные перемещения элементов вагона в переходных режимах при трогании с места и разгона, торможении и остановки обычно ниже, чем в установившихся режимах при высоких скоростях движения.

Таким образом, задача исследования вертикальных колебаний вагона была сведена к рассмотрению установившихся колебаний в линейной n -мерной системе, на входах которой действуют заданные стационарные случайные процессы u . Необходимо было определить основные статистические характеристики – дисперсии и спектральные плотности интересующих выходов z . Низкочастотные вертикальные возмущения были отнесены к классу Гауссовых случайных процессов. Так как при линейных преобразованиях таких процессов Гауссовость сохраняется, то и выходные случайные процессы z будут относиться к классу Гауссовых процессов, для которых собственная спектральная плотность является исчерпывающей характеристикой. Динамические механические напряжения в элементах вагона, вертикальные ускоре-

ния кузова и деформации в упругих элементах хорошо согласуются с нормальным законом.

Основные математические соотношения для колебательной системы представлены в матричной форме, удобной для программирования. Матричный способ представления возможен как при использовании корреляционного метода расчета, так и спектрального метода. Ниже приведен спектральный метод.

Дифференциальное уравнение движения при вертикальных колебаниях вагона было представлено в виде:

$$A\ddot{q} + B\dot{q} + Cq = D\ddot{u} + F\dot{u} + Gu, \quad (16)$$

где A , B , C – квадратные матрицы инерции, неупругих сопротивлений и жесткостей; D , F , G – матрицы, преобразующие возмущения u и их производные $\ddot{u}$, $\dot{u}$ в обобщенные силы; q – n -мерный вектор обобщенных координат; u – m -мерный вектор заданных возмущений.

Выходные процессы z в общем случае являются линейными комбинациями обобщенных координат q , возмущений u и их производных:

$$z = A_1\ddot{q} + B_1\dot{q} + C_1q + D_1\ddot{u} + F_1\dot{u} + G_1u. \quad (17)$$

Здесь z – l -мерный вектор числа выходов; A_1 , B_1 , C_1 , D_1 , F_1 , G_1 – прямоугольные матрицы. Выполнив над уравнениями (16) и (17) преобразование Фурье по времени согласно формуле:

$$r^F(\omega) = \int_{-\infty}^{+\infty} r(t)e^{-i\omega t} dt, \quad (18)$$

где $r(t)$ – преобразуемый процесс, получим:

$$(-A\omega^2 + B\omega i + C)q^F = (D\omega^2 + F\omega i + G)u^F; \quad (19)$$

$$z^F = (-A_1\omega^2 + B_1\omega i + C_1)q^F + (D_1\omega^2 + F_1\omega i + G_1)u^F. \quad (20)$$

Найдя из уравнения (19) вектор q^F и подставив его в уравнение (20), получим зависимость преобразований Фурье вектора искомого выходных процессов z от преобразований Фурье вектора возмущений u :

$$z^F = T(\omega)u^F, \quad (21)$$

где $T(\omega)$ – матрица частотных характеристик системы от входов u к выходам z . Она определяется формулой:

$$T(\omega) = (-A_1\omega^2 + B_1\omega i + C_1)(-A\omega^2 + B\omega i + C)^{-1} \times \\ \times (-D\omega^2 + F\omega i + G) + (-D_1\omega^2 + F_1\omega i + G_1). \quad (22)$$

Если стационарные случайные возмущения $u(t)$ заданы матрицей спектральных плотностей $S^u(m \times m)$, то для установившихся процессов между взаимной спектральной плотностью S_{js}^z j -го и s -го выходов и элементами матрицы S^u существует связь:

$$S_{js}^z = \sum_{k=1}^m \sum_{e=1}^m T_{kj}(-i\omega) T_{es}(i\omega) S_{ke}^u. \quad (23)$$

Элементы S_{js}^z образуют матрицу $S^z(l \times l)$, которую можно найти по формуле:

$$S^z = \tilde{T}(\omega) S^u T'(\omega), \quad (24)$$

где $\tilde{T}(\omega) = T(-i\omega)$ – матрица комплексного сопряжения с $T(\omega)$; $T'(\omega)$ – матрица транспонирования с $T(\omega)$.

Дисперсии выходных процессов z находятся по формуле:

$$D_j^z = 2 \int_0^\infty S_{jj}^z(\omega) d\omega, \quad (25)$$

где $S_{jj}^z(\omega)$ – диагональные элементы матрицы S^z , являющиеся вещественными функциями частоты.

Получение из эксперимента и задание матрицы S^u трудоемко. Возмущения u , действующие на вагон, совпадают, но сдвинуты друг относительно друга на время, необходимое для прохождения вагоном при данной скорости движения пути, равному расстоянию между соответствующими колесными парами. В этом случае вектор входных процессов записывается в виде:

$$u = \begin{bmatrix} u_o(t - \tau_1) \\ u_o(t - \tau_2) \\ \dots \\ u_o(t - \tau_m) \end{bmatrix}. \quad (26)$$

Здесь τ – вектор запаздываний. В изображениях Фурье уравнение (26) записывается следующим образом:

$$u^F = v u_o^F, \quad (27)$$

где вектор v определяется формулой:

$$v = v(\omega) = \begin{bmatrix} \cos(-\tau_1\omega) \\ \cos(-\tau_2\omega) \\ \dots \\ \cos(-\tau_m\omega) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \sin(-\tau_1\omega) \\ \sin(-\tau_2\omega) \\ \dots \\ \sin(-\tau_m\omega) \end{bmatrix} i. \quad (28)$$

Для нахождения вектора частотных характеристик от возмущения u_o к искомым выходным процессам z вектор u^F , определяемый (27), вводится в формулу (21).

Приведенные математические соотношения, решающие задачу нахождения статистических характеристик выходных процессов, иллюстрируют алгоритм, реализуемый при расчетах.

Результаты расчета по алгоритму, описывающему расчетную схему рис. 2, представлены в табл. 2 и 3.

Основные мероприятия по повышению динамической жесткости кузова можно разделить на пять групп:

- Мероприятия, связанные с изменением характеристик параметров размеров кузова (длины, базы и др.) и его загрузки. Мероприятия этой группы ведут к снижению эффективности использования подвижного состава за счет уменьшения тары кузова и его полезной площади;

- Мероприятия, связанные с увеличением погонной изгибной жесткости кузова. Такие мероприятия заключаются в корректировке формы,

жесткостных и весовых характеристик продольных и поперечных элементов силового каркаса кузова, изменении толщины его обшивки, в правильном выборе сечений межоконных промежутков. Мероприятия этой группы тяжело поддаются оптимизации и требуют многовариантных расче-

тов. Основным недостатком этих мероприятий является существенное изменение технологического процесса изготовления кузова, обусловленное его конструктивными изменениями; а также значительный расход металла;

Таблица 2

Частоты и формы колебаний

Координаты	Частоты (вектор Lam) и соответствующие им формы (вектор U)						
	10.3, Гц	4.0, Гц	3.7, Гц	2.1, Гц	2.4, Гц	5, Гц	5, Гц
q_1	0.018	0.7	0.59	0.29	-0.7	0	0
q_2	0	0	0	0	0	1.0	0
q_3	0.018	-0.7	0.59	0.29	0.7	0	0
q_4	0	0	0	0	0	0	1.0
q_5	-0.05	0	-0.5	0.91	0	0	0
q_6	0	0.17	0	0	0.25	0	0
q_7	-0.99	0	0.21	-0.1	0	0	0

Таблица 3

Ускорения и показатели плавности

Наименование показателя	Ускорения, с.к.о, м/с ²			Показатели плавности хода		
	над первым пятником	в середине кузова	над вторым пятником	над первым пятником	в середине кузова	над вторым пятником
частота 10.3, Гц	0.60	0.62	0.60	3.5*	3.5*	3.51*

* данные значения рассчитаны при высоких значениях возмущений

- Мероприятия, связанные с увеличением погонной жесткости кузова за счет повышения жесткости контура поперечного сечения. Эти мероприятия характеризуются созданием рационально расположенной системы поперечных подкреплений (шпангоутов) и диафрагм, уменьшающих деформацию контура поперечного сечения кузова. Однако мероприятия этой группы также требуют изменений конструкции кузова;

- Мероприятия, связанные с изменением и перераспределением инерционной нагрузки вагона. Эти мероприятия позволяют не изменять конструкции кузова. Смещение подвагонного оборудования к узлам формы колебаний позволяет уменьшить кинетическую энергию колебаний и тем самым увеличить частоту поперечных колебаний кузова. В эту группу входит также динамический способ повышения частоты, заключающийся в присоединения к кузову некоторых парциальных систем;

- Мероприятия, связанные с изменением характеристик рессорного подвешивания, уменьшающих «просачивание» возмущений от пути на кузов.

Сопоставление данных показывает неплохое совпадение результатов расчета и эксперимента. Некоторые отличия в виде АЧХ объясняются различием в возмущениях и чувствительностью отклика системы к их виду, так как в возмущении явно присутствует стыковая компонента. Кроме этого различия возникают и из-за упрощений, использованных в расчете, таких как замена кузова эквивалентной балкой, линейные модели и демпфирования в кузове и в буксовом подвешивании.

Зависимости характеристик вибрации от изгибной жесткости кузова, продольной жесткости тяговых поводков и демпфирования в рессорном подвешивании имеет близкие величины.

Учитывая, что конструктивно изменение параметров подвешивания проще, чем увеличение изгибной жесткости кузова, при проектировании подвижного состава следует предусматривать комплексную оценку интенсивности изгибных колебаний. Основная опасность при этом состоит в возможном ухудшении других характеристик вагона и необходимости их расчетного контроля. В расчетах рассмотрены показатели плавности в вертикальной плоскости кузова над тележками, и они дают возможность контролировать соответствующие показатели.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Дьяконов, В. П. Matlab 6/6.1/6.5 + Simulink 4/5 в математике и моделировании [Текст] / В. П. Дьяконов. – М.: Солон-Пресс, 2003. – 570 с.
2. Льюнг, Л. Идентификации систем: теория пользователя [Текст] / Л. Льюнг. – М.: Наука, 1991. – 430 с.
3. Кашяп, Р. Л. Построение динамических стохастических моделей по экспериментальным данным [Текст] / Р. Л. Кашяп, А. Р. Рао. – М.: Наука, 1983. – 383 с.
4. Редько, С. Ф. Идентификации механических систем [Текст] / С. Ф. Редько, В. Ф. Ушкалов, В. П. Яковлев. – К.: Наук. думка, 1985. – 215 с.
5. Гроп, Д. Методы идентификации систем [Текст] / Д. Гроп. – М.: Мир, 1979. – 302 с.
6. Эйкхофф, П. Основы идентификации систем управления [Текст] / П. Эйкхофф. – М.: Мир, 1975. – 683 с.
7. Пугачев, В. С. Теория вероятностей и математическая статистика [Текст] / В. С. Пугачев. – М.: Наука, 1979. – 495 с.

Поступила в редколлегию 09.07.2008.

Л. С. НОВОГРУДСЬКИЙ, М. Я. ОПРАВХАТА (Інститут проблем міцності ім. Г. С. Писаренка НАН України), Л. В. ЗАЙЦЕВА (Державний науково-дослідний центр залізничного транспорту України)

ПРО ВПЛИВ ЕЛЕКТРИЧНОГО СТРУМУ НА МЕХАНІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ РЕЙКОВОЇ СТАЛІ

У статті наведені результати досліджень механічних характеристик рейкової сталі після її тривалої експлуатації. Наведені значення механічних характеристик сталі в поперечному та поздовжньому напрямку відносно прокату. Показано, що дія електричного струму викликає зміну механічних характеристик рейкової сталі.

В статье представлены результаты исследований механических характеристик рельсовой стали после ее длительной эксплуатации. Приведены значения механических характеристик стали в поперечном и продольном направлении относительно проката. Показано, что действие электрического тока вызывает изменение механических характеристик рельсовой стали.

In the paper the results of studies of mechanical properties of rail steel after its long-term operation are presented. The values of steel mechanical properties in transverse and longitudinal direction relative to rolling are given. It is demonstrated that the electric current modifies the mechanical properties of rail steel.

Вступ

Коректна оцінка несучої здатності конструкції неможлива без врахування сумарного впливу всіх факторів, що діють на неї в процесі експлуатації. До окремої категорії високонавантажених систем, що працюють при складному поєднанні різноманітних динамічних процесів і діючих факторів, можна віднести електрифікований рейковий транспорт. На сучасному етапі розвитку транспортних систем перед ними ставиться безліч вимог по забезпеченню міцності, довговічності, надійності, високих економічних показників та, насамперед, безпечності в роботі при здійсненні пасажирських та вантажних перевезень. Збільшення обсягів перевезень залізничним транспортом відбувається за рахунок подовження рухомого складу та зменшення часу попутного слідування між поїздами. Такі заходи приводять до підвищення рівня силового навантаження, яке сприймає рейкове полотно, та густини тягового струму, що протікає через контактну зону колесо-рейка і діє на рейковий матеріал, який циклічно деформується (рис. 1) [1, 2].

Термін контакту, тобто тривалість дії електричного струму на певний об'єм матеріалу рейки, визначається швидкістю руху транспорту, його навантаженістю, спрацьованістю головки рейки й колеса. Загалом, можна вважати, що в зоні контакту «колесо-рейка» діє імпульс електричного струму, тривалість якого визначається означеними вище факторами.

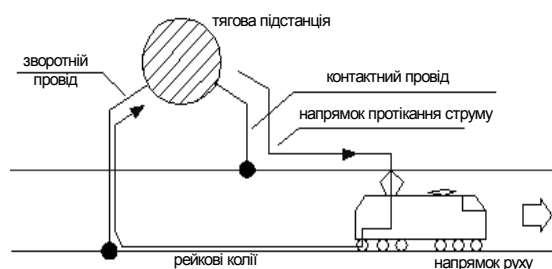


Рис. 1. Схема живлення тяговим струмом електровоза

При досягненні певного силового навантаження електричний струм значної густини здатний викликати пластифікацію металевих матеріалів при напруженнях менших, ніж їх границя плинності. Явище зниження опору деформуванню металів, їх пластифікація та інше, при дії імпульсів електричного струму, що не викликає макронагріву матеріалу, отримало назву «електропластичного ефекту», а сама деформація, яка виникає внаслідок цього ефекту – «електропластичної» [3–6]. За попередніми оцінками [7], параметри механічної навантаженості і густини тягових струмів достатні для протікання в рейках електропластичної деформації.

При експлуатації у результаті роботи верхніх шарів головки рейки в умовах об'ємного напруженого стану і циклічного навантаження відбувається нагартування поверхні кочення, що приводить до зменшення пластичності цих шарів в залежності від рівня напруження.

Подальше використання таких рейок може призвести до викришування і розшарування частини металу на робочій ділянці головки та зародження тріщин в зоні розмежування, що ростуть як до поверхні кочення, так і від неї [8, 9].

Здатність матеріалів опиратися появі та росту тріщин під дією експлуатаційних навантажень визначають за характеристиками тріщиностійкості. При дії електричного струму в верхів'ї тріщини відбувається його концентрація, що може сприяти як розвитку тріщини, так і її гальмуванню. Так, при дослідженні сталі 03X20H16AG6 при низьких температурах встановлено, що дія імпульсного електричного струму призводить до того, що пластичні деформації у верхів'ї тріщини досягають граничного значення при напруженнях менших, ніж без дії струму. Тобто розвиток тріщини відбувається при менших напруженнях, про що свідчить і зменшення значень характеристик тріщиностійкості сталі при дії ІЕС ~ на 15 % [10].

За останні роки були проведені всебічні дослідження впливу електричного струму на механічні властивості металевих матеріалів різних класів у широкому діапазоні температур в різноманітних умовах навантаження [11, 12]. Внаслідок таких досліджень було зокрема встановлено, що характер та ступінь впливу електричного струму на механічні характеристики та характеристики руйнування суттєво залежать від класу матеріалів, що піддаються його дії. На сьогодні відсутня інформація про закономірності розвитку пластичної деформації рейкових сталей при дії електричного струму. Первинні результати вивчення впливу імпульсів електричного струму на характеристики статичної міцності сталей і наведені в цій публікації.

Методика і зразки для дослідження

Випробування проводили на установці УТН-10, яка призначена для експериментального дослідження впливу електричного струму на механічні властивості матеріалів [13]. В процесі активного навантаження через зразок, що деформується, пропускали імпульси електричного струму (ІЕС) густиною 254 А/мм² і тривалістю 10⁻² с при наперед визначеному рівні навантаження. Першим імпульсом електричного струму діяли на рівні 0,3 від $P_{0,2}$ (навантаження, що відповідає $\sigma_{0,2}$). Подальша дія ІЕС здійснювалась з кроком 0,1 від $P_{0,2}$ до моменту руйнування зразка і на кожному рівні пропускався один імпульс електричного струму.

П'ятикратні циліндричні зразки діаметром робочої частини $d = 4$ мм (рис. 2) виготовляли із рейки Р65 виробництва «Азовсталь», що була знята з Шепетівської ділянки Південно-Західної залізниці в 2003 р. з напрацюванням в 875 т-км брутто. Вирізку зразків у відповідності із ГОСТ 18267-82 «Рельсы железнодорожные типов Р50, Р65 и Р75 широкой колеи, термообработанные путем объемной заковки в масле. Технические условия» [14] виконували в по-вздовжньому та поперечному напрямку до напрямку прокату.

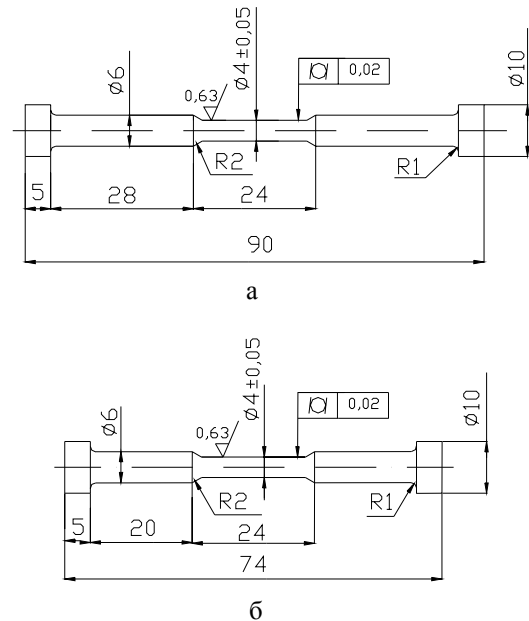


Рис. 2. Циліндричні зразки для випробувань, вирізані в повздовжньому а) та в поперечному б) напрямку до напрямку прокату

Результати досліджень

За результатами проведених досліджень визначено характеристики статичної міцності і пластичності рейкової сталі у двох напрямках по відношенню до повздовжньої осі рейки у вихідному стані та при дії імпульсів електричного струму. Значення характеристик наведено у табл. 1.

Якщо вважати, що до початку використання механічні характеристики рейки задовольняють вимогам ГОСТ 18267-82, то можна стверджувати, що тривала експлуатація не призвела до зниження їх значень нижче встановленого рівня та зміни характеру анізотропії характеристик пластичності. За значеннями границь міцності та умовної границі плинності характер анізотропії змінився: міцність у поперечному напрямі стала більшою, ніж у повздовжньому,

що вказує на більш суттєве напрацювання рейки у поперечному напрямку, ніж у повздовжньому.

Дія ІЕС на зразки, що вирізані у повздовжньому напрямку, призводить до зниження значень границі міцності і умовної границі плин-

ності сталі на 16,7 % і 27,8 %, відповідно, і практично не змінює значення відносного видовження і звуження після розриву (рис. 3). При дії імпульсів електричного струму на зразки, що виготовлені поперек напрямку прокату рейки, спостерігається дещо інша картина.

Таблиця 1

Механічні характеристики рейкової сталі

Напрямок вирізки	Дослідні значення				За ГОСТ 18267-82, не менше			
	σ_B , МПа	$\sigma_{0,2}$, МПа	δ , %	ψ , %	σ_B , МПа	$\sigma_{0,2}$, МПа	δ , %	ψ , %
Повздовжній	$\frac{1161}{967}$	$\frac{706}{510}$	$\frac{13,5}{15,0}$	$\frac{35,0}{34,0}$	1176	794	6,0	25,0
Поперечний	$\frac{1189}{1206}$	$\frac{762}{809}$	$\frac{5,5}{8,0}$	$\frac{10,0}{17,5}$	1098	755	2,5	6,0

Примітка. В знаменнику – при дії ІЕС.

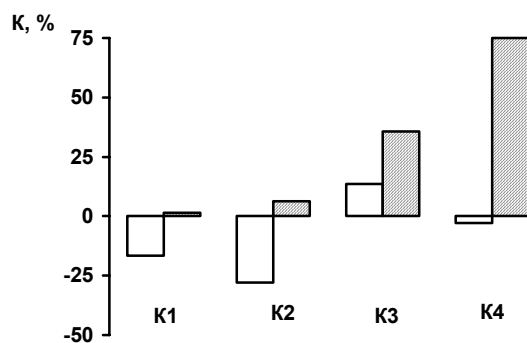


Рис. 3. Відносна зміна значень механічних характеристик рейкової сталі при дії ІЕС:

$$K_1 = \frac{\sigma_B^{\text{струм}} - \sigma_B}{\sigma_B}; K_2 = \frac{\sigma_{0,2}^{\text{струм}} - \sigma_{0,2}}{\sigma_{0,2}};$$

$$K_3 = \frac{\delta^{\text{струм}} - \delta}{\delta}; K_4 = \frac{\psi^{\text{струм}} - \psi}{\psi}.$$

Заштриховано – значення для зразків поперечного напрямку вирізки

По-перше, дія ІЕС несуттєво впливає на міцність сталі, значно змінюючи її пластичність, див. рис. 3. По-друге, в цьому випадку не ототожнюється і характер впливу імпульсів електричного струму – значення характеристик міцності і характеристик пластичності зростають порівняно із аналогічними без дії ІЕС.

Оскільки рейки були встановлені на повороті дистанції, тобто працювали в умовах значної нерівнозначності напруженого стану, то вихідна анізотропія механічних властивостей після

експлуатації зазнала змін. Пряма анізотропія* для усіх видів характеристик у вихідному стані змінюється на зворотну для характеристик міцності, залишаючись прямою для характеристик пластичності, табл. 2.

Таблиця 2

Коефіцієнти анізотропії механічних характеристик

	$A\sigma_B$, %	$A\sigma_{0,2}$, %	$A\delta$, %	$A\psi$, %
За ГОСТ 18267-82	7,1	5,2	140,0	316,1
Після експлуатації	-2,4	-8,0	140,0	250,2
При дії ІЕС	-24,7	-58,7	76,0	93,1

Дія імпульсів електричного струму поглиблює різницю в значеннях характеристик міцності і зближує значення характеристик пластичності за напрямками, див. табл. 2. Особливу увагу слід звернути на зниження рівня умовної границі плинності сталі у повздовжньому напрямку при дії ІЕС. Підвищена «чутливість» сталі до дії імпульсів електричного струму може стимулювати локальну пластичну деформацію рейок вздовж їх осі при напруженнях менших, ніж границя плинності рейкової сталі. Тим більш, що за даними досліджень [16], рі-

* Пряма анізотропія – значення характеристик у повздовжньому напрямку більші, ніж у поперечному, зворотна – навпаки; ступінь анізотропії оцінюють коефіцієнтом анізотропії А, який дорівнює відношенню різниці між найбільшим і найменшим значенням характеристики до найменшого її значення [15].

вень робочих напружень в головці рейки при певних умовах досягає границі плинності.

Висновки

Аналіз рівня експлуатаційних навантажень рейкових колій та характеру дії на них електричного струму дає підстави стверджувати про наявність умов, достатніх для протікання електропластичної деформації.

Експериментальні дослідження дозволили встановити суттєвий вплив імпульсів електричного струму на механічні властивості рейкової сталі після її довготривалої експлуатації, рівень і характер якого залежать від напрямку вирізки зразків.

Отримані первинні результати вказують на необхідність подальших досліджень впливу ІЕС на механічну поведінку матеріалів для високонавантажених струмопровідних елементів рейкових колій.

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Котельников, А. Оптимизация параметров цепей обратного тока тягового электроснабжения в условиях интенсификации движения и повышения весовых норм поездов [Текст] / А. Котельников, А. Наумов, Е. Закиев // Вестник ВНИИЖТ. – 2006. – № 1. – С. 4-9.
2. Захаров, С. М. Обобщение мирового опыта тяжеловесного движения в области колес, рельсов и их взаимодействия [Текст] // Железные дороги мира. – 2002. – № 8. – С. 7-10.
3. Кирьянчев, Н. Е. Электропластическая деформация металлов (обзор) [Текст] / Н. Е. Кирьянчев, О. А. Троицкий, С. А. Клевцур // Проблемы прочности. – 1983. – № 5. – С. 101-105.
4. Стрижало, В. А. Прочность материалов криогенной техники при электромагнитных воздействиях [Текст] / В. А. Стрижало, Л. С. Новогрудский, Е. В. Воробьев. – К.: Наук. думка, 1990. – 160 с.
5. Новогрудский, Л. С. Сопротивление деформированию металлов при действии импульсов электрического тока в условиях криогенных температур [Текст] // Вестник НТУУ «Киевский политехнический институт». Серия «Машиностроение». – 2002. – № 43. – С. 17-18.
6. Копанев, А. А. К вопросу о природе электропластического эффекта в металлах [Текст] / А. А. Копанев // Проблемы прочности. – 1991. – № 1. – С. 47-50.
7. Новогрудский, Л. С. Особенности механического stanu рейок з урахуванням дії силового поля і електричного струму [Текст] / Л. С. Новогрудський, М. Я. Оправхата, Л. В. Зайцева // Вісник Східноукраїнського нац. ун-ту ім. В. Даля. – № 8 [114], ч. 2. – Луганськ: Вид-во СНУ ім. В. Даля, 2007. – С. 165-168.
8. Ахмедзянов, М. Х. О механизме развития контактно-усталостных повреждений в рельсах [Текст] / М. Х. Ахмедзянов // Вестник ВНИИЖТ. – 2003. – № 2. – С. 51-53.
9. Нормативно-техническая документация / МПС РФ [Текст]. – М.: Транспорт, 1993. – 56 с.
10. Новогрудский, Л. С. Влияние импульсов электрического тока на особенности развития разрушения стали 03Х20Н16АГ6 при температуре 4,2 К [Текст] / Л. С. Новогрудский, А. А. Копанев // Проблемы прочности, 1991. – № 1. – С. 45-47.
11. О влиянии электромагнитных воздействий на особенности деформирования и разрушения конструкционных сплавов в интервале температур от 293 до 4,2 К [Текст] / О. Я. Значковский и др. // V Всесоюз. съезд по теор. и прикл. механике (Алма-Ата, 27 мая – 3 июня 1981 г.): Аннот. докл. – Алма-Ата: Наука КазССР, 1981. – С. 166-167.
12. Физические основы и технологии обработки современных материалов. Теория, технология, структура и свойства. – В 2 т. [Текст] / под ред. О. А. Троицкого. – М.: Ин-т компьютерных исследований, 2004.
13. Новиков, Н. В. Установка для исследования влияния электрического тока на механические характеристики металлов в интервале температур 4,2 – 300 К [Текст] / Н. В. Новиков, Л. С. Новогрудский // Завод. лаб., 1979. – 45, № 4. – С. 374-375.
14. ГОСТ 18267-82: Рельсы железнодорожные типов Р50, Р65 и Р75 широкой колеи, термообработанные путем объемной закалки в масле. Технические условия [Текст]. – Введ. 01.01.2005 г.
15. Микляев, П. Г. Анизотропия механических свойств металлов [Текст] / П. Г. Микляев, Я. Б. Фридман. – М.: Металлургия, 1986. – 224 с.
16. Пашолок, И. Л. О возможном повышении износостойкости железнодорожных колес [Текст] / И. Л. Пашолок, В. Б. Харитонов // Вестник ВНИИЖТ. – 1997. – № 1. – С. 32-36.

Надійшла до редколегії 17.07.2008.

А. М. ОРЛОВА (ОАО «НВЦ «Вагоны», Российская Федерация)

ИЕРАРХИЧЕСКИ-ИТЕРАЦИОННЫЙ МЕТОД ВЫБОРА ПАРАМЕТРОВ СИЛОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК И КОНСТРУКТИВНЫХ РЕШЕНИЙ ПОДВЕШИВАНИЯ ТЕЛЕЖЕК ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ, ИНТЕГРИРОВАННЫЙ В КОМПЛЕКСНУЮ МЕТОДИКУ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ХОДОВЫХ ЧАСТЕЙ

У статті запропоновано узагальнений метод аналізу динамічної поведінки, вибору параметрів та конструктивних рішень візків вантажних вагонів, що базується на ієрархії математичних моделей, які описують рух екіпажа з різним рівнем деталізації. Застосування методу показано на прикладі трьохелементного візка.

В статье предложен обобщенный метод анализа динамического поведения, выбора параметров и конструктивных решений тележек грузовых вагонов, основанный на иерархии математических моделей, описывающих движение экипажа с различной степенью детализации. Применение метода показано на примере трехэлементной тележки.

In the article a generalized method of analysis of dynamic behavior, choice of parameters and designs of freight wagon bogies based upon the hierarchy of mathematical models, which describe the vehicle motion with different degree of sophistication, is suggested. The method application is shown on the example of three-piece bogie.

Вопросам совершенствования ходовых частей грузовых вагонов уделяется большое внимание. Однако в рамках неизменных организационных основ систем технического обслуживания и ремонта проектирование новых тележек долгое время было ограничено внесением в состоявшиеся конструкции, такие как ЦНИИ-ХЗ, Y25, Barber, мелких изменений, которые постепенно оттачивались методом проб и ошибок на протяжении практически 50 лет.

На современном этапе в условиях растущих объемов перевозок к конструкциям тележек предъявляются новые противоречивые требования: увеличение скоростей движения, повышение осевых нагрузок при одновременном снижении воздействия на путь, уменьшении износа колес и рельсов в кривых. Чтобы их удовлетворить, тележки грузовых вагонов должны иметь новые концептуальные схемы и проектироваться по новым принципам, поскольку для получения экономического эффекта конструкция должна быть удачной с первого раза.

Когда риск совершения дорогостоящей ошибки высок ввиду отсутствия необходимого опыта, его приходится создавать искусственно. Актуальной становится разработка методов выбора параметров и конструктивных решений подвешивания, позволяющих приобретать понимание закономерностей их связи с показателями ходовых качеств вагона на постепенно усложняющихся математических моделях и

соответственно адаптировать процедуры поиска. В работе для этой цели предложен иерархически-итерационный метод (ИИМ) исследования влияния на показатели ходовых качеств, выбора параметров силовых характеристик и конструктивных решений подвешивания тележек грузовых вагонов, основанный на введенной классификации математических моделей рельсовых экипажей по их назначению.

1. Классификация математических моделей движения грузовых вагонов и компонентов ходовых частей

Научными школами разработаны и эффективно используются модели движения вагона, различающиеся возможностями в решении задач, – описанием движения по прямой или в криволинейных участках пути, выбором рациональных параметров узлов или их реализации и т.д. При этом большинство современных исследователей идут по пути максимального усложнения математических моделей, для получения результата могут требоваться сутки компьютерного времени, а сами результаты носят характер квазиэмпирических зависимостей показателей ходовых качеств от параметров системы, аналогичных экспериментальным данным для натурального вагона, что в предельном случае приводит к непониманию физического смысла наблюдающихся при моделировании явлений.

Разработанная классификация математических моделей движения рельсовых экипажей в зависимости от их назначения (рис. 1) позволяет выбирать необходимый уровень сложности для решаемой задачи или использовать всю совокупность моделей, последовательно усложняя их, для выбора рациональных параметров подвешивания иерархически-итерационным методом.

В разработанной классификации используются следующие термины.

Фундаментальная модель – модель движения экипажа или его частей, позволяющая получить представление о физическом смысле зависимости показателей ходовых качеств от силовых характеристик подвешивания через аналитические формулы или графики, что дает возможность в более сложных моделях проверить соответствие результатов общим представлениям, эффективно организовать последовательность выбора параметров, предварительно определить диапазоны поиска их рациональных значений.



Рис. 1. Классификация математических моделей движения рельсового экипажа

Модель качественного поведения – модель движения вагона, позволяющая изучать устойчивость движения и колебания обрессоренных частей в зависимости от параметров силовых характеристик подвешивания, получать соответствующие качественные зависимости показателей ходовых качеств, что дает возможность проверить результаты, получаемые на функциональных моделях, выделить формы колебаний в пространственном движении вагона, предварительно определить рациональные диапазоны параметров.

Функциональная модель – модель движения вагона, позволяющая получать близкие к натурному эксперименту количественные зависимости показателей ходовых качеств и воздействия на путь от параметров подвешивания, что дает возможность сравнивать показатели с нормативами, уточнять диапазоны параметров, выбранные на качественной модели, или получать параметры в ней отсутствовавшие.

Компонентно-ориентированная функциональная модель – функциональная модель дви-

жения вагона, описание одного или нескольких компонентов подвешивания в которой позволяет определять силовые и кинематические нагрузки на него в различных режимах движения.

Модели компонентов подвешивания позволяют математически описать зависимость силовых характеристик, задающих их поведение в моделях движения вагона, от геометрических, фрикционных, упругих параметров конкретной конструктивной реализации; или исследовать зависимость показателей прочности и долговечности от них под действием нагрузок, определенных в результате расчета или эксперимента.

2. Иерархически-итерационный метод анализа динамического поведения, выбора параметров и конструктивных решений подвешивания тележек грузовых вагонов

Общая схема разработанного ИИМ выбора параметров и конструктивных решений подвешивания тележек приведена на рис. 2.



Рис. 2. Общая схема ИИМ

На первом уровне фундаментальных моделей предложено установить общие закономерности влияния силовых характеристик подвешивания экипажа на показатели его ходовых качеств и использовать их для обоснования последовательности выбора параметров на следующих уровнях. Фундаментальные модели, как правило, дают наиболее широкий базовый диапазон рациональных параметров.

Уровни 2, 3, 4 организованы иерархически, таким образом, что каждый более высокий позволяет выбирать новые параметры (которых не было в моделях предыдущего уровня) или уточнять параметры, для которых на предыдущем уровне выбран рациональный диапазон. Связь между уровнями обеспечена передачей параметров подвешивания или полученных в результате моделирования кинематических и силовых нагрузок.

Если на каком-либо из уровней 2, 3, 4 установлена невозможность выбора рациональных параметров, в рамках метода организована итерация с возвратом к фундаментальным моделям для выявления причин, задания нового базового диапазона параметров и пересмотра последовательности их выбора на следующих уровнях.

3. Пример применения ИИМ к выбору параметров и конструктивных решений подвешивания в трехэлементной тележке

В качестве примера применения ИИМ рассмотрена предварительно выбранная конструктивная схема трехэлементной тележки для осевой нагрузки 25 т и конструкционной скорости

120 км/ч, отличающаяся упругими связями боковых рам с колесными парами и центральным подвешиванием с фрикционным клиновым гасителем колебаний пространственной конфигурации [2, 3, 16].

3.1. Обоснование последовательности выбора и базовых диапазонов параметров подвешивания

Для разработки фундаментальной модели тележки использован подход, разработанный А. Викенсом и Г. Шеффелем, в котором рассматривались две колесные пары, соединенные условной изгибной и сдвиговой жесткостью, [7, 15].

Исследованы формы колебаний извилистого движения [4, 16], позволившие вывести аналитические зависимости обобщенной сдвиговой и изгибной жесткости тележки от параметров подвешивания в плане (рис. 3):

$$K_s = \frac{1}{2a^2} \frac{b^2 K_x K_\psi}{K_\psi + b^2 K_x}, \quad (1)$$

$$K_b = 2c_x b^2, \quad (2)$$

где

$$K_x = \frac{2C_x c_x}{2c_x + C_x}, \quad K_\psi = \frac{2a^2 c_y C_\psi}{2a^2 c_y + C_\psi}$$

– приведенная продольная и угловая жесткость тележки; c_x , c_y – продольная и поперечная жесткость первой ступени подвешивания;

C_x , C_ψ – продольная и угловая жесткость второй ступени подвешивания; $2b$ – расстояние между осями подвешивания; $2a$ – база тележки.

Полученные многовариантными расчетами зависимости критической скорости и фактора износа колес в кривой от изгибной и сдвиговой жесткости (рис. 4, 5) позволили рекомендовать исходные диапазоны и последовательность ИИМ выбора параметров подвешивания трехэлементной тележки:

- для снижения износа колес изгибная жесткость выбирается из диапазона $3 \dots 10$ МН·м/рад, чему соответствует продольная жесткость первой ступени подвешивания $1,5 \dots 5,0$ МН/м, которая подлежит уточнению на функциональной модели движения вагона в кривой;

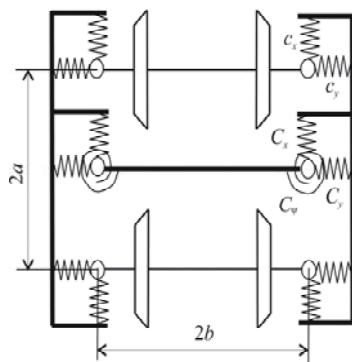


Рис. 3. Схема подвешивания трехэлементной тележки в плане

- сдвиговая жесткость выбирается превышающей $0,5$ МН/м, чему соответствует поперечная жесткость $1,2 \dots 4,0$ МН/м для первой ступени подвешивания, угловая жесткость $1,5 \dots 3,0$ МН·м/рад для центрального подвешивания. Эти параметры и соответствующие нелинейные характеристики должны уточняться на линеаризованных и нелинейных моделях движения вагона из условия достаточности критической скорости;
- так как изгибная и сдвиговая жесткость не зависят от поперечной жесткости центрального подвешивания, ее выбор на функциональной модели определяется обеспечением нормативных показателей ходовых качеств.

3.2. Определение диапазонов параметров подвешивания, обеспечивающих устойчивость движения вагона

Для исследования устойчивости движения разработана линеаризованная модель качественного поведения вагона [5].

Полученные многовариантными расчетами [20] зависимости критической скорости позволили выбрать рациональные диапазоны параметров: продольная жесткость упругой связи колесной пары и боковой рамы не менее $2,5$ МН/м, центрального подвешивания – не менее $1,8$ МН/м для порожнего и $3,0$ МН/м для груженого вагона; угловая жесткость не менее $2,0$ МН·м/рад. Подтверждено отсутствие влияния поперечной жесткости второй ступени подвешивания на критическую скорость.

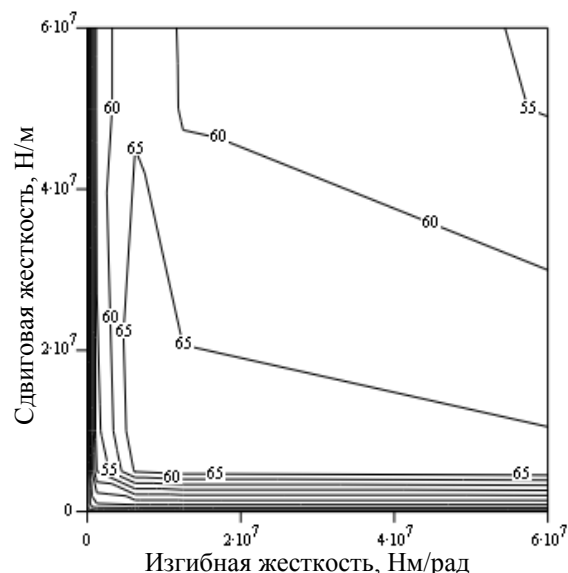


Рис. 4. Критическая скорость (м/с) как функция изгибной и сдвиговой жесткости

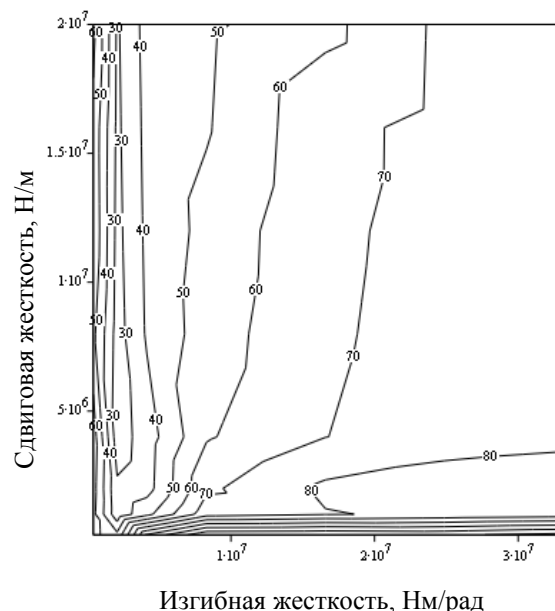


Рис. 5. Суммарный по колесам экипажа фактор износа (Н) при движении в кривой

3.3. Уточнение параметров подвешивания по условиям соответствия показателей ходовых качеств вагона нормативам

В функциональной модели движения вагона учтены нелинейное описание контакта колеса и рельса, фрикционное взаимодействие клиньев с боковыми рамами и наддрессорными балками, нелинейные упругие характеристики центрального подвешивания в вертикальном направлении и в плане, фрикционное взаимодействие кузова вагона с наддрессорной балкой через боковые скользуны и плоский подпятник, ограничители упругих перемещений в ступенях подвешивания [5]. Сравнение зависимостей показателей ходовых качеств от параметров подвешивания с нормативами позволило получить их рациональные диапазоны [20]:

- поперечная жесткость первой ступени подвешивания не более 3,0 МН/м (по критерию коэффициента запаса устойчивости от схода с рельсов порожнего вагона и поперечного ускорения груженого вагона);
- поперечная жесткость второй ступени подвешивания не более 4 МН/м под груженым вагоном и не более 2,5 МН/м под порожним (по критерию поперечного ускорения груженого и порожнего вагона);
- продольная жесткость первой ступени подвешивания не более 5,0 МН/м (по критерию фактора износа и угла набегания колесных пар на рельс).

3.4. Выбор конструкции упругой связи колесной пары с боковой рамой

Рассматривается конструкция подвешивания (рис. 6), в которой в качестве упругих элементов применяются полимерно-металлические шевронные амортизаторы.

Рессорный комплект состоит из двух одинаковых амортизаторов, расположенных симметрично по обеим сторонам адаптера. Полимерные пластины разделены внутренними металлическими листами, установленными параллельно внешним армировочным листам.

Для расчета жесткости шевронных амортизаторов использована компонентная модель, подробно описанная в [4, 9, 10]. Для реализации рациональной жесткости выбрана пара амортизаторов, параметры которых представлены в табл. 1.

Величины продольной, поперечной и вертикальной жесткости пары амортизаторов соответственно составили: 5,0 МН/м; 1,9 МН/м;

16,5 МН/м, что лежит в рациональном диапазоне ближе к его верхней границе.

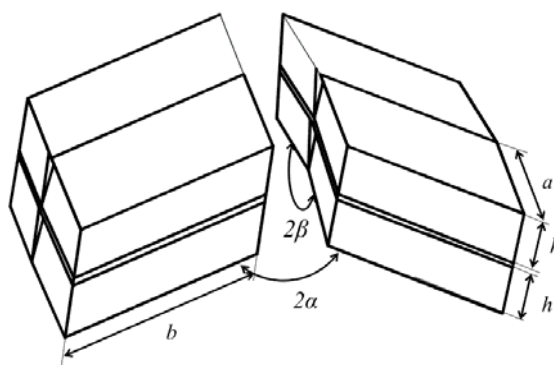


Рис. 6. Расчетная схема пары шевронных амортизаторов

Таблица 1

Параметры пары шевронных амортизаторов, реализующие рациональное сочетание жесткости

Параметр	Обозначение	Значение
Стандартный модуль упругости полимера, МПа	E	7,6
Коэффициент Пуассона	μ	0,49
Количество слоев полимера	–	2
Толщина слоя полимера, мм	h	30
Толщина армирующих пластин, мм	–	5
Угол установки амортизаторов в продольном направлении, °	2α	120
Угол установки амортизаторов в поперечном направлении, °	2β	180
Ширина амортизатора, мм	a	90
Длина амортизатора, мм	b	122

3.5. Выбор конфигурации фрикционных клиньев

Для выявления влияния жесткости накладок и геометрии клина на характеристику сопротивления тележки забеганию боковых рам, в предположении, что поворот наддрессорной балки относительно боковой рамы на угол ψ осуществляется за счет опрокидывания клина вокруг вертикального ребра (рис. 7), обеспечиваемого деформацией накладок на наклонной поверхности и подклиновых пружин, получена аналитическая зависимость [17, 8]:

$$F_x = \begin{cases} \left[2Tq_0 + (C_\psi + 4cq_0^2)\psi \right] / b, \\ \text{если } \psi \leq \psi^*; \\ \left[2Tq_0 + (C_\psi + 4cq_0^2)\psi^* + \right. \\ \left. (C_\psi + 2c_zq_0^2 \operatorname{tg}^2 \alpha)\psi \right] / b, \\ \text{если } \psi > \psi^*; \end{cases} \quad (3)$$

где T – сила на вертикальной поверхности клина от статической нагрузки; $2q_0$ – ширина вертикальной поверхности клина; c – жесткость накладок на сжатие; c_z – вертикальная жесткость пружины под клином; C_ψ – угловая жесткость комплекта пружин; $2b$ – расстояние между осями подвешивания; α – угол между наклонной поверхностью клина и горизонталью; $\psi^* = \frac{f_T T + f_N N \sin \alpha}{2cq_0(f_T - f_N \sin^2 \alpha)}$ – точка перелома

характеристики по условию, что вертикальная компонента силы на наклонных поверхностях становится больше силы трения на вертикальной поверхности; N – нормальная реакция на наклонной поверхности клина; f_T, f_N – коэффициент трения между клином и фрикционной планкой, клином и карманом наддрессорной балки.

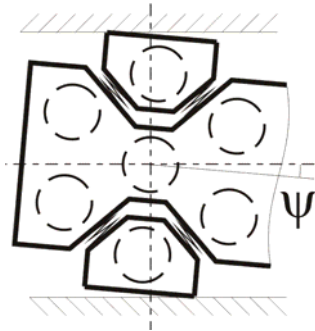


Рис. 7. Перемещение клиньев в плане при повороте наддрессорной балки

Анализ выражения (3) показал, что сопротивление забеганию боковых рам в тележке возрастает в 7,5 раз при увеличении f_N от 0 до 0,25; в 1,8 раза при изменении угла клина от 45 до 55 градусов; в 2,25 раза при росте ширины вертикальной поверхности от 120 до 280 мм.

Для задания геометрии клина исследована нагруженность накладок в режимах движения в кривой [18, 17, 14]. Из квазистатического ре-

шения задачи равновесия в предположении податливости наклонных поверхностей получены выражения величины n и положения L_p , действующей на них силы:

– при приложении продольной силы F_x к наддрессорной балке

$$n = \frac{F_x(1 - f_N \cdot \operatorname{tg} \alpha) + 2P(\operatorname{tg} \alpha + f_N)}{4 \sin \beta \sin \alpha (1 + f_N^2)},$$

$$L_p = -\frac{P}{N}b + \cos \alpha \times$$

$$\times ((1 + f_T \cdot \operatorname{tg} \alpha) \frac{H}{2} +$$

$$+ (1 - f_T \cdot \operatorname{tg} \alpha) a^* -$$

$$-(\operatorname{tg} \alpha + f_T) c^*); \quad (4)$$

– при забегании боковых рам

$$n = c_{\text{экр}} q_0 \sin \beta \sin \alpha \psi^*,$$

$$L_p = L/2, \quad (5)$$

где P – реакция в пружине под клином; β – угол между наклонными поверхностями клина; $c_{\text{экр}}$ – жесткость накладок при приложении нагрузки в продольном направлении; остальные обозначения см. (3) и рис. 8.

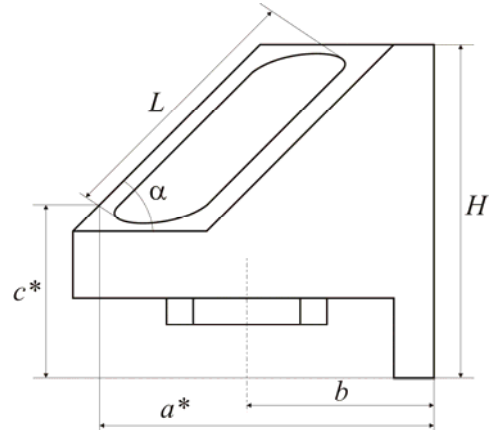


Рис. 8. Геометрические размеры клина

Геометрии клина, обеспечивающей наибольшую долговечность накладок, соответствует угол наклона к горизонтали 55 градусов, угол между наклонными поверхностями не менее 120 градусов, длина выступающей вниз от опорной поверхности пружин вертикальной стенки не более 10 мм.

4. Подтверждение преимуществ выбранных параметров подвешивания и достоверности разработанных моделей по результатам ходовых динамических испытаний вагона и стендовых испытаний конструкций

Ходовыми динамическими испытаниями [1, 11, 13], подтверждены преимущества тележек с выбранными силовыми характеристиками и конструктивной реализацией перед традиционной тележкой модели 18-100 (рис. 9):

- повышение безопасности движения – коэффициент запаса устойчивости от схода с рельсов для груженого вагона увеличился в 1,5 раза; вероятность схода с рельсов порожнего вагона снизилась почти в 3 раза;
- снижение нагруженности боковой рамы – коэффициент вертикальной динамики уменьшился в 1,5 раза; рамная сила – в 1,5...2,0 раза;
- снижение воздействия вагона на путь – динамические силы, действующие от колеса на рельс, снизились в 1,5...3,0 раза.

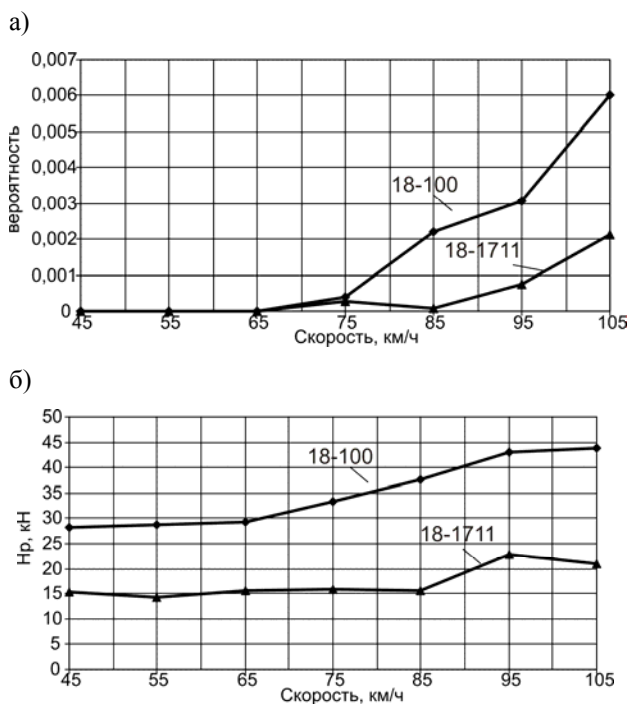


Рис. 9. Сравнение: а – вероятности, что коэффициент запаса устойчивости от схода с рельсов порожнего вагона меньше 1,3; б – рамной силы в груженом вагоне

Сопоставление результатов расчета показателей ходовых качеств на функциональной модели с испытаниями подтвердило ее достоверность: максимальное расхождение по рамной силе не более 11 %, по коэффициенту вертикальной динамики не более 12 %.

Экспериментально показано, что выбранные ИИМ полимерно-металлические амортизаторы упругой связи колесных пар с боковыми рамами реализуют рациональные силовые характеристики и обладают достаточной прочностью и долговечностью [9, 10, 12, 18]:

- по результатам стендовых испытаний определены упругие характеристики, попавшие в рациональный диапазон, максимальное отклонение которых от расчетных не превысило 13 %;
- при ходовых испытаниях измерены относительные перемещения между адаптером и боковой рамой и определены эквивалентные амплитуды деформации: 3 % в вертикальном и 8% в горизонтальном направлении;
- разработана методика и проведены усталостные испытания, по результатам которых установлены пределы выносливости и показатели степени в уравнении кривой усталости в деформациях (18 % и 4 в горизонтальном направлении; 7 % и 3 в вертикальном);
- по результатам ресурсных испытаний пробег амортизаторов в эксплуатации до появления повреждений составил 652 тыс. км, что превышает планируемый пробег между дефовскими ремонтами 500 тыс. км.

Для обеспечения рациональных силовых характеристик центрального подвешивания, прочности и долговечности фрикционных клиньев, выполнена их расчетно-экспериментальная отработка [8, 18, 17]:

- по результатам стендовых испытаний определена характеристика сопротивления тележки забеганию боковых рам (рис. 10), отклонение которой от расчетной не превысило 15 %, и выявлена необходимость повышения сопротивления забеганию под порожним вагоном и жесткости накладок;
- по результатам подъема вагона определен коэффициент относительного трения для новых и изношенных клиньев, отклонение которого от расчетного не превысило 15 %, и выявлена необходимость для его повышения изготавливать клин из чугуна и увеличить его угол наклона к горизонтали до 55 градусов;
- при пробеговых испытаниях получены повреждения в верхней части накладок от действия сжимающих нагрузок, что совпало с результатами оценки распределения давления по наклонной поверхности на модели и показало необходимость изменения материала и формы накладок;

- экспериментальные угол поворота наддрессорной балки относительно боковой рамы и продольная сила, действующая в подвешивании, использованы для определения размаха деформации в верхней части накладки (12,8 % для материала твердостью 65 ShA, 8,2 % для твердости 90 ShA);
- по результатам ресурсных испытаний выбраны материалы, обеспечивающие пробег между ремонтами 500 тыс. км.

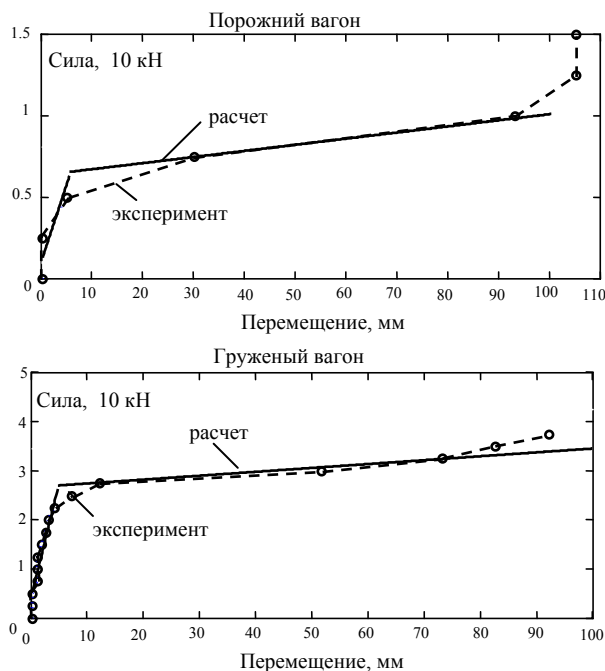


Рис. 10. Характеристика сопротивления подвешивания тележки забеганию боковых рам

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Новая тележка для грузовых вагонов [Текст] / В. М. Бубнов и др. // Железные дороги мира. – 2005. – № 7. – С. 45-48.
2. Тележка двухосная для грузовых вагонов [Текст] / В. А. Волков и др. // Патент № 2 275 308 от 22.06.2004.
3. Бороненко, Ю. П. Двухосная тележка грузового вагона с упругой связью колесной пары и боковой рамы [Текст] / Ю. П. Бороненко, А. М. Орлова, Е. А. Рудакова // Патент на полезную модель № 60 908 от 22.11.2006.
4. Бороненко, Ю. П. Проектирование ходовых частей вагонов. Ч. 1: Проектирование рессорного подвешивания двухосных тележек грузовых вагонов: учеб. пособие (Реком. УМО) [Текст] / Ю. П. Бороненко, А. М. Орлова, Е. А. Рудакова. – СПб.: ПГУПС, 2003. – 74 с.
5. Лесничий, В. С. Компьютерное моделирование задач динамики железнодорожного подвижного состава. Ч. 3: Моделирование динамики грузовых вагонов в программном комплексе

- MEDYNA: учеб. пособие [Текст] / В. С. Лесничий, А. М. Орлова. – СПб.: ПГУПС, 2002. – 35 с.
6. Орлова, А. М. Обоснование возможности реализации рациональной горизонтальной жесткости тележки трехэлементной конструкции [Текст] / А. М. Орлова // Вісник Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. тр-ту ім. акад. В. Лазаряна. – 2004 – Вип. 5. – Д.: Вид-во ДНУЗТ, 2004. – С. 157-162.
7. Wickens A. H. Fundamentals of rail vehicle dynamics: guidance and stability. ISBN 90-265-1946-X [Текст] / A. H. Wickens. – Swetz & Zeitlinger Publishers, 2003. – 282 p.
8. Orlova, A. Identification of parameters for spatial wedge system implemented in freight bogie design [Текст] / A. Orlova // Abstracts of 10th mini conf. on Vehicle System Dynamics, Identification and Anomalies. – Budapest: BUTE, 2006. – P. 30-31.
9. Экспериментально-теоретические исследования надежности полиуретановых упругих элементов в соединении «букса-рама» тележек грузовых вагонов [Текст] / Ю. П. Бороненко и др. // Проблемы прочности материалов и сооружений на транспорте: Тр. VI межд. науч.-техн. конф. – СПб.: ПГУПС, 2004. – С. 71-77.
10. Полиуретановые элементы буксового подвешивания тележек грузовых вагонов [Текст] / Ю. П. Бороненко и др. // Подвижной состав 21 века: идеи, требования, проекты: Сб. науч. статей. – СПб.: ПГУПС, 2003. – С. 39-45.
11. Бороненко, Ю. П. Обобщение накопленного опыта проектирования тележек грузовых вагонов для создания их типоразмерного ряда [Текст] / Ю. П. Бороненко, А. М. Орлова // Вісник Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – Вип. 5. – Д.: Вид-во ДНУЗТ, 2004. – С. 25-30.
12. Орлова, А. М. Усталостные испытания амортизаторов буксового подвешивания тележек грузовых вагонов [Текст] / А. М. Орлова, Е. А. Рудакова // Подвижной состав 21 века: идеи, требования, проекты: Сб. науч. статей. – СПб.: ПГУПС, 2007. – С. 77-81.
13. Результаты ходовых динамических испытаний вагона на опытных тележках модели 18-1711 изготовления ОАО «Мариупольский завод тяжелого машиностроения» [Текст] / В. М. Бубнов и др. // Тез. 65 межд. науч.-практ. конф. «Проблемы и перспективы развития железнодорожного транспорта». – Д.: Изд-во ДНУЖТ, 2005. – С. 30-31.
14. Орлова, А. М. Исследование нагруженности контактных поверхностей фрикционных клиньев [Текст] / А. М. Орлова, Е. А. Рудакова, Е. И. Артамонов // Тез. докл. V межд. науч.-техн. конф. «Подвижной состав 21 века: идеи, требования, проекты». – СПб.: ПГУПС, 2007. – С. 116-118.
15. Orlova, A. Tuning von Güterwagendrehgestellen durch Radsatzkopplungen [Текст] / A. Orlova, Yu. Boronenko, H. Scheffel, R. Fröling, W. Kik //

- ZEVrail Glasers Annalen. – 126 Tagungsband SFT Graz 2002. – P. 270-282.
16. Boronenko, Yu. Influence of construction schemes and parameters of three-piece freight bogies on wagon stability, ride and curving qualities [Текст] / Yu. Boronenko, A. Orlova, E. Rudakova // Vehicle System Dynamics. – 2006. – Vol. 44. – P. 402-414.
 17. Orlova, A. Refining the wedge friction damper of three-piece freight bogies [Текст] / A. Orlova, Yu. Romen // Proc. of 20th int. symp.: Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks. – Berkeley, 2007. – P. 60-61.
 18. Orlova, A. Determining loading conditions and predicting service life of three-piece bogie suspension parts [Текст] / A. Orlova, E. Rudakova, E. Artamonov // Ext. abstracts of 7th int. conf. on Railway bogies and running gears. – Budapest: BUTE, 2007. – P. 40-42.
 19. Бороненко, Ю. П. Тележка для грузовых вагонов, дружественная к пути [Текст] / Ю. П. Бороненко, А. М. Орлова // Сб. докл. науч.-практ. конф. «Инновационные проекты, новые технологии и изобретения». – Щербинка, 2005. – С. 181-183.
 20. Рудакова, Е. А. Выбор основных параметров ходовых частей грузовых вагонов с использованием моделей движения различной степени сложности [Текст] / Е. А. Рудакова // Вісник Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – 2004. – Вип. 5. – Д.: Вид-во ДНУЗТ, 2004. – С. 175-182.

Поступила в редколлегию 23.06.2008.

А. М. ОРЛОВА, В. С. ЛЕСНИЧИЙ, Е. И. АРТАМОНОВ (ОАО «НВЦ «Вагоны», Российская Федерация)

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ СОСТОЯНИЯ ТЕЛЕЖЕК ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ НА БОКОВОЙ ИЗНОС ГРЕБНЕЙ КОЛЕС ПО РЕЗУЛЬТАТАМ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ И ОБСЛЕДОВАНИЯ ВАГОНОВ В ЭКСПЛУАТАЦИИ

У статті викладені результати математичного моделювання зносу гребеня колеса вантажного вагона в залежності від стану візка (зносостійкий профіль колеса, різниця баз по двох сторонах, знос клинів, різниця діаметрів коліс), а також результати обстеження візків в експлуатації. Отримані кореляційні залежності параметрів дозволили оцінити ефективність заходів зі зниження бокового зносу гребенів коліс.

В статье изложены результаты математического моделирования износа гребня колеса грузового вагона в зависимости от состояния тележки (износостойкий профиль колеса, разность баз по двум сторонам, износ клиньев, разность диаметров колес), а также результаты обследования тележек в эксплуатации. Полученные корреляционные зависимости параметров позволили оценить эффективность мер по снижению бокового износа гребней колес.

In the article the results of mathematical simulation of flange wear of freight wagon wheel in dependence on the bogie conditions (wear-resistant wheel profile, difference of bases on both sides, wear of wedge, difference of diameters of wheels) as well as the results of survey of bogies under operation are presented. The obtained correlation relationships of parameters allowed to estimate the efficiency of measures on reducing the side wear of wheel flanges.

Проблеме выявления причин повышенного износа гребней колес в тележках модели 18-100, эксплуатирующихся под грузовыми вагонами, посвящено огромное количество работ. В качестве основных причин этого явления, возникновения которого соответствует восьмидесятым-девяностым годам 20 века, различными авторами предлагались: переход с ширины колеи 1524 мм на ширину колеи 1520 мм, переход с буксовых подшипников скольжения на подшипники качения, повышенное или недостаточное сопротивление повороту тележки под вагоном, недостаточный контроль при ремонте за геометрией тележек в плане и т.д. В данной работе по результатам математического моделирования движения грузового вагона и обследования тележек в эксплуатации предлагается подход к статистической оценке эффективности мероприятий по ужесточению параметров содержания ходовых частей для снижения бокового износа гребней колес.

1. Математическая модель движения грузового вагона и износа профиля колеса

Для исследования влияния состояния тележек на боковой износ гребня с использованием программного комплекса MEDYNA разработа-

на математическая модель движения полувагона с осевой нагрузкой 23,5 т на тележках модели 18-100 [1], характеризующаяся нелинейным описанием взаимодействия бруса – боковая рама, наддрессорная балка – клин, клин – боковая рама, пятник – подпятник, боковых скользунов, с учетом сухого трения и ограничения перемещений. Механическая схема использованных элементов сухого трения представлена на рис. 1.

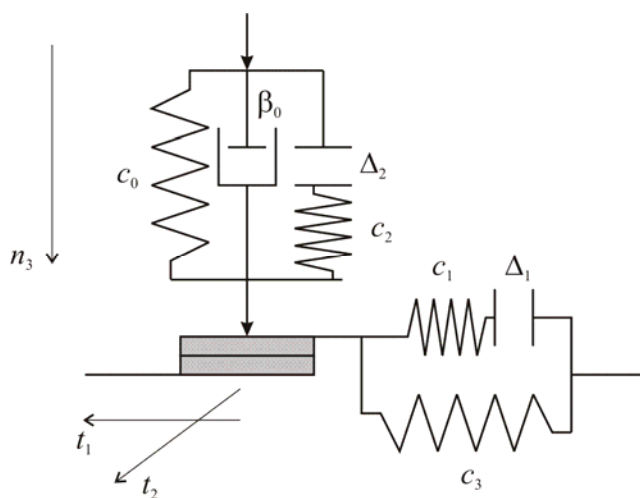


Рис. 1. Механическая схема нелинейного элемента, описывающего работу узлов трения

Контакт колеса с рельсом описывался безмассовым элементом связи, интегрированным в программный комплекс [2] без ограничения на количество пятен контакта. Форма пятна контакта (неэллиптическая), нормальные напряжения и результирующая нормальная сила определялись по взаимному проникновению контактирующих профилей методом Кика-Пиотровски [3], а компоненты крипа и спина – в соответствии с алгоритмом Калкера [2].

Вычисление износа основывалось на теории абразивного износа в соответствии с [4, 5]. Объем изношенного материала пропорционален работе сил трения, причем различаются фазы слабого и сильного износа. Коэффициент пропорциональности между массой изношенного материала и работой сил трения при слабом износе был принят равным $2,25 \cdot 10^{-7}$ г/(Н·м), а при сильном износе $6,25 \cdot 10^{-7}$ г/(Н·м). Мощность сил трения в пятне контакта, отнесенная к его площади, при которой происходит переход от слабого износа к сильному, составляла $4 \cdot 10^6$ Вт/м².

Для расчета износа использовался параллельный дискретный алгоритм. Параллельно производилось вычисление на двух моделях: динамической модели движения экипажа и модели вычисления износа колес. На каждом шаге интегрирования динамической модели вычислялась мощность сил трения в пятнах контакта, которая передавалась в модель вычисления износа. В модели износа вычислялся объем изношенного материала, распределенный по профилю колеса, при этом принималось, что на каждом шаге интегрирования колесо совершает один оборот, и накопленный износ равномерно распределяется по окружности колеса. Вычисленный изношенный профиль передавался в динамическую модель движения, где с ним осуществляется следующий шаг интегрирования.

2. Условия выполнения расчетов и результаты математического моделирования износа

В качестве базового варианта выполнены расчеты для груженого полувагона на тележках модели 18-100 в среднем состоянии (занижение фрикционных клиньев 5 мм, суммарный зазор в буксовом проеме 10 мм вдоль и 9 мм поперек, колесные пары расположены соосно, зазоры в скользунах 8 мм). При начальных условиях ва-

гон имел профили колес по ГОСТ 9036, в процессе интегрирования различались профили колес первой, второй, третьей и четвертой по ходу движения колесных пар (профили колес справа и слева на каждой колесной паре были идентичными).

Расчет износа профилей колес производился при движении по прямой, а также в круговых кривых постоянного радиуса и возвышения наружного рельса для пробега 20 тыс. км. В качестве представительных выбраны кривые радиусом 350 и 650 м с возвышением наружного рельса 100 мм. Расчет производится для скоростей движения: 90 км/ч в кривой радиусом 650 м и в прямой; 60 км/ч в кривой радиусом 350 м. Профиль рельса в прямых участках пути был принят с вертикальным износом 2 мм, в кривых – с боковым износом 6 мм. Реализации случайных неровностей принимались в соответствии с [6].

В качестве основного варьируемого параметра была принята ширина рельсовой колеи, которая изменялась в диапазоне от 1510 мм до 1550 мм. При этом величина зазора в колее (на сторону) при начальных условиях изменялась от 2 до 22 мм.

Боковой износ гребня оценивался суммарной (по всем колесным парам) приведенной (по типам участков пути) величиной по формуле:

$$f_{np} = p_{straight} \sum f_i^{straight} + p_{650} \sum f_i^{650} + p_{350} \sum f_i^{350}, \quad (1)$$

где $p_{straight}$, p_{650} , p_{350} – вероятности движения в прямой, кривой среднего и малого радиуса, соответственно; $f_i^{straight, 650, 350}$ – боковой износ гребня в колесной паре с номером i на прямом участке пути, в кривой радиусом 650 м и 350 м, соответственно. Вероятности движения по различным участкам пути были приняты равными $p_{straight} = 0,75$; $p_{650} = 0,20$; $p_{350} = 0,05$.

Зависимость суммарного приведенного бокового износа гребня от ширины рельсовой колеи для базового варианта приведена на рис. 2. С увеличением ширины рельсовой колеи боковой износ гребней колес снижается, например, при изменении ширины колеи от 1520 мм до 1530 мм – на 30 %, от 1520 до 1525 мм – на 20 %.

Таким образом, изменение ширины рельсовой колеи само по себе не является причиной многократного роста бокового износа гребня.

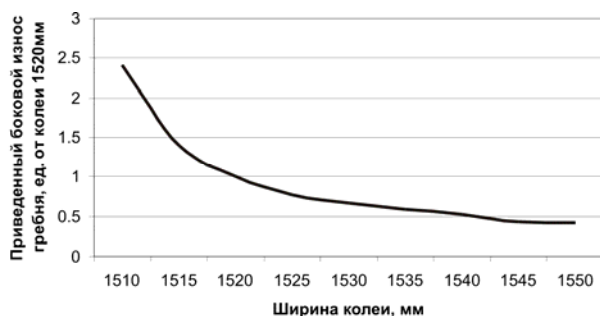


Рис. 2. Зависимость суммарного приведенного бокового износа гребня от ширины рельсовой колеи для базового варианта

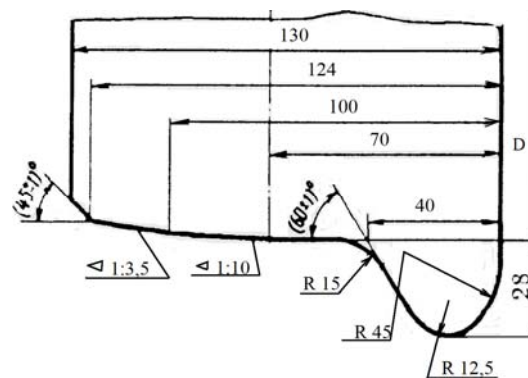
На первом этапе с базовым вариантом сравнивалось использование тележек модели 18-578. Момент сопротивления повороту тележки модели 18-100 под вагоном составил 10,5 Н·м, в тележке модели 18-578 этот момент увеличен до 17,1 Н·м за счет использования боковых скользунов постоянного контакта. Кроме того, боковые скользуны постоянного контакта в тележке модели 18-578 обеспечивают упругое сопротивление перевалке на пятнике, а прогиб пружин подвешивания под брутто вагона увеличен на 19 мм. Тележка модели 18-578 рассматривалась с профилем колес по ГОСТ 9036 (рис. 3а) и с износостойким профилем по ГОСТ 11018 (рис. 3б), отличающимся формой и углом наклона гребня.

Зависимость суммарного приведенного бокового износа гребня от ширины рельсовой колеи для тележки модели 18-578 в сравнении с базовым вариантом приведена на рис. 4. Применение тележек модели 18-578 с профилями колес по ГОСТ 9036 не приводит к существенному изменению бокового износа гребня, при обточке колес по профилю ГОСТ 11018 износ снижается на 10...30 %, причем тем значительнее, чем больше ширина рельсовой колеи.

При рассмотрении влияния завышения клиньев на износ колес было принято, что все клинья в тележках имеют одинаковое завышение, равное 5 мм, которое обеспечивает соответствующее снижение демпфирования колебаний и снижение сопротивления тележки забеганию боковых рам на 18 %. При рассмотрении влияния несоосности колесных пар было принято, что первая и третья колесные пары имеют углы набегания 1,75 мрад (разность баз тележки справа и слева 3,5 мм), а разность баз боковых рам справа и слева составляет 4 мм при одинаковых зазорах в буксовых проемах.

Зависимость суммарного приведенного бокового износа гребня от ширины рельсовой колеи для тележки модели 18-100 с завышением фрикционных клиньев и несоосностью колесных пар в сравнении с базовым вариантом приведена на рис. 5. Равномерное завышение клиньев в тележке практически не влияет на боковой износ гребня, а наличие несоосности колесных пар приводит к его росту в 1,6...2,0 раза.

а)



б)

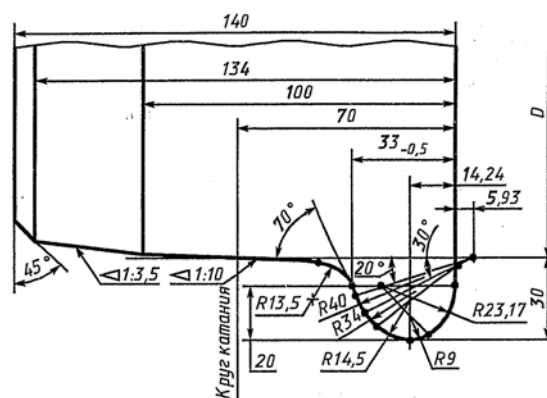


Рис. 3. Геометрия профилей: а) ГОСТ 9036-88; б) ГОСТ 11018-2000

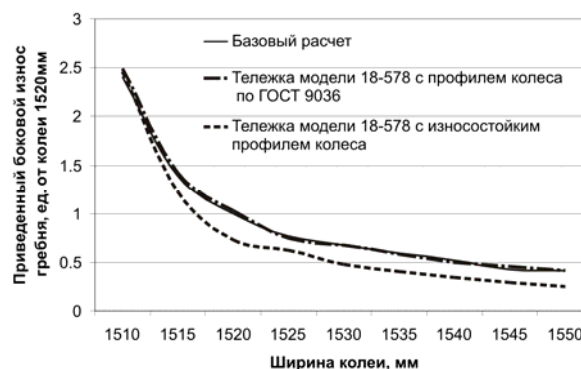


Рис. 4. Зависимость суммарного приведенного бокового износа гребня от ширины рельсовой колеи для тележки модели 18-578 в сравнении с базовым вариантом

Разность диаметров колес в колесных парах рассматривалась в двух вариантах. Сначала все колеса по одной стороне вагона имели диаметр на 2 мм меньше, чем по другой, а затем колеса меньшего диаметра располагались по диагонали в каждой тележке. Результаты, представленные на рис. 6, показывают увеличение бокового износа гребня в 1,2...5,0 раз, причем большая цифра соответствует колесам меньшего диаметра по одной стороне вагона.

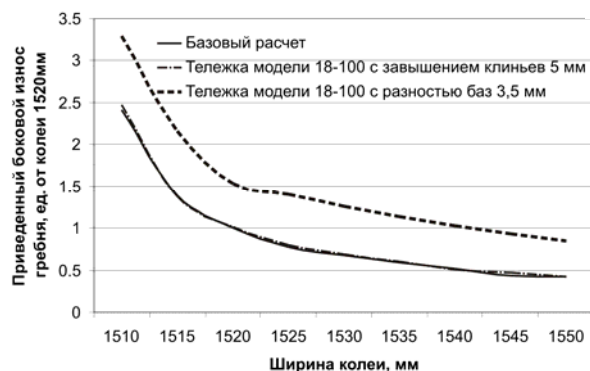


Рис. 5. Зависимость суммарного приведенного бокового износа гребня от ширины рельсовой колеи для тележки модели 18-100 с завышением клиньев и несоосностью колесных пар в сравнении с базовым вариантом

По результатам расчета можно ожидать, что при случайном расположении колес разных диаметров в вагоне и тележке, влияние этого фактора на боковой износ гребня становится незначительным.

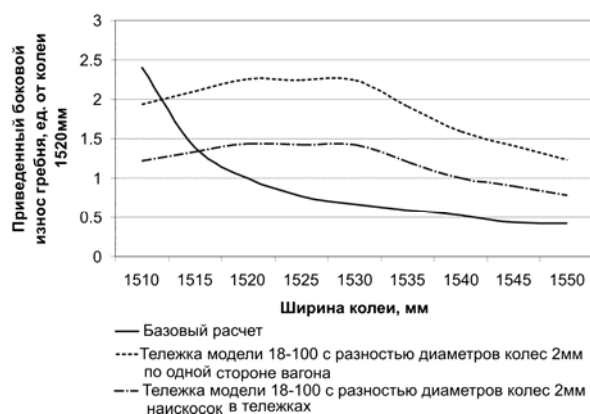


Рис. 6. Зависимость суммарного приведенного бокового износа гребня от ширины рельсовой колеи для тележки модели 18-100 с разностью диаметров колес в сравнении с базовым вариантом

Результаты, полученные методами численного моделирования, позволили количественно оценить влияние некоторых параметров содержания тележек на боковой износ гребня в зависимости от ширины рельсовой колеи. Экспериментальному выявлению аналогичных зависимостей посвящен следующий раздел.

3. Обследование тележек в эксплуатации и выявление корреляционных зависимостей между параметрами их содержания и боковым износом гребня

На втором этапе обследования находящиеся в эксплуатации тележки магистральных грузовых вагонов модели 18-100, модернизированные по проекту М 1698, в количестве 200 шт. и выполнен расчет коэффициентов корреляции между параметрами, характеризующими состояние тележек и колесных пар.

Измерению на колесных парах подвергались расстояние между внутренними гранями колес, диаметры колес, толщина гребня. Соответственно на тележках измерялись расстояние от рабочей поверхности подвижной фрикционной планки (контактной планки) до центра буксы ближайшей колесной пары; расстояние от рабочей поверхности подвижной фрикционной планки (контактной планки) до наружной упорной поверхности буксового проема; зазоры между наружной упорной поверхностью челюстного проёма и корпусом буксы, а также внутренней упорной поверхностью и корпусом буксы; завышение (занижение) клиньев, база тележки по двум сторонам, зазоры в скользящих.

По результатам обмеров установлена наиболее вероятная конфигурация тележки в плане (рис. 7), которая характеризуется «забеганием» боковых рам (за счет неодинакового завышения фрикционных клиньев) и разностью баз по положению осей колесных пар 4,5 мм. Таким образом, в среднем все тележки грузовых вагонов имеют непараллельную установку колесных пар, а неодинаковое завышение фрикционных клиньев приводит к расположению боковых рам, поддерживающих такое размещение колесных пар.

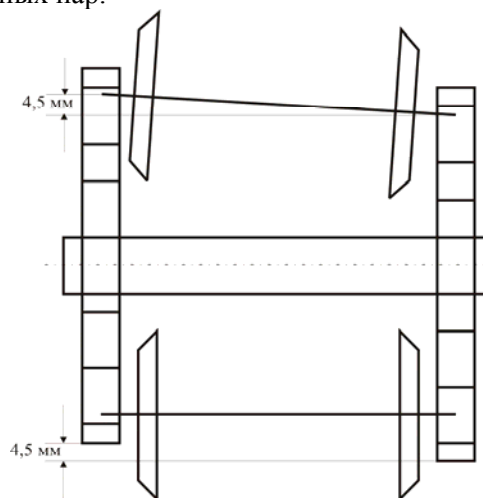


Рис. 7. Представительная конфигурация тележки в плане

Средняя интенсивность бокового износа гребня составила 1,09 мм на 10 тыс. км пробега, а максимальное значение достигало 6,2 мм/10 тыс. км.

Коэффициенты корреляции и количественное влияние разных факторов на интенсивность бокового износа гребня показано в табл. 1.

Изменение ширины колесной колеи (расстояние между внутренними гранями колес плюс толщины гребней) на 1 мм оказывает наибольшее количественное влияние на интенсивность среднего бокового износа гребней колесной пары. Уменьшение ширины колесной колеи на 16 мм (расстояние между внутренними гранями колес 1437 мм и толщина гребня 28 мм в сравнении с расстоянием 1443 мм и толщиной гребня 33 мм) приводит к росту зазора между колесом и рельсом и снижению интенсивности бокового износа гребней на 1,44 мм/10 тыс. км, однако, корреляционная зависимость «слабая» с коэффициентом 0,23.

По аналогии с расчетным результатом, полученным для увеличения ширины рельсовой колеи на 5 мм, о снижении бокового износа на 20 %, уменьшение ширины колесной колеи на 5 мм может привести к снижению износа на 7...40 % в зависимости от сочетания других параметров в тележке.

При увеличении поджатия подклиновых пружин на 1 мм за счет изменения уровня клиньев относительно надрессорной балки интенсивность среднего бокового износа гребней колес уменьшается на 0,02 мм/10 тыс. км, причем корреляционная зависимость «сильная» с коэффициентом 0,53. Отличие от результатов расчета заключается в том, что там рассматривалось одинаковое для всех клиньев завывшение, которое влияло на демпфирование колебаний и связанность боковин в плане. По результатам обмеров было установлено, что в эксплуатации в основном наблюдается неодинаковое завывшение клиньев в тележке, установка надрессорной балки относительно боковых рам идет с перекосом, что далее вызывает перекося колесных пар.

При уменьшении разности зазоров в скользунах тележки (комплексный показатель, в целом характеризующий соотношение в тележке таких параметров, как разность диаметров колес, износ опорных поверхностей буксового проема, неравномерный износ фрикционных клиньев, износ подпятника и скользунов) на 1 мм интенсивность среднего бокового износа гребней колес уменьшается на

0,03 мм/10 тыс. км, причем корреляционная зависимость «средняя» с коэффициентом 0,39.

Таблица 1

Изменение интенсивности бокового износа гребней колес при изменении параметров содержания тележек и колесных пар

Изменяемый параметр содержания	Возможный диапазон изменения при выходе вагона из депо, мм	Величина изменения параметра содержания, мм	Величина изменения интенсивности среднего бокового износа гребней колесной пары, мм/10 тыс. км	Коэффициент корреляции
Ширина колесной колеи	16 (1440 ⁺³ + 2·28 ⁺⁵)	– 1	– 0,09	0,23
Среднее завывшение клиньев в тележке	11 (–8...+3)	– 1	– 0,02	0,53
Разность баз тележки справа и слева при прижатии колесных пар к наружному углу буксового проема	11 (разность баз боковых рам не более 2, зазор в буксовом проеме 6...15)	– 1	– 0,01	0,22
Разность зазоров в скользунах тележки	16	– 1	– 0,03	0,39

При уменьшении возможной разности баз в тележке при прижатии колесных пар к наружному углу буксового проема (определяется разностью баз боковых рам и продольными зазорами в буксовых проемах) на 1 мм интенсивность среднего бокового износа гребней колес уменьшается на 0,01 мм/10 тыс. км, причем корреляционная зависимость «слабая» с коэффициентом 0,22.

Выявленное при обследовании вагонов в эксплуатации влияние параметров содержания тележек на боковой износ гребней колесных пар носит статистический характер, поэтому для оценки одновременного влияния различных факторов разработана приведенная ниже методика.

4. Оценка эффективности мероприятий по уменьшению износа гребней колес

Разработанная методика оценки эффективности мероприятий по уменьшению износа гребней колес основана на вычислении приведенного к парку тележек изменения интенсивности износа гребня с использованием плотностей распределения параметров тележек и их корреляции.

Рассмотрим эффективность ограничения параметра q_j , имеющего в эксплуатации плотность распределения p_j (рис. 8), в диапазоне до q^* . Каждому диапазону Δq_{ij} , имеющему вероятность попадания параметра p_{ij} , соответствует изменение темпа износа гребня колеса равное $(\partial \dot{f} / \partial q_j) \Delta q_{ij}$, где $\partial \dot{f} / \partial q_j$ - производная интенсивности износа гребня по параметру, численно определенная при обследовании тележек (например, табл. 1).

Приведенное изменение интенсивности износа гребня при ограничении параметра q_j до q^* составит:

$$\Delta \dot{f}_j = \frac{\partial \dot{f}}{\partial q_j} \sum_i p_{ij} \cdot \Delta q_{ij} . \quad (2)$$

В предположении, что все параметры, измеренные на тележках, являются независимыми, полное изменение интенсивности износа гребня при введении ограничений на несколько параметров вычисляется суммированием приведенных изменений для каждого параметра.

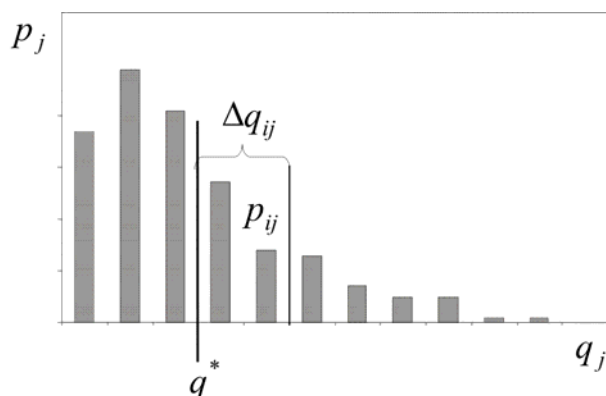


Рис. 8. Плотность распределения параметра q_j

Среди параметров, характеризующих тележки, имеются нормируемые при выходе из деповского ремонта величины. Отклонение от норматива было выявлено по следующим величинам: завышение клиньев более 3 мм у 8,5 %

тележек; продольный зазор в буксовом проеме более 15 мм у 3,6 % тележек; разность баз боковых рам более 2 мм у 81,5 % тележек; суммарный зазор в скользунах более 16 мм у 16 % тележек. Для всех этих параметров, кроме последнего, выявлена значительная корреляция с износом гребней и оценена эффективность обеспечения нормативов, назначенных при выходе из деповского ремонта (вариант 1).

Во втором варианте оценена эффективность мер по ужесточению допусков на параметры, контролируемые при выходе из деповского ремонта, а именно: ограничения завышения клиньев до 0 мм; ограничения продольного зазора в буксовом проеме до 10 мм при соблюдении требования к разности баз тележки при прижатии колесных пар к наружному углу буксового проема 2 мм.

В третьем варианте оценена эффективность мер по введению дополнительных к варианту 2 параметров, контролируемых при выходе из деповского ремонта, а именно: разности зазоров в буксовом проеме на одной колесной паре не более 4 мм; разности зазоров в скользунах тележки не более 3 мм; разности полубаз боковых рам на одной колесной паре (перекос колесной пары относительно надрессорной балки) не более 2 мм.

В четвертом варианте рассмотрены те же параметры, что в варианте 3, но с очень жесткими ограничениями, которых можно добиться только при изменении технологии изготовления тележек и вагонов (в части скользунов).

Кроме того, оценена эффективность ограничения расстояния между внутренними гранями колес до 1440 мм с допуском –3 мм.

Результаты оценки эффективности мероприятий по уменьшению износа гребня показали, что:

1. Обеспечение завышения фрикционных клиньев до 3 мм, продольного зазора в буксовом проеме до 15 мм и разности баз тележки при прижатии букс наружу проемов до 2 мм (на уровне нормативов при выходе из деповского ремонта) позволяет прогнозировать приведенное на парк тележек снижение интенсивности износа гребня на 0,56 мм/10 тыс. км;
2. Введение более жестких ограничений на завышение клиньев до 0 мм, продольный зазор в буксовом проеме до 10 мм и разность баз до 2 мм позволяет прогнозировать приведенное на парк тележек снижение интенсивности износа гребня на 0,86 мм/10 тыс. км;

3. Введение дополнительно к ограничениям по п. 2 требований к разности зазоров в буксовых проемах одной колесной пары до 4 мм, разности зазоров в скользунах тележки до 3 мм позволяет прогнозировать приведенное на парк тележек снижение интенсивности износа гребня на 0,91 мм/10 тыс. км;
4. Введение ограничений, связанных с изменением технологии изготовления тележки, а именно занижение клиньев более 5 мм, продольный зазор в буксовом проеме не более 4 мм, разность баз боковых рам не более 2 мм, разность зазоров в буксовых проемах одной колесной пары не более 1 мм, разность зазоров в скользунах не более 1 мм, позволяет прогнозировать приведенное на парк тележек снижение интенсивности износа гребня на 3,05 мм/10 тыс. км.

Таким образом, для значительного уменьшения износа гребней колес необходимо существенное изменение технологии изготовления и ремонта тележек, позволяющих обеспечить повышенные требования к допускам на завышение клиньев, продольный зазор в буксовом проеме и их разность на одной колесной паре, разность баз боковых рам, разность зазоров в скользунах.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Лесничий, В. С. Компьютерное моделирование задач динамики железнодорожного подвижного состава. Ч. 3: Моделирование динамики грузовых вагонов в программном комплексе MEDYNA: учеб. пособие [Текст] / В. С. Лесничий, А. М. Орлова. – СПб.: ПГУПС, 2002. – 35 с.
2. Medyna / Arge Care, Computer Aided Railway Engineering. Руководство пользователя [Текст] / под. ред. Ю. П. Бороненко. – СПб.: НВЦ «Вагоны», 1997. – 8 кн.
3. Kik, W. A fast, approximate method to calculate normal load at contact between wheel and rail and creep forces during rolling [Текст] / W. Kik, J. Piotrowski // I. Zobory (Ed.), Proc. of the 2nd Mini-Conf. of Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems. – Budapest (Hungary).
4. Archard, J. F. Contact and rubbing of flat surfaces [Текст] / J. F. Archard // J. Appl. Phys.. – 1953. – Vol. 24, No. 8. – P. 981-988.
5. Kragelsky, I. V. Friction and wear. Calculation methods [Текст] / I. V. Kragelsky, M. N. Dobychin, V. S. Komalov. – Pergamon Press, 1982.
6. РД 32.68-96. Руководящий документ. Расчётные неровности железнодорожного пути для использования при исследованиях и проектировании пассажирских и грузовых вагонов [Текст]. – Введ. 01.01.97. – М.: ВНИИЖТ, 1996. – 17 с.

Поступила в редколлегию 23.06.2008.

А. М. ОРЛОВА, В. С. ЛЕСНИЧИЙ (ОАО «НВЦ «Вагоны», Российская Федерация),
Б. В. ХАРИТОНОВ (ООО «Трансолушнз СНГ», Российская Федерация)

ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ПРИМЕНЕНИЯ КОМПЛЕКСНОЙ МОДЕРНИЗАЦИИ ХОДОВЫХ ЧАСТЕЙ ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ С УСТАНОВКОЙ ИЗНОСОСТОЙКИХ ЭЛЕМЕНТОВ КОМПАНИИ А. СТАКИ И АМСТЕД РЕЙЛ

У статті виконано порівняння візків моделі 18-100 з варіантами їх модернізації за проектами М1698 та С03.04 за вартістю, витратами на депо́вський та поточний відцепний ремонт. Результати порівнюються за величинами чистого дисконтованого доходу (NPV) та строку окупності.

В статье выполнено сравнение тележек модели 18-100 с вариантами их модернизации по проектам М1698 и С03.04 по стоимости, затратам на депо́вской и текущий отцепочный ремонт. Результаты сравниваются по величинам чистого дисконтированного дохода (NPV) и срока окупаемости.

In the paper the comparison of bogies of model 18-100 with variants of their modernization according to projects M1698 and C03.04 on cost, expenses for depot and running detached repairs is performed. The results are compared on values of the net discounted income (NPV) and the period of justification of expenses.

1. Цель технико-экономического обоснования

Целью технико-экономического обоснования являлся расчет экономической эффективности применения комплексной модернизации тележек модели 18-100 по проекту С 03.04 с установкой износостойких элементов компании «А. Стаки» и «Амстед Рейл» в грузовых вагонах собственности ОАО «РЖД» и операторских компаний в сравнении с модернизацией по проекту М1698 или вагонами без модернизации с учетом различных сроков их проведения.

Основными задачами технико-экономического обоснования являлись:

- определение экономической эффективности от снижения затрат на текущий отцепочный ремонт (ТОР) вагонов;
- определение экономической эффективности от снижения затрат на плановые виды ремонта вагонов;
- определение экономической эффективности от уменьшения времени простоя вагона в текущем отцепочном ремонте.

2. Объекты исследования

Модернизация по проекту М1698 включает в себя установку износостойких элементов из стали 30ХГСА: на опорную поверхность буксового проёма, в подпятник и на фрикционную планку, а также фрикционных клиньев из чугуна СЧ25. Проект С 03.04 отличается установкой объёмно-закалённой фрикционной планки,

клиньев из высокопрочного чугуна с уретановой накладкой на наклонную поверхность, упруго-катковых скользунов ISB-12, полимерной прокладки в подпятник и обточкой колёс по профилю ИТМ-73.

При оценке экономической эффективности проекта сравнивались варианты модернизации тележек универсальных полувагонов собственности ОАО «РЖД» и универсальных полувагонов собственности операторских компаний с базовыми вариантами:

Универсальные полувагоны собственности ОАО «РЖД»:

Новый вагон, при постройке установленный на тележки или вагон эксплуатационного парка при депо́вском ремонте установленный на тележки:

- модели 18-100, модернизированные по проекту М1698;
- модели 18-100 с комплексной модернизацией по проекту С 03.04.

Универсальные полувагоны собственности операторской компании:

Новый, при постройке установленный на тележки или вагон эксплуатационного парка при депо́вском ремонте установленный на тележки:

- модели 18-100 без модернизации;
- модели 18-100, модернизированные по проекту М1698;

- модели 18-100 с комплексной модернизацией по проекту С 03.04.

Принималось, что поступление вагонов на тележках модели 18-100 без модернизации в плановые виды ремонта производится:

- через 210 тыс. км после постройки; через 160 тыс. км после капитального ремонта, через 110 тыс. км между деповскими ремонтами;
- через 3 года после постройки; через 2 года после капитального ремонта; через 1 год между деповскими ремонтами.

Для вагонов на тележках модели 18-100 с модернизацией по проекту М1698 и по проекту С 03.04:

- через 210 тыс. км после постройки; через 160 тыс. км после капитального ремонта, через 160 тыс. км между деповскими ремонтами;
- через 3 года после постройки; через 2 года после капитального ремонта; через 1 год между деповскими ремонтами.

При расчетах с учётом поступления в ремонт по сроку принимался среднесуточный пробег равный 330,8 км, что соответствовало среднесетевому для полувагонов ОАО «РЖД» и других собственников.

3. Затраты на проведение модернизации, текущий отцепочный и плановые виды ремонта вагона

При расчете начальных затрат на приобретение нового вагонокомплекта тележек в зависимости от проекта модернизации, на модернизацию тележек модели 18-100 при первом плановом ремонте вагона, на текущий отцепочный и плановые виды ремонта вагона учитывались только те показатели, где наблюдалась разница в расчётном и базовом вариантах.

Для оценки затрат были получены сведения о ценах: на детали тележки и элементы модернизации по проекту М1698 – от Росжелдорснаба, на технологические операции – от Октябрьской дирекции по ремонту вагонов – филиала ОАО «РЖД», на элементы модернизации по проекту С 03.04 – от фирм «А. Стаки» и «Амстед Рейл».

Разница в затратах ОАО «РЖД» и операторских компаний на приобретение комплектующих не учитывалась. Стоимость технологических операций в депо и на ПТО, находящихся в собственности ОАО «РЖД», для других собственников была увеличена на норму прибыли 35 %.

Анализ затрат на приобретение или модернизацию вагонокомплекта тележек показал:

1. Вариант тележек модели 18-100, модернизированных по проекту М1698, – дорожке тележек модели 18-100 без модернизации на **4,3 тыс. руб.**;
2. Вариант тележек модели 18-100, модернизированных по проекту С 03.04, – дорожке тележек модели 18-100 без модернизации на **19,2 тыс. руб.** для ОАО «РЖД», и на **19,6 тыс. руб.** для других собственников;
3. Вариант проведения комплексной модернизации по проекту С 03.04 при деповском ремонте дорожке модернизации при деповском ремонте по проекту М1698 на **17,0 тыс. руб.** для ОАО «РЖД» и на **17,4 тыс. руб.** для других собственников.

В расчёте затрат на текущий отцепочный ремонт были учтены факторы, перечисленные в табл. 1.

В расчёте затрат на плановый ремонт были учтены факторы, перечисленные в табл. 2.

Основные преимущества проекта С 03.04 заключаются в уменьшении частоты отцепок в текущий отцепочный ремонт вагона по причине неисправностей колёс, букс, завышения клиньев, несоответствия зазора в скользунах. В плановых видах ремонта замена клиньев, скользунов прокладок в подпятник производится через 1 млн км.

Все варианты модернизации тележек дают экономию суммарных затрат на плановый и текущий отцепочный ремонт вагона в сравнении с тележкой модели 18-100.

Результаты представлены в порядке убывания эффективности модернизации ОАО «РЖД» / другой собственник:

- 18-100 с модернизацией по проекту С 03.04 при ремонте по пробегу – **310/340 тыс. руб.**;
- 18-100 с модернизацией по проекту М1698 при ремонте по пробегу – **153/211 тыс. руб.**;
- 18-100 с модернизацией по проекту С 03.04 при ремонте по сроку – **181/166 тыс. руб.**;
- 18-100 с модернизацией по проекту М1698 при ремонте по сроку – **20/30 тыс. руб.**

При этом тележка 18-100 с модернизацией по проекту М1698 даёт дополнительные расходы на текущий отцепочный ремонт (0,2...0,5 тыс. руб.) за счёт более частого попадания тележки в ремонт по неисправностям клиньев, износостойких скоб в буксовых проёмах, скользунов, а тележка 18-100 с модернизацией по проекту С 03.04 при ремонте по сроку – дополнительные расходы на плановые ремонты

(25/33 тыс. руб.) за счёт высокой стоимости клиньев и упруго-катковых скользунов.

Применение рассматриваемых модернизаций ведёт не только к изменению расходов, связанных с текущим отцепочным ремонтом, но и к появлению дополнительных доходов, связанных с увеличением длительности нахождения вагона в рабочем парке.

Учёт дополнительных доходов производится умножением разности частоты попадания в текущий отцепочный ремонт на среднее по сети железных дорог время простоя вагона в текущем отцепочном ремонте и среднюю стоимость аренды полувагона.

Таблица 1

Факторы, учтённые в разности затрат на текущий отцепочный ремонт вагона

№ п/п	Фактор	Разность затрат на текущий отцепочный ремонт вагона на тележках					
		18-100		18-100, модернизированных по проекту М1698		18-100, модернизированных по проекту С 03.04	
		частота отцепок	стоимость ремонта	частота отцепок	стоимость ремонта	частота отцепок	стоимость ремонта
1	2	3	4	5	6	7	8
1	Замена колесной пары по причине дефектов: - навар; - ползун; - выщербины; - остроконечный накат гребня	по статистическим данным	стоимость колесной пары с буксами	не изменяется	стоимость колесной пары с буксами	не изменяется	стоимость колесной пары с буксами
2	Замена колесной пары по причинам естественного износа: - прокат; - тонкий гребень; - кольцевые выработки; - тонкий обод	по статистическим данным	стоимость колесной пары с буксами	по статистическим данным	стоимость колесной пары с буксами	снижается пропорционально темпу износа	стоимость колесной пары с буксами
3	Замена колесной пары по причине неисправностей букс: - нагрев букс; - сдвиг букс	по статистическим данным	стоимость колесной пары с буксами	не изменяется	стоимость колесной пары с буксами	снижается пропорционально боковой силе	стоимость колесной пары с буксами
4	Замена пары фрикционных клиньев по причине завышения	по статистическим данным	стоимость клиньев СЧ-25	не изменяется	стоимость клиньев СЧ-25	снижается пропорционально темпу завышения клина при износе	стоимость клиньев с уретановыми накладками
5	Замена фрикционного клина по причине трещины или излома	по статистическим данным	стоимость клиньев СЧ-25	не изменяется	стоимость клиньев СЧ-25	снижается пропорционально повышению механических свойств материала	стоимость клиньев с уретановыми накладками

Таблица 1 (продолжение)

1	2	3	4	5	6	7	8
6	Замена полимерной накладки клина по причине неисправности	—	—	—	—	по статистическим данным	стоимость уретановой накладки
7	Замена фрикционной планки по причине трещины или откола	по статистическим данным	стоимость фрикционной планки	по статистическим данным	стоимость фрикционной и контактной планки	снижается пропорционально повышению механических свойств материала	стоимость упрочненной фрикционной планки
8	Замена деталей скользуна по причинам: - ослабление крепления; - износ колпака; - отсутствие колпака; - излом или трещины колпака	по статистическим данным	стоимость колпака скользуна	не изменяется	стоимость колпака скользуна	—	—
9	Замена наддрессорной балки по причине излома или трещины опоры скользуна	по статистическим данным	стоимость наддрессорной балки	не изменяется	стоимость наддрессорной балки	—	—
10	Замена деталей скользуна по причинам: - выпадение ролика скользуна; - излом или просадка упругого элемента	—	—	—	—	по статистическим данным	стоимость деталей упруго-каткового скользуна
11	Регулировка зазоров между скользуном тележки и кузова вагона по причине несоответствия	по статистическим данным	стоимость технологической операции	не изменяется	стоимость технологической операции	—	—
12	Замена опорной прокладки в буксовом проёме по причине неисправности (отколы, трещины)	—	—	по статистическим данным	стоимость опорной прокладки	—	—
13	Отцепка вагона в ТОР	суммарная частота отцепок	стоимость технологических операций	суммарная частота отцепок	стоимость технологических операций	суммарная частота отцепок	стоимость технологических операций

Факторы, учтённые в разности затрат на плановый ремонт вагона

№ п/п	Фактор	Разность затрат на плановый ремонт вагона на тележках					
		18-100		18-100, модернизированных по проекту М1698		18-100, модернизированных по проекту С 03.04	
		периодичность замены	стоимость ремонта	периодичность замены	стоимость ремонта	периодичность замены	стоимость ремонта
1	Плановая замена вагонокомплекта фрикционных клиньев	при каждом ремонте	стоимость комплекта клиньев СЧ-25	при каждом ремонте	стоимость комплекта клиньев СЧ-25	через 1 млн км	стоимость комплекта клиньев с уретановыми накладками
2	Наплавка и механическая обработка карманов надрессорной балки	при каждом ремонте	стоимость технологической операции	при каждом ремонте	стоимость технологической операции	Одновременно с заменой фрикционных клиньев	стоимость технологической операции
3	Замена колпака скользуна	по нормам расхода материалов	стоимость колпака скользуна	по нормам расхода материалов	стоимость колпака скользуна	—	—
4	Замена упруго-каткового скользуна	—	—	—	—	через 1 млн км	стоимость комплекта скользунов без корпусов
5	Замена прокладки в подпятнике	—	—	по нормам расхода материалов	стоимость прокладки	через 1 млн.км	стоимость прокладки
6	Наплавка бурта подпятника	пропорционально темпу износа	стоимость технологической операции	пропорционально темпу износа	стоимость технологической операции	изменяется пропорционально изменению темпа износа	стоимость технологической операции
7	Замена колесной пары при достижении минимальной толщины обода	пропорционально темпу износа	стоимость колесной пары с буксами	не изменяется	стоимость колесной пары с буксами	снижается пропорционально глубине износа гребня	стоимость колесной пары с буксами
8	Ремонт буксовых узлов	при каждом ремонте	стоимость технологической операции	при каждом ремонте	стоимость технологической операции	при каждом ремонте	стоимость технологической операции
9	Плановая замена кассетных подшипников и адаптеров	—	—	—	—	—	—
10	Замена боковой рамы в случае ненормативного износа опорной поверхности	по статистическим данным	стоимость боковой рамы	—	—	по статистическим данным	стоимость боковой рамы
11	Замена опорной прокладки в буксовом проёме по причине предельного износа	—	—	по статистическим данным	стоимость опорной прокладки	—	—

Частота попадания в текущий отцепочный ремонт у вагона на тележках 18-100, модернизированных по проекту М1698, по сравнению с тележкой 18-100 практически не изменилась, а у вагона на тележках 18-100, модернизированных по проекту С 03.04, снизилась на 30 %, то есть для этих вагонов наблюдается дополнительный доход от снижения времени простоя в текущем отцепочном ремонте.

4. Методика и результаты технико-экономического расчёта

Расчёты выполнены согласно требованиям «Методических рекомендаций по оценке инвестиционного проекта на железнодорожном транспорте» № В-1024У с помощью компьютерного программного продукта «Альт-Инвест».

Оценка эффективности инвестиционных проектов произведена на основе бюджетного подхода, суть которого заключается в разбиении горизонта планирования на интервалы планирования, каждый из которых рассматривается с точки зрения притоков и оттоков денежных средств.

Горизонт исследования равен сроку жизни проектов: 22 года для новых вагонов и 19 лет для модернизированных при первом деповском ремонте вагонов. Коэффициент дисконтирования (ставка сравнения) для всех вариантов расчёта принят в размере 10 %.

Для принятия решения об эффективности проекта использованы критерии чистого дисконтированного дохода (NPV) и дисконтированного срока окупаемости.

Результаты расчёта основных показателей эффективности проектов приведены в табл. 3 и 4. В последнем столбце каждому варианту присвоен ранг в порядке убывания экономической эффективности.

5. Заключение по результатам технико-экономического расчёта

Выполненный расчет экономической эффективности вариантов модернизации тележек модели 18-100 и их ранжирование по величине чистого дисконтированного дохода (NPV) показали:

1. Наиболее эффективными для ОАО «РЖД» являются (в порядке убывания NPV):
 - проведение тележкам нового вагона комплексной модернизации по проекту С 03.04 в сравнении с базовым вариантом – новым вагоном на тележках модели 18-100 с модернизацией по проекту М1698 (ремонт вагонов по пробегу обеспечивает большую экономическую эффективность по сравнению с ремонтом по сроку). Дисконтирован-

ный срок окупаемости составляет 2,1 и 2,3 года, соответственно, что в 2 раза короче, чем для остальных вариантов (не менее 5,6 лет);

- проведение тележкам комплексной модернизации по проекту С 03.04 при первом деповском ремонте, в сравнении с модернизацией по проекту М1698 (ремонт вагонов по сроку обеспечивает большую экономическую эффективность по сравнению с ремонтом по пробегу). Модернизация окупается для вагонов не старше 15 лет;
2. Для операторской компании наиболее эффективными являются (в порядке убывания NPV):
 - проведение тележкам нового вагона комплексной модернизации по проекту С 03.04 в сравнении с новым вагоном на тележках модели 18-100 без модернизации (ремонт вагонов по пробегу обеспечивает большую экономическую эффективность по сравнению с ремонтом по сроку);
 - проведение тележкам нового вагона комплексной модернизации по проекту С 03.04 в сравнении с новым вагоном на тележках модели 18-100 с модернизацией по проекту М1698 (ремонт вагонов по пробегу обеспечивает большую экономическую эффективность по сравнению с ремонтом по сроку). При этом дисконтированный срок окупаемости 2,2 и 2,4 года соответственно, что практически в 2 раза короче, чем для всех других вариантов (не менее 5,0 лет);
 - проведение тележкам комплексной модернизации по проекту С 03.04 при первом деповском ремонте, в сравнении с тележкой модели 18-100 без модернизации при условии, что вагон ремонтируется по пробегу. Модернизация окупается для вагонов не старше 15 лет;
 - проведение тележкам модернизации по проекту М1698 при первом деповском ремонте, в сравнении с тележкой модели 18-100 без модернизации при условии, что вагон ремонтируется по пробегу. Модернизация окупается для вагонов не старше 15 лет.
 3. Неэффективными (отрицательный NPV) для операторской компании являются:
 - проведение тележкам нового вагона модернизации по проекту М1698 в сравнении с новым вагоном на тележках модели 18-100 без модернизации (при ремонтах по пробегу или по сроку);
 - проведение тележкам модернизации по проекту М1698 при первом деповском ремонте в сравнении с вагоном на тележках модели 18-100 без модернизации с учетом затрат на ремонт вагонов по сроку.

Таблица 3

Интегральные показатели экономической эффективности вариантов для ОАО «РЖД»

№ варианта	Расчетный вариант	Базовый вариант	Срок планирования, лет	Проведение плановых видов ремонта	Дисконтированный срок окупаемости, лет	NPV, тыс. руб.	Ранг
1	Новый вагон на тележках модели 18-100 с модернизацией по проекту С03.04	Новый вагон на тележках модели 18-100 с модернизацией по проекту М1698	22	по пробегу	2,1	45	I
2				по сроку	2,3	44	
3	Вагон на тележках модели 18-100, прошедший модернизацию по проекту С03.04 при первом ДР	Вагон на тележках модели 18-100, прошедший модернизацию по проекту М1698 при первом ДР	19	по пробегу	6,8	18	II
4				по сроку	6,2	19	

Таблица 4

Интегральные показатели экономической эффективности вариантов для операторской компании

№ варианта	Расчетный вариант	Базовый вариант	Срок планирования, лет	Проведение плановых видов ремонта	Дисконтированный срок окупаемости, лет	NPV, тыс. руб.	Ранг
1	Новый вагон на тележках модели 18-100 с модернизацией по проекту М1698	Новый вагон на тележках модели 18-100	22	по пробегу	8,4	-3	–
2				по сроку	12,3	-1	–
3	Новый вагон на тележках модели 18-100 с модернизацией по проекту С03.04	Новый вагон на тележках модели 18-100	22	по пробегу	5,0	37	I
4				по сроку	5,5	36	
5	Новый вагон на тележках модели 18-100 с модернизацией по проекту С03.04	Новый вагон на тележках модели 18-100 с модернизацией по проекту М1698	22	по пробегу	2,2	35	II
6				по сроку	2,4	34	
7	Вагон на тележках модели 18-100, прошедший модернизацию по проекту М1698 при первом ДР	Вагон на тележках модели 18-100	19	по пробегу	6,1	15	IV
8				по сроку	-	-6	
9	Вагон на тележках модели 18-100, прошедший модернизацию по проекту С03.04 при первом ДР	Вагон на тележках модели 18-100	19	по пробегу	6,9	27	III
10				по сроку	13,7	7	VI
11	Вагон на тележках модели 18-100, прошедший модернизацию по проекту С03.04 при первом ДР	Вагон на тележках модели 18-100, прошедший модернизацию по проекту М1698 при первом ДР	19	по пробегу	12,9	10	V

Поступила в редколлегию 23.06.2008.

СИСТЕМА ДИАГНОСТИКИ ПУТИ НА СОВРЕМЕННОМ ЭТАПЕ

У статті наведений опис системи діагностики колії на сучасному етапі.

В статье дано описание системы диагностики пути на современном этапе.

In the paper a system of rail track diagnostics at modern stage is described.

Задачей системы диагностики пути является своевременное выявление расстройств, угрожающих безопасности движения, нарушающих установленный ход перевозочного процесса или требующих неотложного или планового проведения профилактических работ.

Постоянное развитие отдельных средств диагностики и расширение их функциональных возможностей при отсутствии единой системы сбора и обработки данных приводит к появлению избыточной, неиспользуемой на практике информации и неоправданному усложнению средств первичного контроля.

В мировой практике четко проявляется тенденция развития вертикально интегрированной системы функциональной диагностики, когда каждое диагностическое средство предназначено для получения необходимой информации на соответствующем уровне управления, обладающем возможностью адекватно реагировать на эту информацию.

Наибольший интерес представляет разрабатываемая в ряде стран «диагностическая пирамида», когда на первичном уровне используется информация от многочисленных относительно дешевых диагностических средств, а усложнение и количество диагностических средств каждого более высокого уровня определяется сложностью и объемом решаемых задач.

Составной частью диагностических систем должны являться программы и средства аналитической обработки получаемых данных с выдачей информации в необходимом объеме и степени детализации на каждый уровень управления.

Концепция построения комплексной системы диагностики состояния инфраструктуры включает три основные составляющие:

- методология построения системы;
- технические средства решения поставленных задач;
- система принятия решения по управле-

нию техническим состоянием инфраструктуры на базе обратной связи с лицом, принимающим решение на соответствующем уровне управления.

Целью создания системы комплексной диагностики состояния инфраструктуры, в первую очередь пути, является обеспечение устойчивого функционирования этой основной части инфраструктуры во всем возможном диапазоне условий эксплуатации.

Система должна включать:

- комплексную оценку технического состояния объектов инфраструктуры;
- оценку эффективности деятельности структурных подразделений по техническому обслуживанию объектов инфраструктуры.

Поставленная цель обеспечивается решением следующих задач:

- непрерывный мониторинг технического состояния инфраструктуры, в том числе:
 - выявление внезапно возникших расстройств, угрожающих безопасности движения;
 - выявление систематических расстройств на ранней стадии их развития для проведения профилактических мероприятий;
 - выявление условий, могущих привести к появлению расстройств, для предупреждения их появления;
 - оценка уровня воздействия подвижного состава на путь для определения соответствия несущей способности пути уровню воздействия;
 - выявление и отбраковка неисправных единиц подвижного состава, угрожающих безопасности движения или могущих привести к внезапным расстройствам пути;

- контроль и анализ текущего содержания и качества ремонта инфраструктуры;
- рациональное использование инвестиций, направляемых на содержание инфраструктуры;
- обоснованное установление скоростей движения поездов и контроль за соблюдением режима ведения поездов локомотивными бригадами;
- контроль и анализ отказов элементов инфраструктуры;
- совершенствование технологии организации ремонта инфраструктуры, в том числе:
 - определения потребности в проведении ремонтных работ на основе результатов комплексной диагностики;
 - оценки качества выполнения ремонтных работ.

Поступила в редколлегию 23.06.2008.

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ КАЧЕСТВ СОЧЛЕНЕННОГО ВАГОНА-ПЛАТФОРМЫ НА МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЯХ

Робота присвячена дослідженню динамічних якостей з'єднаного зчеп двох 18 м вагонів-платформ з установкою зйомного обладнання для перевезення трьох 40-футових контейнерів, розробленого ВАТ «НВЦ «Вагоны» за замовленням ВАТ «ТрансКонтейнер». Проведені розрахунки дозволили визначити схеми завантаження, що забезпечують нормативні показники ходових якостей та безпеки руху.

Работа посвящена исследованию динамических качеств сочлененного сцепа двух 18 м вагонов-платформ с установкой съемного оборудования для перевозки трех 40-футовых контейнеров, разработанного ОАО «НВЦ «Вагоны» по заказу ОАО «ТрансКонтейнер». Проведенные расчеты позволили определить схемы погрузки, обеспечивающие нормативные показатели ходовых качеств и безопасности движения.

The paper is devoted to the study of dynamic qualities of combined tractive connection of two 18 m platform wagons with installing the removable equipment for transportation of three 40-foot containers developed by the JSC «NVTs «Vagony» according to order of the JSC «TransContainer». The calculations performed allowed determining the schemes of loading ensuring the normative indices of running qualities and traffic safety.

1. Особенности конструкции и модели движения сочлененного вагона-платформы

Сочлененный вагон-платформа состоит из двух 18 м вагонов-платформ (модели 13-470), на которые установлено съемное оборудование для перевозки трех 40-футовых контейнеров (рис. 1). Связь рам между собой осуществляется посредством соединительного устройства SAC-1 компании Cardwell Westinghouse (США). Сочлененный вагон-платформа устанавливается на три тележки модели 18-100, модернизированные по проекту М 1698 ПКБ ЦВ. Рамы имеют стандартное опирание на крайние тележки через плоский подпятник и боковые скользуны с зазором, а на среднюю – через соединительное устройство SAC-1, оборудованное переходником для подпятника диаметром 302 мм, и четыре упругих скользуна постоянного контакта, на первую пару скользунов опирается первая рама сочлененного вагона-платформы, а на вторую – вторая.



Рис. 1. Общий вид сочлененного вагона-платформы

Крайние контейнеры установлены на рамы через стандартные фитинговые упоры. Средний контейнер опирается на две турникетные опоры, каждая из которых установлена на свою раму через две жесткие беззазорные боковые опоры и шкворень с возможностью поворачиваться вокруг него. Опора среднего контейнера на один турникет происходит через фитинговые упоры, а на другой – через ограничители,

допускающие относительные продольные перемещения при проходе кривых.

Исследование динамических качеств сочлененного вагона-платформы, установленного на три тележки модели 18-100, проводилось с использованием нелинейной и линеаризованной моделей движения.

Сочлененный сцеп был представлен системой 26 (23 для порожнего сочлененного сцепа) твердых тел: три контейнера, две рамы, шесть боковых рам тележек, три надрессорные балки, шесть колесных пар, шесть участков пути.

При создании моделей особое внимание уделялось описанию работы узла сочленения – связи двух рам между собой и со средней тележкой, а также турникетных опор.

Узел сочленения представляет собой шарнирное соединение, кинематическая схема которого представлена на рис. 2. Связь рам между собой, моделирующая сочленение, реализовывала возможность трех угловых перемещений, а в нелинейной модели – еще и момент сухого трения на сопротивление виланию. Связь сочленения с подпятником средней тележки описывалась сферическим шарниром с разрешенными тремя угловыми перемещениями и упругим элементом с заданными угловыми жесткостями на боковую качку и галопирование, демпфирование вилания в тележке под вагоном в линейной модели описывалось элементом вязкого трения, а в нелинейной – элементом сухого трения.

Связь крайних контейнеров с рамой вагона, осуществлялась через фитинговые упоры, смоделированные жесткими. Турникетные опоры отдельными телами не моделировались. Связь среднего контейнера с рамой вагона в зоне

шкворня была описана сферическим шарниром, разрешающим три угловые перемещения (с возможностью вертикального и продольного перемещения в одной из связей), и упругим элементом с заданной угловой жесткостью на галопирование. При повороте в зоне боковых опор в нелинейной модели был реализован момент трения на вилы, в линеаризованной модели боковые опоры не моделировались.

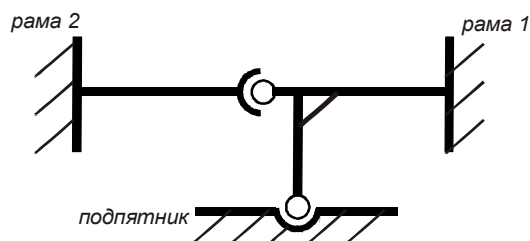


Рис. 2. Кинематическая схема узла сочленения

Работа скользунов тележки (жестких с зазором и упругих постоянного контакта), центрального подвешивания, буксового узла, контакта колесо-рельс в динамической линеаризованной и нелинейной моделях подробно описана в [1].

2. Оценка собственных форм колебаний и устойчивости невозмущенного движения

Линейная модель движения сочлененного вагона-платформы, установленного на тележки модели 18-100, позволила оценить величину критической скорости, форму потери устойчивости и степень демпфирования основных форм колебаний при трех режимах загрузки вагона: до полной грузоподъемности (87,5 т), платформа, загруженная тремя порожними контейнерами, и порожняя платформа.

Формой потери устойчивости вагона-платформы с порожними и грузеными контейнерами является совместное синфазное влияние и боковая качка двух рам с установленными на них контейнерами, а порожнего – синфазное влияние рам (рис. 3).

У вагона-платформы с порожними (грузеными) контейнерами, помимо формы потери устойчивости, имеется еще три недостаточно демпфированные формы колебаний (коэффициент демпфирования формы ниже 0,3): совместное влияние (в противофазе) и боковая качка двух рам с установленными на них контейнерами, влияние одной из рам с двумя контейнерами, боковая качка рам с контейнерами, а у порожнего – четыре формы, которые связаны с влиянием и боковой качкой рам. Среди основных форм колебаний нет формы подпрыгивания рам, но есть две формы галопирования (рис. 4).

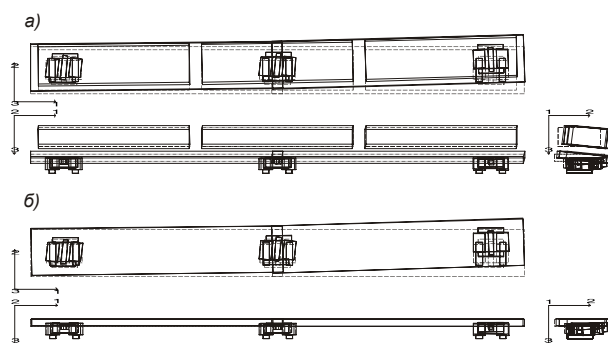


Рис. 3. Форма потери устойчивости: а – вагон-платформа с порожними (грузеными) контейнерами; б – порожний вагон-платформа

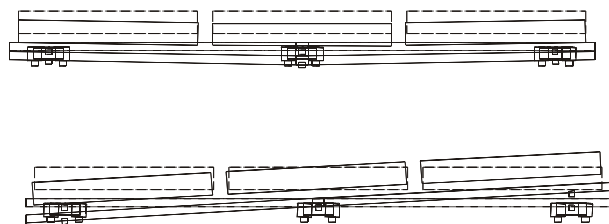


Рис. 4. Две формы колебаний галопирования вагона-платформы

Критическая скорость невозмущенного движения составила:

- 146 км/ч для грузеного вагона-платформы;
- 70 км/ч для вагона-платформы, загруженного порожними контейнерами;
- 83 км/ч для порожнего вагона-платформы,

что соответствует критической скорости четырехосного грузового вагона, установленного на тележки модели 18-100.

3. Исследование динамических качеств на нелинейной модели сочлененного вагона-платформы

Созданная нелинейная модель движения сочлененного вагона-платформы позволила оценить величину показателей ходовых качеств, безопасности движения вагона на прямом и криволинейном участке пути и определить схемы погрузки, удовлетворяющие [2].

Для исследования ходовых качеств использовалось численное интегрирование уравнений динамики экипажа с учетом случайной реализации неровностей рельсового пути [3]. Для анализа ходовых качеств использовались максимальные значения величин, указанных в [2], с доверительной вероятностью 0,97 в диапазоне частот до 20 Гц.

На стадии проектных исследований были рассмотрены симметричные схемы погрузки, представленные в табл. 1, многие из которых по результатам расчетов не соответствовали

требованиям «Норм...» [2] по устойчивости от опрокидывания или показателям ходовых качеств.

Следует отметить, что все несимметричные схемы погрузки (например, один порожний, один груженный до средней грузоподъемности и один груженный до максимальной грузоподъемности контейнер) не удовлетворили требованиям «Норм...» по устойчивости от опрокидывания. По показателям ходовых качеств удовлетворяют требованиям «Норм...» все схемы погрузки, у которых отношение нагрузки, действующей на надрессорную балку средней тележки, к нагрузке, действующей на надрессорную балку крайней тележки, $P_{\text{ср}}/P_{\text{кр}}$, превышает 1,2.

Таким образом, для сочлененного вагона-платформы большое значение имеет распределение вертикальной нагрузки, действующей на пятники тележек. Если отношение $P_{\text{ср}}/P_{\text{кр}}$ меньше 1,2, происходит обезгрузка средней тележки, и форма виляния рам в противофазе становится формой потери устойчивости.

В результате для сочлененного вагона-платформы по показателям ходовых качеств и устойчивости от опрокидывания были выбраны восемь схем погрузки (рис. 5), образованные из трех основных: порожний, груженный и вагон-платформа, загруженный порожними контейнерами. Схема с одним контейнером экономически нецелесообразна. Схема погрузки тремя контейнерами, загруженными до средней грузоподъемности, а также схема погрузки двумя контейнерами, загруженными до средней грузоподъемности, и одним до полной, расположенным с краю, с точки зрения динамического поведения вагона, являются схожими со схемой вагона с одним контейнером, загруженным до средней грузоподъемности, расположенным в центре, и двумя контейнерами, загруженным до полной грузоподъемности.

Для этих схем погрузок показатели ходовых качеств соответствуют нормативным при движении со скоростями вплоть до конструкционной (120 км/ч):

- коэффициенты вертикальной динамики не превосходят нормативных значений и соответствуют оценке «отлично» для порожнего вагона и вагона с порожними контейнерами, а для груженого не превышают значение показателя, соответствующего оценке «хорошо» (рис. 6);
- величины рамных сил, действующих на необрессоренные части экипажа, не превосходят нормативные значения (рис. 7);
- для груженого и порожнего вагона, а также для вагона с порожними контейнерами коэффициент запаса устойчивости от схода с рельсов по условию вкатыва-

ния гребня колеса на головку рельса соответствует нормативам, т.е. превышает минимально допустимое значение 1,3 в прямых участках пути при движении со скоростями вплоть до конструкционной (120 км/ч) и 1,2 в кривых радиусом 350 м и 650 м с максимально допустимыми скоростями движения в них (рис. 8).

Таблица 1

Основные схемы погрузки сочлененного вагона-платформы

Масса контейнера, кг			$P_{\text{ср}}/P_{\text{кр}}$	Соответствие требованиям «Норм...» по устойчивости от опрокидывания и показателям ходовых качеств
крайний 1	средний	крайний 2		
0	4150	0	1,93	Полностью удовлетворяет
0	30480	0	4,23	Полностью удовлетворяет
4150	0	4150	1,20	Не удовлетворяет по показателям ходовых качеств при скорости выше 90 км/ч
30480	0	30480	0,81	Не удовлетворяет по показателям ходовых качеств
30480	4150	30480	0,88	Не удовлетворяет по показателям ходовых качеств
4150	30480	4150	2,02	Не удовлетворяет по устойчивости от опрокидывания
0	0	0	1,48	Полностью удовлетворяет
4150	4150	4150	1,37	Полностью удовлетворяет
30480	26500	30480	1,19	Полностью удовлетворяет

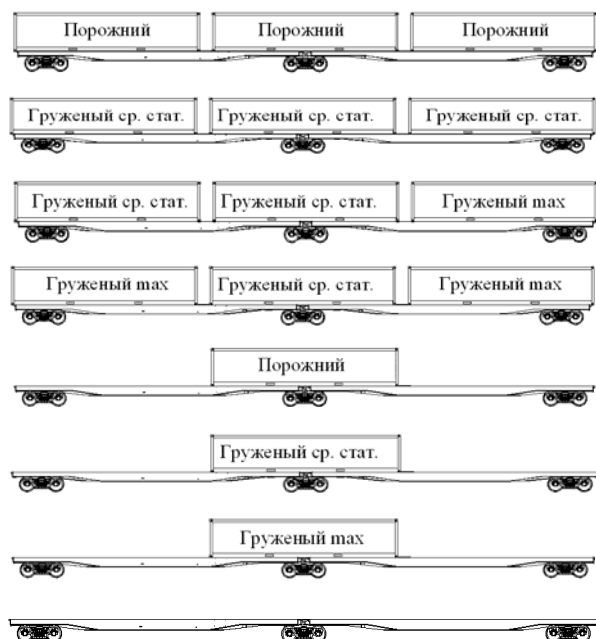


Рис. 5. Схемы погрузки сочлененного вагона-платформы, удовлетворяющие требованиям «Норм...» по показателям ходовых качеств

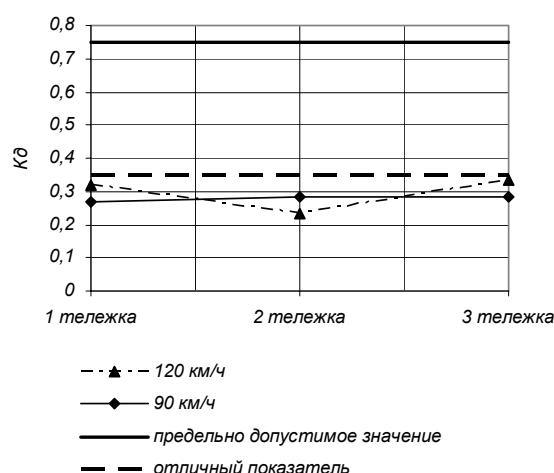


Рис. 6. Максимальные значения коэффициента вертикальной динамики при движении груженого вагона-платформы по прямой

Заключение

Разработанные модели движения сочлененного сцепа из двух 18 м вагонов-платформ с установкой съемного оборудования для перевозки трех 40-футовых контейнеров позволили установить взаимосвязь между нагрузкой на подпятник тележек и показателями ходовых качеств и безопасности движения: для обеспечения нормативных динамических показателей отношение нагрузки, действующей на наддрессорную балку средней тележки, к нагрузке, действующей на наддрессорную балку крайней тележки, должно превышать 1,2.

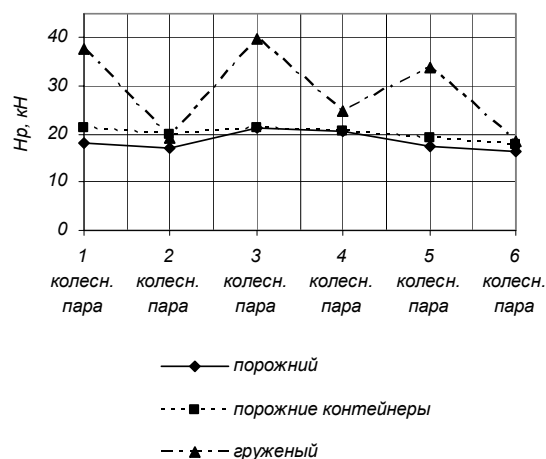


Рис. 7. Максимальные значения рамной силы при движении груженого вагона-платформы по прямой со скоростью 120 км/ч

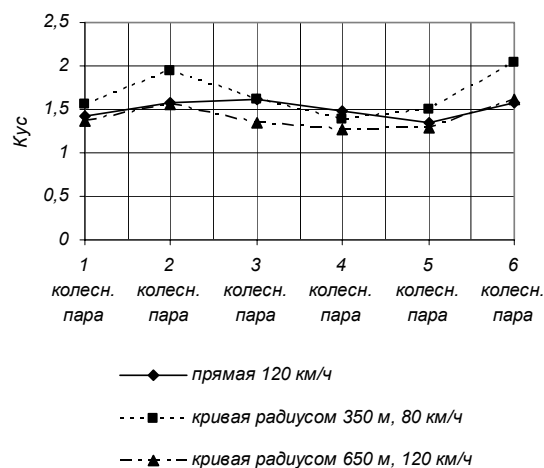


Рис. 8. Минимальный коэффициент запаса устойчивости от схода с рельсов порожнего вагона-платформы

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Лесничий, В. С. Компьютерное моделирование задач динамики железнодорожного подвижного состава. Часть 3: Моделирование динамики грузовых вагонов в программном комплексе MEDYNA: учеб. пособие [Текст] / В. С. Лесничий, А. М. Орлова. – СПб.: ПГУПС, 2002. – 35 с.
2. Нормы расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных) [Текст]. – М.: ГосНИИВ-ВНИИЖТ, 1996. – 319 с.
3. РД 32.68-96. Расчетные неровности железнодорожного пути для использования при исследованиях и проектировании пассажирских и грузовых вагонов [Текст].

Поступила в редколлегию 23.06.2008.

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ЧИСЛЕННОСТИ ПАРКА ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ

Важливым пріоритетом для Білоруської залізниці є освоєння обсягу перевезень, що збільшується, при гарантованій безпеці руху поїздів. Для цього необхідно забезпечити перевізний процес сучасним, надійним рухомим складом. На даний час ця проблема, що насамперед пов'язана зі старінням парку вантажних вагонів, є достатньо гостро характерною для Білоруської залізниці та потребує найшвидшого її вирішення. Для розробки ефективної стратегії оздоровлення та оновлення рухомого складу важливе значення має науково обґрунтований прогноз робочого парку. Розроблено математичну модель прогнозу робочого парку вантажних вагонів та отримано його розрахункові значення на період до 2012 року, які враховані та використані при розробці бізнес-плану роботи залізниці до 2010 року.

Важным приоритетом для Белорусской железной дороги является освоение возрастающего объема перевозок при гарантированной безопасности движения поездов. Для этого необходимо обеспечить перевозочный процесс современным, надежным подвижным составом. В настоящее время эта проблема, связанная, в первую очередь, со старением парка грузовых вагонов, достаточно остро характерна для Белорусской железной дороги и нуждается в скорейшем ее решении. Для разработки эффективной стратегии оздоровления и обновления подвижного состава важное значение имеет научно обоснованный прогноз рабочего парка. Разработана математическая модель прогноза рабочего парка грузовых вагонов и получены его расчетные значения на период до 2012 года, которые учтены и использованы при разработке бизнес-плана работы дороги до 2010 года.

Performing the increasing amount of transportations under guaranteed safety of the train traffic is the most important priority for Belorussian railway. To do so, it is necessary to provide the transportation process with a modern, reliable rolling stock. At present this problem, related firstly to the ageing of freight wagon stock, is acute enough for Belorussian railway and has need for its quickest solution. For development of the efficient strategy of recovery and renovation of the rolling stock the great importance has a scientifically justified forecast of the working stock. A mathematical model of the forecast of working stock of freight-wagons is developed and its design values for a period till 2012 are obtained, which are taken into account and used in development of the business plan of the railway operation till 2010.

Кризисные явления в экономике в начале 1990-х годов привели к снижению объемов перевозок, в результате чего значительная часть парка грузовых вагонов оказалась невостребованной, закупки подвижного состава были практически остановлены, и вместе с тем происходило сокращение парка грузовых вагонов из-за окончания срока их службы. В условиях установившейся динамики увеличения объемов перевозочной работы стал проявляться дефицит отдельных видов подвижного состава. Это заставило специалистов обратить самое пристальное внимание на активную часть производственных фондов – грузовые вагоны, средний срок службы которых на сегодняшний день составил 24 года [1, 2]. Устаревший в техническом отношении вагонный парк не позволит в перспективе обеспечить заявленный спрос на грузовые перевозки, что приведет к отказам клиентов от услуг железнодорожного транспорта, переходу на другие виды транспорта и, как результат, потере доходов Белорусской же-

лезной дороги. Управление активной частью производственных фондов – подвижным составом, а также формирование инвестиционной программы Белорусской железной дороги, эффективное решение других важных стратегических задач невозможно без научного обоснования рабочего парка вагонов. Для решения возникшей проблемы в соответствии с планами НИОКР Белорусской железной дороги были начаты исследовательские работы по обоснованию прогнозных значений рабочего парка. Указанное направление исследования является весьма актуальным, имеет важное научное значение для отрасли и практическое применение для Белорусской железной дороги.

В первую очередь проведен анализ имеющегося в распоряжении Белорусской железной дороги подвижного состава по его количеству и техническому состоянию. Он показал, что для вагонного хозяйства Белорусской железной дороги характерно старение парка грузовых вагонов.

В 1992 году на 5 Совете по железнодорожному транспорту парк грузовых вагонов бывшего МПС СССР был разделен между железнодорожными администрациями. С момента разделения парк грузовых вагонов уменьшился приблизительно на 27 % [2]. Это уменьшение произошло в основном за счет исключения его из инвентаря по техническому состоянию. При разделении вагонного парка средний возраст вагонов инвентарного парка составлял 15,3 года, а сейчас этот показатель равен 24 годам, то есть, чтобы достичь начального среднего воз-

раста, необходимо вложение значительных инвестиций (практически 56 % от общей стоимости парка) в обновление подвижного состава. Анализ статистических данных (табл. 1) свидетельствует о том, что количество вагонов инвентарного парка дороги с истекшим нормативным сроком службы составляет 41 % от общего парка. Износ основных фондов грузовых вагонов инвентарного парка на 01.07.2007 г. составил 78,8 %, в том числе: крытые – 87,5; платформы – 90,6; полувагоны – 77,3; цистерны – 81,3; прочие – 96,2 %.

Таблица 1

Характеристика инвентарного парка на 01.07.2007 г.

Род вагонов	Средний возраст вагонов, лет	Срок службы вагонов, лет	Процент износа вагонов	Процент вагонов с истекшим сроком службы
Крытые	28	32	87,5	33,6
Платформы	29	32	90,6	42,3
Полувагоны	17	22	77,3	40,2
Цистерны	26	32	81,3	40,0
Прочие	25	26	96,2	48,9
ВСЕГО	24	28	78,8	41,0

Наибольшую тревогу вызывает техническое состояние цистерн, полувагонов, хопперцементовозов, вагонов, используемых под перевозку калийных и азотных удобрений, технической соли и других агрессивных грузов. Данная часть вагонного грузового парка являются наиболее дефицитной, так как более 80 % от общего объема перевозок осуществляется именно этими типами вагонов. Изношенный и стареющий подвижной состав не позволяет перейти на современные перевозочные технологии, увеличить межремонтные сроки, гарантийные плечи пробега, веса поездов, решать многие другие задачи, диктуемые временем, требованиями безопасности движения.

Анализ мирового опыта и авторские исследования показали, что проблему сохранения вагонного парка и улучшения его технического состояния необходимо решать, в первую очередь, путем повышения качества капитального и депоовского ремонтов вагонов, закупки новых вагонов и освоения капитально-восстановительного ремонта с продлением их срока службы. В связи с этим при разработке эффективной стратегии развития вагонного парка Белорусской железной дороги, собственной базы ремонта и производства элементов подвижного

состава важное значение имеет научно обоснованный прогноз рабочего парка.

Авторские исследования по вопросу определения потребных рабочих парков свидетельствуют, что при расчете используется, в основном, детерминированный подход, основанный на обработке данных по объемам погрузки грузов, а также некоторых показателей использования вагонов за предшествующие годы [1]:

$$N_p = U \Theta, \quad (1)$$

где U – работа дороги, ваг./сут;

Θ – оборот вагона, сут.

Современные направления исследований характеризуются тем, что эксплуатационные процессы носят вероятностный, корреляционный, а не однозначно детерминированный характер. Методы, разработанные в рамках этого подхода, позволяют повысить эффективность принимаемых решений, особенно при разработке стратегических планов развития вагонных парков и вагоноремонтной базы на Белорусской железной дороге. Выполненные исследования позволили установить, что для получения прогноза по рабочим паркам с наименьшей ошибкой необходимо учитывать воздействие многих факторов, как внешних, так и внутрен-

них, определяющих его количественное состояние. В данной постановке задачи необходимо учесть влияние таких показателей, как грузооборот, участковая скорость, вес поезда, оборот, статическая нагрузка, среднесуточная производительность, простои под грузовой операцией и на технической станции и т.д. Процесс формирования парка вагонов наиболее полно в этом случае описывает корреляционно-регрессионная модель оптимальной сложности.

Непременным условием построения адекватной математической модели является достаточно строгое представление о цели функционирования исследуемой системы, в нашем случае – парка грузовых вагонов. Необходимо также располагать информацией об ограничениях, которые впоследствии будут определять область допустимых значений управляемых переменных. Естественно, что и цель, и ограничения должны быть представлены в виде функций от управляемых переменных. Целью анализа полученной модели является определение наилучшего управляющего воздействия на объект управления (парк грузовых вагонов).

Сложность реальных транспортных систем затрудняет представление цели и ограничений в аналитическом виде. Поэтому перед исследователем ставится задача уменьшить «размерность системы». Функционирование любой системы определяется воздействием большого числа факторов. Однако в конечном итоге оказывается, что лишь небольшая их часть является доминирующей и достаточной для получения достоверного прогноза [3].

Реальная система имеет два уровня абстракции: упрощенный образ реальной системы и модель. Упрощенный образ реальной системы отличается от системы оригинала тем, что он представляется как результат воздействия доминирующих факторов, которые, в свою очередь, определяют поведение реальной системы. Модель представляет собой наиболее существенные для описания системы соотношения в виде целевой функции и совокупности ограничений. Разработка модели начинается с определения ее назначения и семейства объектов, для анализа работы которых она будет использоваться. В зависимости от назначения модели устанавливаются: требуемый уровень ее надежности, перечень объектов, по которым будет формироваться необходимый объем статистических данных, семейство факторов, определяющих работу системы.

Получение модели формирования парков грузовых вагонов преследует две основные це-

ли: установить главные факторы, влияющие на их величину, и степень этого влияния. Это позволит наметить первоочередные меры по повышению показателей эффективности работы вагонных парков, спрогнозировать количество единиц рабочего парка и тем самым даст возможность наметить первоочередные меры по оздоровлению подвижного состава, рационально расходовать средства на закупку подвижного состава, выработать обоснованные решения развития собственной базы индустриального ремонта и производства элементов подвижного состава.

Весьма ответственным этапом прогнозирования является отбор факторов и определение круга показателей, с помощью которых устанавливается их влияние на исследуемый признак. Для определения ряда факторов, характеризующих величину рабочего парка грузовых вагонов, использован индивидуальный и коллективный экспертные методы оценки. В ходе оценки мнений экспертов предложен и проанализирован ряд внутренних и внешних факторов, оказывающих влияние на формирование парка. Важным моментом при формировании массива данных является установление длины ретроспективного ряда. Она должна быть такой, чтобы до минимума свести влияние «шума», вызванного данными начального периода ряда. При этом не должен быть искажен физический процесс рассматриваемого явления. Выполненный анализ исследований показал, что рациональной протяженностью временного ряда является 10–20 лет. С учетом обоснованности длины ряда анализу подвергнута динамика изменения парка грузовых вагонов за период 1993–2005 гг. В ходе анализа мнений экспертов из рассмотренных факторов выделены семнадцать наиболее важных показателей работы вагонных парков: грузооборот – X_1 , млн т-км; пассажирооборот – X_2 , млн пас-км; участковая скорость – X_3 , км/ч; техническая скорость – X_4 , км/ч; масса поезда – X_5 , т; оборот вагона – X_6 , сут; среднесуточный пробег – X_7 , км; статическая нагрузка – X_8 , т; погрузка – X_9 , млн т; объем вывоза грузов – X_{10} , млн т-км; коэффициент местной работы – X_{11} ; коэффициент порожнего пробега – X_{12} ; среднесуточная производительность вагона – X_{13} , т-км; динамическая нагрузка – X_{14} , т; работа дороги – X_{15} , ваг./сут; простой вагона под грузовой операцией – X_{16} , ч; простой вагона на технической станции – X_{17} , ч, и за исследуемый период собран массив их статистических данных.

Для статистических оценок влияния различных факторов на рабочий парк вагонов исследованы однофакторные корреляционно-регрессионные зависимости вида

$$N_p = f(X_i), \quad i = 1 \dots 17. \quad (2)$$

Проанализированы следующие зависимости: линейная, экспоненциальная и степенная. Выбор лучшего варианта модели осуществлен по критерию остаточной дисперсии. Оценка степени влияния входящих в модель факторов и тесноты связи произведена соответственно по коэффициенту детерминации и корреляции. По каждому из 17 факторов установлена регрессионная и корреляционная взаимосвязи с рабочим парком грузовых вагонов. Анализ полученных результатов позволил ответить на ряд весьма важных вопросов, в частности, какой вид зависимости из трех исследуемых для функции $N_p = f(X_i)$ является предпочтительным (по минимуму остаточной дисперсии). Таким образом, на начальной стадии разработки многофакторной модели было определено, что на рабочий парк грузовых вагонов некоторые факторы влияют несущественно. Например, связь пассажирооборота с изменением парка грузовых вагонов характеризуется коэффициентом корреляции $r = 0,03$, а $R^2 = 0,002$. И такие факторы при формировании модели оптимальной сложности могут быть учтены, если это потребуется на финишных этапах расчетов.

Важным моментом на начальном этапе прогноза вагонного парка является установление системообразующих факторов. Это позволяет в дальнейшем мультиколлинеарном анализе установить, какой из факторов, имеющий высокий уровень корреляции с другим фактором, оставить для дальнейших исследований, а какой исключить. С этой целью проведены исследования, по результатам которых впервые была сформирована корреляционная матрица и построены 17 моделей системообразующих факторов. На рис. 1 приведена графическая модель корреляционной взаимосвязи грузооборота с рабочим парком, а также с другими рассматриваемыми факторами. Такой анализ позволил более точно, системно оценить факторы и классифицировать их как конкурентоспособные при синтезе модели оптимальной сложности.

Предлагаемый подход к анализу факторов позволил оценить степень их влияния на исследуемую величину, отметить общие закономерности в анализируемом процессе и разработать

алгоритм построения многофакторной корреляционно-регрессионной модели оптимальной сложности.

Основополагающим моментом при разработке модели является выбор ее оптимальной сложности. При этом необходимо иметь в виду следующие важнейшие положения [4]:

- затраты на создание модели, дающей более точные результаты, растут быстрее, чем сама точность;
- в последовательных и параллельных цепях формирования ошибок моделирования доминирующую роль играет ошибка самого неточного, «грубого» звена;
- рациональный уровень точности модели лежит в границах, которые определяются сочетанием точности исходной информации и вычислительных алгоритмов.

Наилучшей является та модель, которая с наименьшим числом факторов описывает процесс с заранее заданной точностью. Обобщив имеющиеся подходы, выполнив собственные исследования и практические расчеты, для условий функционирования Белорусской железной дороги предложено производить направленное формирование модели с учетом двух критериев. В задачу каждого критерия входит расстановка факторов, влияющих на формирование рабочего парка по значимости. Самым значимым является тот фактор, который в наибольшей (по сравнению с другими) степени определяет изменение величины рабочего парка.

Два предлагаемых критерия представляют собой:

- парный коэффициент корреляции i -го фактора и рабочего парка грузовых вагонов – $r_{x_i, N}$;
- стандартизованный коэффициент β_i множественной линии регрессии.

С учетом выполненных исследований весь процесс формирования корреляционно-регрессионной модели оптимальной сложности предусматривает выполнение следующих этапов:

- выбор основных факторов ($X_1, X_2, X_3, \dots, X_n$), определяющих величину парка грузовых вагонов. Одним из основных требований включения факторов в модель является отсутствие взаимной корреляции;
- расчет коэффициентов корреляции между парком вагонов и факторами, а также факторов между собой. На этом этапе из модели удалялись те факторы, которые имели достаточно большой ($r \geq 0,75$) коэффициент корреляции с

оставшимися в модели факторами. В модели оставался фактор, который является логически более важным (системообразующий) и имеет больший коэффициент корреляции между исследуемой величиной и фактором;

– ранжирование факторов по коэффициенту корреляции. Фактору с наибольшим коэффициентом корреляции присваивался один балл и т.д.;

– получение уравнения множественной регрессии, выраженного в стандартизованном виде;

– ранжирование факторов по стандартизованному коэффициенту множественной регрессии. Фактору, который является наиболее значимым по этому критерию, присваивался один балл и т.д.;

– ранжирование факторов по сумме баллов двух критериев – коэффициенту корреляции и стандартизованному коэффициенту множественной регрессии;

– построение модели оптимальной сложности.

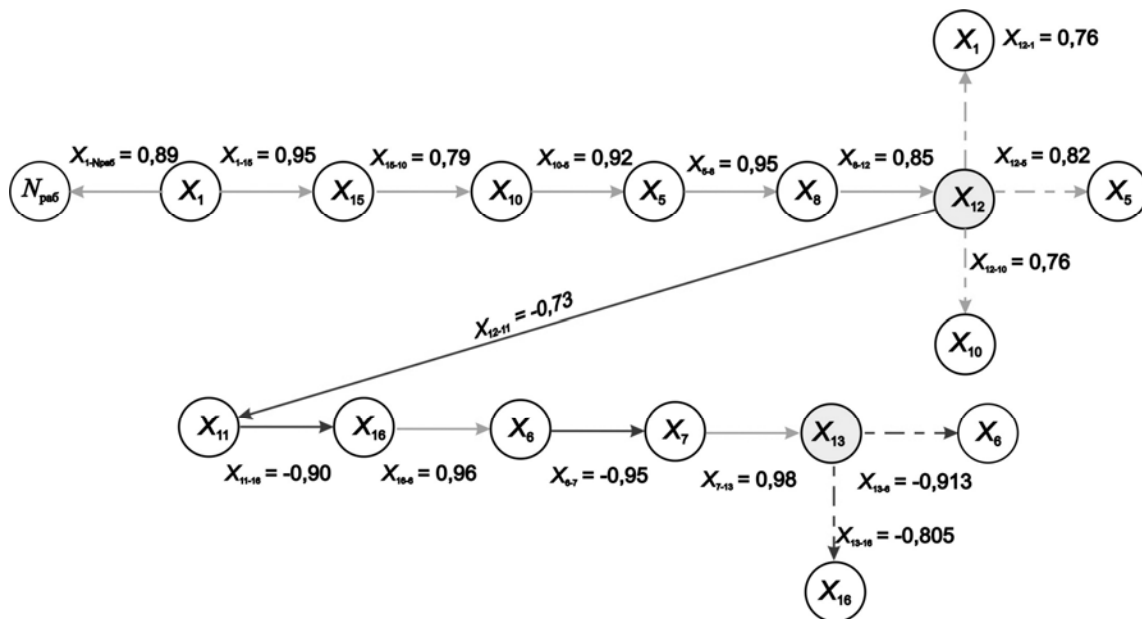


Рис. 1. Графическая модель системообразующих факторов в модели прогноза вагонного парка $X_1 \rightarrow X_i$

Для определения оптимальности сформированной модели использовались два критерия – совокупный коэффициент корреляции R и остаточная дисперсия линии регрессии $S_{\text{ост}}^2$.

Формирование модели начинается с получения зависимости

$$Y_i = f(X_{\min}), \quad (3)$$

где $X_{\min}$ – фактор, имеющий минимальную сумму баллов.

Для этой функции определена остаточная дисперсия. Дальнейшее усложнение модели произведено включением в нее факторов в зависимости от количества присвоенных баллов при ранжировании. Усложнение (по количеству факторов, включенных в модель) заканчивалось тогда, когда выполняется условие

$$R \geq 0,95, \quad S_{\text{ост}_n}^2 - S_{\text{ост}_{n+1}}^2 \leq 5 \%.$$

Выполненные ранее шаги исследования позволили получить многофакторные модели линейного, экспоненциального и степенного видов. Наиболее приемлемой для расчета принята та зависимость, величина остаточной дисперсии которой минимальна, т.е. модель наилучшим образом описывает процесс. Установлены факторы, которые были включены для формирования многофакторной корреляционно-регрессионной модели оптимальной сложности: X_1 – грузооборот; X_2 – техническая скорость; X_3 – оборот вагона; X_4 – статическая нагрузка; X_5 – динамическая нагрузка.

Усложнение модели, согласно алгоритму формирования модели, произведено по следующей схеме:

$$\begin{aligned} y &= f(X_1) \rightarrow y = f(X_1 + X_3) \rightarrow \\ &\rightarrow y = f(X_1 + X_3 + X_4) \rightarrow \\ &\rightarrow y = f(X_1 + X_3 + X_4 + X_2) \rightarrow \\ &\rightarrow y = f(X_1 + X_3 + X_4 + X_2 + X_5). \end{aligned}$$

Выполненные оптимизационные расчеты позволили установить аналитические прогнозные зависимости. В частности, исследования показали, что прогнозный вагонный парк по уровню минимальной остаточной дисперсии наилучшим образом описывается экспоненциальной зависимостью. Определяющими факторами являются: грузооборот, оборот, статическая нагрузка. Данная трехфакторная модель оптимальной сложности выглядит следующим образом [5]

$$N_p = 10710,72 e^{2,8973 \cdot 10^{-5} X_1 + 0,2758 X_3 - 0,02871 X_4}.$$

Для оценки адекватности модели временные ряды факторов были разбиты на несколько выборок: 1994–1998, 1994–1999, 1994–2000, 1994–2001, 1994–2002, 1994–2003, 1994–2004, 1994–2005 гг. – контрольные выборки и 1996–2005 гг. – обучающая выборка. Затем они анализировались по сходимости расчетных и фактических значений рабочего парка, находящихся в пределах изучаемых выборок. В целом сравнение значений показало высокую сходимость исследуемых величин. Процент расхождения по обучающей выборке $\overline{\%} = 6,6$, а также остаточная дисперсия $S_{\text{ост}}^2 = 21724$ достаточно хорошо согласуются с показателями контрольных выборок ($\overline{\%} = 6,5$ и $S_{\text{ост}}^2 = 22620$), что доказывает целесообразность применения таких моделей для прогнозирования парка грузовых вагонов. По результатам выполненных исследований получены расчетные значения рабочего парка грузовых вагонов за рассматриваемый период, а также прогнозные значения на период до 2012 года.

Таким образом, полученные результаты исследований позволяют планово-финансовым

службам Белорусской железной дороги определить приоритеты в распределении финансов, направляемых на повышение эффективности использования грузового подвижного состава в перевозочном процессе, а также на развитие собственной базы ремонта и производства новых вагонов, что в конечном итоге приведет к повышению надежности грузовых вагонов и обеспечит высокий уровень безопасности движения. Практическая значимость результатов диссертационной работы подтверждена актом внедрения на Белорусской железной дороге.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Исследование динамики изменения парка грузовых вагонов за период 1995–2004 годы и расчет прогнозных показателей на период 2006–2010 годы: отчет о НИР 3931 (заключ.) [Текст] / Белорусский гос. ун-т трансп.; рук. В. И. Сенько – Гомель, 2005. – 30 с. – № ГР 20053427.
2. Разработка стратегии обеспечения перевозочного процесса грузовыми и пассажирскими вагонами: отчет о НИР 3026 (заключ.) [Текст] / Белорусский гос. ун-т трансп.; рук. В. И. Сенько. – Гомель, 2005. – 61 с. – № ГР 20031684.
3. Сенько, В. И. Совершенствование организации технического обслуживания и текущего ремонта грузовых вагонов [Текст] / В. И. Сенько. – Гомель: БелГУТ, 2002. – 178 с.
4. Правдин, Н. В. Прогнозирование грузовых потоков [Текст] / Н. В. Правдин, М. Л. Дыканюк, В. Я. Негрей. – М.: Транспорт, 1987. – 247 с.
5. Гурский, Е. П. Многофакторная модель расчета потребного парка грузовых вагонов [Текст] / Е. П. Гурский // Вестник БелГУТа. – 2007. – № 1-2. – С. 90-94.

Поступила в редколлегию 23.06.2008.

IMPROVING OPERATING PERFORMANCE THROUGH MODERN TRAINING SOLUTIONS

Компанія CORYS T.E.S.S. розташована в науково-технологічному полігоні міста Гренобля. Компанія спеціалізується на розробці та виробництві навчальних тренажерів та іншого навчального приладдя в областях енергетики і транспорту. CORYS T.E.S.S. є світовим лідером з постачання тренажерів для залізничного транспорту з більш як 350 тренажерами по всьому світу. Дана стаття представляє різні типи навчальних тренажерів та їх користь в поліпшенні експлуатації та ефективності навчання. Обговорюються деякі нові напрямки розвитку тренажерів, викликані новими вимогами користувачів.

Компанія CORYS T.E.S.S. расположена в научно-технологическом полигоне города Гренобля. Компания специализируется на разработке и производстве учебных тренажеров и другого учебного пособия в областях энергетики и транспорта. CORYS T.E.S.S. является мировым лидером по поставке тренажеров для ж/д транспорта с более чем 350 тренажерами по всему миру. Данная статья представляет различные типы учебных тренажеров и их пользу в улучшении эксплуатации и эффективности обучения. Обсуждаются некоторые новые направления развития тренажеров, вызванные новыми требованиями пользователей.

Located in the heart of the Grenoble scientific and technological polygon, CORYS T.E.S.S. specialises in the design and production of simulators for training and studies in the energy and transport sectors. CORYS T.E.S.S. also offers training and study services and provides complementary training tools to simulators (multimedia, e-learning). CORYS T.E.S.S. is a leading supplier of driving simulators for rail and urban transport with over 350 simulators operational world-wide. This article presents the different types of training simulators used in the rail and urban transport sector and the benefits they provide for improved operations and more effective training. Some recent simulator market trends and design issues that have emerged from the changing requirements of train operators and available technology are discussed.

INTRODUCTION

Simulation has been used for many years, mostly in areas where the sheer expense of using the real equipment for training is prohibitive, or in areas that contain inherent danger, where exposure to a 'learning by discovery' situation would expose employees and equipment to unacceptable levels of risk.

Examples of these are commercial and military pilot training, where the dangers cost and risk factors are too great for immediate exposure to real life/time equipment.

With the evolution of new powerful computer systems and the development of sophisticated software packages, over the last few years, realistic simulation has become a cost-effective solution to training, being able to replicate as near to real life situations as possible; and providing training and experience in a realistic, but safe environment.

First training simulators for train drivers began to be seen in the late eighties. Today, many ground transport operators worldwide, in particular operators of all types of trains, metros, and increasingly of tramways and buses use simulation technologies

to improve the safety, quality, reliability and economics of their operations.

Simulators are used to:

- train drivers in vehicle control,
- train drivers in route knowledge,
- train drivers in train fault troubleshooting,
- assess how drivers deal and perform in a variety of situations, ranging from vehicle failure and breakdown to emergencies on the track (high risk – low frequency situations).

This article focuses on training simulators for rail-driven vehicles, i.e. trains (mainline freight and passenger, suburban, high speed, etc.), metros and tramways. The word "train" is used as a general term meaning all possible types of rolling stock. Training simulators for different types of rail vehicles have not only numerous common features but also their distinctive specificities.

TYPES OF SIMULATORS

There are a number of types of driver simulators on the market. Deciding which suits a particular purpose depends on a number of factors mostly related to the specific training requirements and

objectives, like e.g. initial training, continuation training, route knowledge, fault finding and rectification, conversion training, performance assessment etc.

The main requirements are that the simulator must replicate accurately all areas the training is supposed to cover. Further it must have credibility with the staff being trained. Without this, staff will not 'warm' to it, and will not accept the full potential of the training value of the simulator.

Simulators broadly fall in 3 basic categories described below.

Full Scope Replica Simulators

Consist of a full size mock up replica cab, with all instrumentation as present on the actual train. All drivers' visual, motion and sound stimuli are reproduced, through electro-mechanical motion rams and recorded sound, and vision, intrinsically linked and controlled via the simulator software.

Graphical instructor stations enable numerous train and/or track borne and procedural defects to be simulated with observer stations allowing groups of drivers to follow the running and debriefing of a simulated exercise.



Fig. 1. General view of a full scope cab replica simulator on a motion base



Fig. 2. The cab interior and projection system of a metro full scope simulator

Multifunctional Simulators

Multifunctional simulators represent a cost-effective complementary solution to full replica simulators to meet specific training objectives. These simulators consist of a simplified cab environment with a combination of computer-generated images, multimedia and detailed train modelling on standard PC hardware. They do however carry a lower level of electromechanical movement simulation equipment. As much of the

realism is created via the screen and through linked sound, this, in many cases, is not seen as a great loss. Multiple networked simulators frequently fall in this category. Multifunctional simulators can also easily be made into mobile units by installation of 2 or more simulators into an articulated truck trailer. Using of removable hardware panels with control equipment and specific content on the screens give the possibility to have various types of rolling stock on the same simulator.



Fig. 3. Example of a multifunctional simulator

Compact simulators

The key feature of the compact simulators is their mobility. Only the main driving controls are provided in hardware. All auxiliary equipment (light & indicators, control switches, door opening) is emulated on the touch screens. Similar to multifunctional simulators they give the possibility to have various types of rolling stock on the same simulator. The transportation boxes facilitate the moving of these simulators to the training locations. The training session may be controlled through the network or using a portable (notebook) Instructor Station computer.

faults and incidents. This type of simulator struggles to create the atmosphere of real cab simulators.

Desktop Computer Based Training

Computer based training applications are a cost-effective solution to reducing the time to become familiar with the location and operation of the train equipment and controls. They also enable drivers and other staff to become familiar with the procedures for diagnosing and isolation for train



Fig. 4. Example of a compact simulator

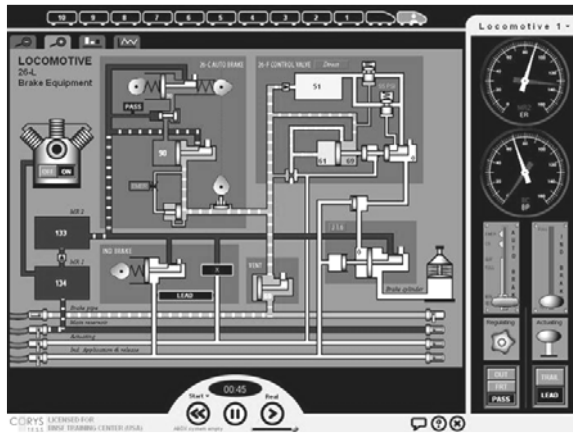


Fig. 5. Computer-based training tool

BENEFITS OF SIMULATORS

Simulators offer a number of benefits compared to more traditional methods of training. For operational situations characterised by low frequency and high risk (incidents, accidents and other, mostly safety-related situations), the occurrence of which may translate into considerable losses in life and health, property, material and operational income, simulators simply don't have a comparable alternative in terms of training method. For more standard common-day situations, simulators still offer a number of advantages. Simulators contribute to improved operations, to reduced training costs and training

times, they also bring a number of intangible benefits which result in an improved image and satisfaction of customers and employees. The different types of benefits are briefly summarised below.

Operations-Related Benefits

Energy and fuel economy

One of the main savings achievable with the use of simulators is in fuel/energy. With close monitoring facilitated via the software, simulated fuel consumption can be closely monitored; smooth driving techniques can be shown to reduce fuel consumption. Objective comparison with expert drivers facilitates teaching of the skills and techniques required for energy conserving driving techniques.

In addition, if real equipment is used for training, using simulators results in avoiding wasting energy, preserving the rolling stock and the infrastructure, and saving the environment from pollution.

Driving in low adhesion and adverse climatic conditions

Driving in low adhesion and adverse climatic conditions (rain, snow, ice, autumn leaves on rails, heavy fog etc.) is a real challenge for rail operators and drivers. With the simulator, such conditions can be easily created and the driving techniques taught in a fully safe environment.

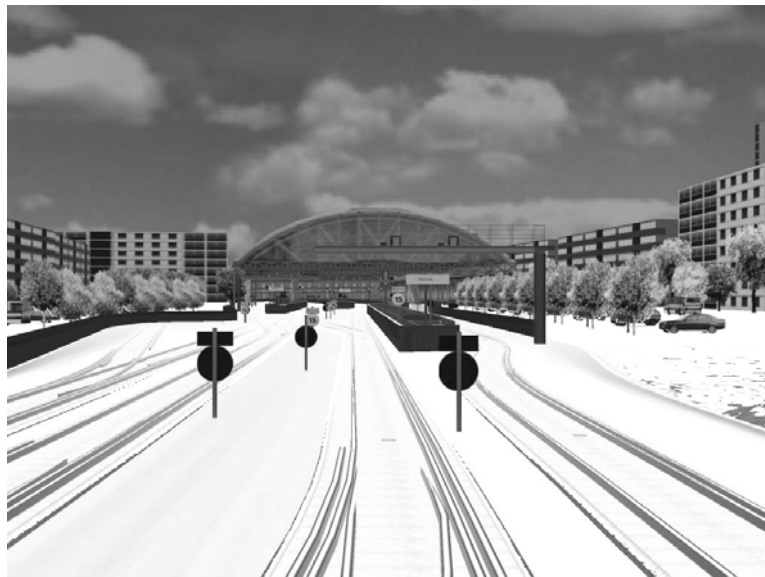


Fig. 6. Simulation of snow on track with Computer Generated Images

Save on wear and tear of equipment

One obvious benefit is the saving on wear and tear. Driver training by its very nature involves

multiple starting, stopping accelerating and braking, both regular and emergency.

Simulation can replicate all these situations without any impact on the real equipment.

Safety related considerations

Simulator modelling includes component level modelling of sub systems.

This allows for accurate response to malfunctions and corrective actions taken by the driver to be monitored. This can include monitoring of driver's actions (or lack of actions), which may result in serious incidents – e.g. signal passed at danger, application of brakes, correct communication, etc.

Quick response of the driver

The software system can be programmed to include a library of emergency and visual events, such as track obstructions, improper signals, line possessions and temporary speed restrictions etc. These can then be used to allow the driver, to safely and realistically experience this unlikely sequence of events and hence become proficient with them and their response.

Performance to schedules

The simulation system can be programmed to allow input of station and route details with model timings, to measure driver's performance and ability to maintain schedule.

Smooth and accurate stops, customer comfort

Software can include car by car dynamics with calculation of acceleration and jerks giving a report of potential passenger comfort.

Adherence to rules

The systems will also allow for monitoring the driver's adherence to rules, signals, speed limits etc.

Exposure to unusual/dangerous situations

Built into simulators is the facility to interject many different situations. This can include sudden visual events such as signals and obstructions, or sudden malfunctions of the train. This is an obvious benefit of simulation; dangerous exercises can be created and repeated. Such situations do happen in the real world. Simulation will train and equip drivers to deal with them in the best possible way, hence reducing the risks involved in such high risk and low frequency situations.

Exposure to stressful operating conditions

Simulation is ideal for placing drivers under stressful conditions, to include long runs, operational delays and bad signalling.

Efficiency in fault finding

Simulators allow drivers to practice fault finding and rectification in a non-stressful/threatening situation, in order to acquire the necessary skills. This allows for the driver's

actions/responses and corrective actions to be monitored. Skill levels can be developed and perfected.

Introduction of new equipment and procedures

When new rolling stock, new signalling systems or new operational procedures are introduced in operation, the simulator enables the drivers and the other staff categories to become familiar with the new equipment and procedures before they are effectively introduced, reducing the both the learning curve and the roll-out time and, consequently, reducing the associated costs and risks.



Fig. 7. Simulator used for training in low frequency – high risk situations

Benefits Related to Training Efficiency and Costs

In addition to direct benefits to safer, more reliable and more economic operation, the use of simulators in the training systems provides considerable advantages to the training process itself, making the training process more effective, shortening training times, increasing knowledge retention and ultimately reducing training costs.

The following benefits are the most important ones:

Familiarisation with train controls

Simulators are designed to replicate real train functions and controls; likewise the software modelling accurately simulates the response of the train. For initial training, the simulator environment enables much faster familiarisation with the train controls without immobilising the rolling stock and in a fully safe and controlled environment.

Development of train handling skills

The simulator software accurately models the dynamics of the train in both normal and abnormal operating conditions. The dynamics also take

account of curvature, gradient, varying loads. The system will allow for the interjection of signals and other events that place demands on the driver's train handling skills.

Better consistency and control of the training process

Training on simulators guarantees that different trainees are trained in objectively identical conditions concerning the training scenario, the rolling stock, the track, and, last but not least, guarantees the objectivity of the training evaluation.

Training and assessment on demand

Training with specific training objectives and assessment of drivers can be organised quickly and can be specifically targeted to requirements dictated by specific operational conditions.

Reduced risk

It is obvious that training on a simulator as compared to the use of the real rolling stock significantly reduces the inherent risks of the training process.

Reduction of training time and costs by use of Simulators

With the use of simulators training costs and duration can be reduced. This is possible because of a number of factors. Since the drivers are trained on the basis of pre-defined training scenarios, the number of trainers and assessors may be reduced. As already mentioned, with simulators, there is a reduced need for operational assets immobilised for training.

Furthermore, much of driver training involves driving the train with very little going on between stations and stops etc., where braking, stopping and starting is then required, where there is a multitude of signals and procedures to respect. Simulators offer complete flexibility in jumping from station to station, selecting specifically difficult sections of the track, creating complex operational situations. A wide variety of track, train and weather conditions may be created at a click of the mouse button. This reduces the time to train/convert the driver by ensuring that all time spend driving the simulator is quality time. The reported resulting in reduction in training / conversion time may reach 30-50%.

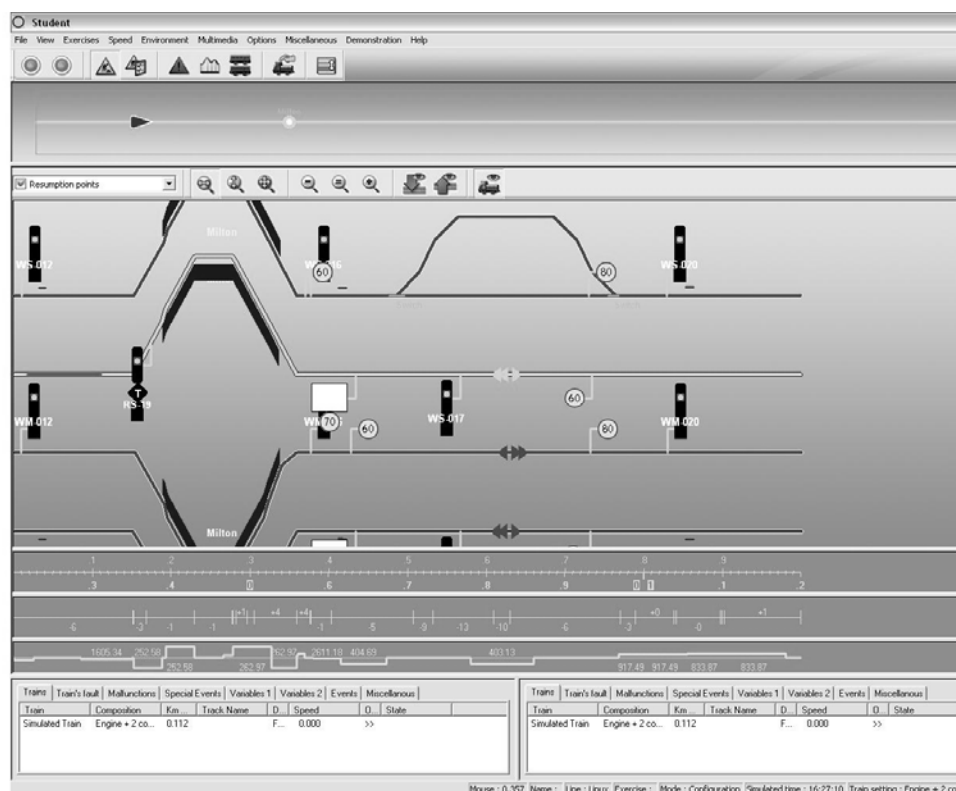


Fig. 8. Simulator Instructor station human-machine interface

Intangible Benefits

As mentioned above, numerous operating companies have demonstrated that driver training

with modern simulators brings numerous additional benefits to their operations, customer satisfaction and employee retention:

- Improved image of the company, better

- public acceptance and a good vector for customer relationship management
- Visible commitment of the operator to training and safety
- Increase retention of drivers by demonstrated continuous investment in drivers' competencies and skills, non-negligible motivating factor for drivers

- Better performance of experienced drivers resulting in higher self-confidence and improved customer service
- Training to common standards, easier driver assessment, performance recording, data availability for controls, performance measurement etc.



Fig. 9. Simulator enables to create an identical training scenario for all drivers

THE EUROPEAN DIMENSION

The pan-European rail network is one of the key long-term objectives of the European Union in the sector of rail transport, an indispensable solution for accelerating rail traffic and increasing its throughput in Europe. Considerable challenges are to be met in terms of infrastructure developments and systems unification, deploying the common European Rail Traffic Management System (ERTMS), developing the necessary legal, organisational and technical framework for cross-border operations in Europe. The framework for these developments is provided by the European Directive 2001/16/EC on Interoperability.

mon European Driver license which will be required for all drivers involved in cross-border operations before 2010, and for all European drivers before 2015. Drivers will have to be certified to common European standards. As explained in this article, simulators will largely facilitate this type of certification to common standards. Not surprisingly, the Directive 2004/142 recommends the use of simulators both as a means and as a method: The use of simulators may be useful for effective training of drivers. They are particularly useful for:

- reducing driving time on infrastructure
- training to deal with abnormal situations
- further training on new types of locomotives.

The progressive building of the European network, the specific and complex issues related to interoperability, progressive unification of railway systems, ERTMS, cross-border operations etc. create new requirements for driver training and for training simulators which will have to be able to address all these issues.

NEW TRENDS IN SIMULATION TECHNOLOGIES

A number of simulation trends have developed over recent years worldwide, which are the forerunner of the changes still to come. Two simulator market trends and design issues that have emerged from the changing requirements of train operators and available technology are briefly presented below.



Fig. 10. Login Simulator (Switzerland) enables the familiarisation with ERTMS

In terms of driver certification and the related issues of training, the European Directive 2004/142 on Driver Certification defines the com-

Bringing the Simulator to the Driver

One of the many factors to consider during the implementation of a simulator project is the location of the training centre in relation to the drivers. Many operators cover extensive track networks with driver depots dispersed throughout the network. For larger operators, it is often difficult to find a suitable central location that avoids substantial lost time in travel to bring drivers to the simulator for training and assessment. To address this problem, and taking advantage of today's high speed computer networks, more and more operators are networking their simulators out in the field to ensure proximity to the drivers. Data exchange over the network includes the training content dispatched from central locations to ensure consistency and competence based results and records recorded on central databases to complete the training audit trail.

BNSF Railway in the USA, one of the world's largest freight operators with over 8000 drivers and over 15 years experience of simulators, has decentralised their central Kansas City training centre to deploy over 40 simulators at locations all over the United States with the management and control performed centrally from Kansas City. Likewise Union Pacific have moved away from a central training centre at Salt Lake City and have distributed over 35 simulators out in the field.



Fig. 11. Southern have networked their simulators between Selhurst and Worthing

It is not just the large US freight operators who can see the benefits of such deployment. The French national railways, SNCF, also decided in 2002 to take advantage of this technology and have deployed 14 driving simulators in their regional training centres as well as 12 virtual air brake simulators. More recently in 2007, it has been completed by the installation of 48 compact simulators in the SNCF training centers. In the UK Southern have been operating a satellite training

centre at Worthing for drivers on the south coast since 2003 with the main training centre being housed at Selhurst. Other operators who have also recognised the benefit of this approach include GNER in the UK who will deploy 4 HST and 4 Class 91 simulators over their network at driver depots from Edinburgh to London, and the recently created Swiss driver training school Login who have ordered a distributed simulator system composed of 14 driving simulators to provide driver training as close as possible to their customers. Other private freight operators like Euro Cargo Rail, Veolia Transport has also adopted such solution.

Levering Simulator Technology into the Classroom

A simulator is a powerful training tool enabling situation based training in normal and degraded operating conditions. However, a simulator will only enable one driver to perform hands on training at any one time. There is therefore the need to lever simulator developments into the classroom environment to maximise the hands on training and help bridge the training delivery gap between the classroom and the simulator.

Computer Based Training

Several operators implement Computer Based Training (CBT) applications together with the introduction of simulator technology applying three different concepts:

- "Knowledge based" : used to acquire basic knowledge, for example learning rules and procedures
- "Situation based" : used to apply practical knowledge by being placed in realistic situations, for example applying operating rules and procedures
- "Simulation" : used to acquire know-how through the simulation of complex systems, for example, troubleshooting and fault finding procedures using virtual trains

In May 2006 First TransPennine Express commissioned, two full scope Class 185 simulators of their new Siemens rolling stock. In addition to the simulators a suite of CBT was supplied based on the simulator technology and software development to provide training and assessment modules in Class 185 Train Discovery (Knowledge based CBT), TMS navigation (Situation based CBT), Train Preparation and Fault Finding (Simulation based CBT). The program has been personally issued to all First TransPennine Express operational staff for home use and for those without access, two CBT suites with 8 terminals each have been

installed at the simulator centres in Ardwick and York. Periodically all operational staff will attend the centres to be given structured sessions on the

CBT, enhancing their overall underpinning knowledge of the trains.



Fig. 12. First TransPennine Express Computer Based Training (Simulation based)

Classroom Scenario Demonstrator

SouthEastern Trains who operate 6 simulators at their Ashford Training Centre in the UK, are in the process of commissioning a new training tool called the Classroom Scenario Demonstrator. Many of the topics and regulations which UK train drivers need to learn and understand are difficult to interpret or visualise using the regulatory documents produced by the industry. These documents detail the principle application of rules and regulations, but do so from a regulatory viewpoint and also assume that the reader has prior knowledge of the topics being detailed.

The Classroom Scenario Demonstrator will use the simulator visual database in an instructor controlled classroom environment. It will enable a range of instructor controlled views to be dynamically shown at any one time into the simulated virtual 3D railway. As a result SouthEastern Trains will use this new tool to help visualise the application of rules and operating principles. For example, in the case of Single Line Working, the following main learning objectives could be easily interactively explained and demonstrated:

- Demonstration of how the system is set up on a double track railway
- Illustrating the protection provided on the line closed to traffic
- Demonstrating how a train will be controlled to enter the single line in the wrong direction

- Demonstrating the placement of hand signallers on the line in operation
- Demonstrating the protection placed at worked points on the line in use
- Demonstrating how the train will leave the single line and rejoin its normal line of operation

CONCLUSION

Today's modern and complex transportation systems require highly skilled people to operate optimally. Modern training simulators are an indispensable means and method to achieve the objectives of improved safety, reliability and economics of operations. The type of simulator to be used depends on the training goals the operator wants to address in priority. A wide range of benefits for improved operations, for increased effectiveness and reduced costs of training, for customer satisfaction and employee retention have been demonstrated and proven by mainline rail and urban transportation systems operators worldwide. The fast changes occurring in the transport industry and the new possibilities of technology generate new requirements and new trends in the use of simulators in training, further leveraging the investment in training tools.

Received by Editorial Board on 23.06.2008.

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПЕРЕРАБОТКИ МЕСТНЫХ ВАГОНПОТОКОВ В ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ УЗЛАХ

Виконано аналіз тенденцій розвитку залізничних вузлів, що обслуговують порти України. На основі методів динамічного програмування розроблено методику оптимізації розподілу роботи з формування подач вагонів на вантажні фронти між технічними та вантажними станціями залізничних вузлів.

Выполнен анализ тенденций развития железнодорожных узлов, обслуживающих порты Украины. На основе методов динамического программирования разработана методика оптимизации распределения работы по формированию подач вагонов на грузовые фронты между техническими и грузовыми станциями железнодорожных узлов.

The analysis of tendencies of development of railway junctions is performed. The method of optimization of distributing the sorting work between sorting and freight stations with the domestic cars in the railway junctions is presented.

Повышение конкурентоспособности транспортной системы Украины напрямую зависит от взаимодействия железнодорожного и морского транспорта. Наиболее остро эти вопросы стоят на Одесской железной дороге. В ее регионе расположено 9 морских портов (Одесский, Ильичевский, Южный, Белгород-Днестровский, Николаевский, Херсонский, Ренийский, Октябрьск) и 3 речных порта. На эти порты приходится около 80 % грузооборота портов Украины.

Начиная с 1999 года, на Украине сложились экономически благоприятные условия для работы портовых комплексов, что привело к бурному развитию их инфраструктуры. В 2007 г. грузооборот морских торговых портов Украины составил 123,7 млн т. Наиболее интенсивно развиваются перевалка контейнеров (+34,4 %), транзит нефти и нефтепродуктов (+20,1 %), перевалка насыпных грузов (+9,3 %). Подобная динамика позволяет привлекать значительные зарубежные инвестиции для развития портовых перегрузочных комплексов и еще больше наращивать перерабатывающую способность портов. Необходимо отметить, что транспортная инфраструктура Одесской железной дороги была сформирована во время Советского Союза и ее техническое оснащение ориентировано на импорт. После получения независимости Украины характер работы портов резко изменился с импорта на экспорт, расширилась номенклатура выгружаемых грузов, преобладает выгрузка массовых грузов – металла, удобрений, зерна, леса, руды и угля. В связи с этим отдельные станции не в состоянии перерабатывать предлагаемые объемы, поскольку перера-

батывающая способность портов существенно превышает перерабатывающую способность припортовых станций (см. табл. 1).

Таблица 1

Перерабатывающие способности портов и портовых станций

Порт			Припортовая станция			Диспропорция	
Наименование	Перерабатывающая способность		Наименование	Перерабатывающая способность			
	ваг/сут	пар поездов		ваг/сут	пар поездов	ваг/сут	пар поездов
Одесса-порт	713	12	Одесса	432	8	281	4
Ильичевск	1235	22	Ильичевск	755	14	480	8
Николаевский	536	10	Николаев-Грузовой	310	6	226	4

В отличие от морских портов, железная дорога является многоотраслевым предприятием и не может вкладывать инвестиции только в развитие припортовых станций. Кроме того, развитие этих станций связано со значительными рисками для Укрзализныци ввиду неравномерной загрузки морских портов и частой переориентации грузопотоков не только между портами, но даже между водными бассейнами в течение коротких периодов времени. Такая ситуация приводит к значительным убыткам, связанным с содержанием невостребованных мощностей портов и станций, с одной стороны,

и простым подвижного состава и «омертвлением» товарной массы, с другой стороны.

В этой ситуации для улучшения взаимодействия морских торговых портов и железнодорожного транспорта необходимо максимально использовать организационные мероприятия. Разгрузка припортовых станций и повышение их пропускной и перерабатывающей способности может быть достигнута за счет переноса части маневровой работы с местными вагонами на технические станции. При такой организации эксплуатационной работы технические станции железнодорожных узлов формируют многогруппные передаточные поезда с подборкой вагонов по фронтам грузовой работы, а грузовые станции обеспечивают только подачу этих групп под выгрузку или погрузку. Задача концентрации сортировочной работы с местными вагонами на технических станциях поставлена в [1]. В то же время классические сортировочные станции не приспособлены для формирования многогруппных поездов. Формирование этих поездов существенно увеличивает загрузку сортировочных горок, а соответственно и простои составов в ожидании расформирования [2]. В случае, когда рассматривается система «сортировочная станция – грузовая станция», обоснование целесообразности формирования на сортировочной станции передаточных поездов с подборкой групп вагонов по фронтам грузовой работы может быть выполнено с помощью сравнения вариантов [3]. Однако решить такую задачу перебором вариантов в крупных узлах затруднительно так, как в их состав могут входить 1-3 технических и несколько десятков грузовых станций, что создает большое количество конкурирующих вариантов. Для решения задачи оптимизации распределения маневровой работы с местными вагонами между техническими и грузовыми станциями в крупных железнодорожных узлах необходимо разработать математические методы, позволяющие сократить объем перебора вариантов.

В качестве целевой функции в данной задаче приняты общие расходы, связанные с функционированием железнодорожного узла, которые могут быть представлены выражением:

$$E_{\Pi} = \sum_{i=1}^N g_i(x_i) = \sum_{i=1}^N (T_{bi}e_{нн} + t_{m,i}e_m + m_i(C_{млс} + \Delta C_{кв\lambda\mu})) \rightarrow \min, \quad (1)$$

где $g_i(x_i)$ – зависимость расходов i -й станции от количества формируемых на ней подач ваго-

нов x_i ;

N – количество станций в узле;

T_{bi} – вагоно-часы простоя на i -й станции;

$t_{m,i}$ – продолжительность формирования подач на грузовые фронты на i -й станции, ч;

m_i – количество маневровых локомотивов на i -й станции, лок.;

$e_{нн}$ – стоимость одного вагоно-часа, грн;

e_m – стоимость одного локомотиво-часа маневровой работы;

$C_{млс}$ – групповая норма расходов на содержание маневрового локомотива в течение суток, грн;

$\Delta C_{кв\lambda\mu}$ – приведенные капитальные расходы на одни сутки содержания маневрового локомотива, грн.

Величины T_{bi} , t_m и m_i функционально зависят от x_i . Значения функций $g_i(x_i)$ могут быть получены путем имитационного моделирования станционных процессов [4]. Примеры зависимостей $g_i(x_i)$ для сортировочной и грузовой станций представлены на рис 1.

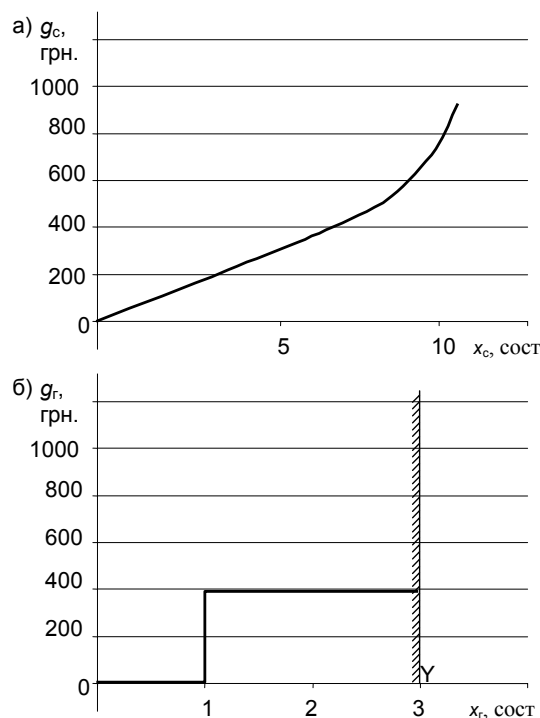


Рис. 1. Зависимости расходов станций от количества переформируемых составов: а) сортировочная станция; б) грузовая станция

Функция E_{Π} (1) является аддитивной, так как общие расходы по железнодорожному узлу представляют собой сумму расходов по отдельным станциям $g_i(x_i)$ и расходы станций независимы; нелинейной, так как простои составов на сортировочной станции T_b , а значит и связанные с ними расходы узла, нелинейно зависят от количества составов, с которыми выпол-

няется окончание формирования; негладкой, так как расходы грузовых станций могут принимать два фиксированных значения, соответствующих вариантам с выполнением подборки групп вагонов на сортировочной станции и на данной грузовой станции.

Ограничениями в данной задаче являются общее количество составов передаточных поездов, формируемых в узле Z , резерв перерабатывающей способности сортировочной станции S и количество поездов, поступающих на грузовые станции Y

$$\begin{cases} x_c \leq S; \\ \sum_{i=1}^N x_i = Z, \quad i=1 \dots N; \\ x_{r,i} \leq Y_i, \quad i=1 \dots (N-1). \end{cases} \quad (2)$$

Рассмотрим случай, когда в состав железнодорожного узла входит одна сортировочная и $(N-1)$ грузовая станция.

Учитывая характер целевой функции и ограничений, задача оптимизации распределения сортировочной работы с местными вагонами в железнодорожном узле может быть сведена к задаче динамического программирования. Для решения задачи искусственно вводится динамический процесс распределения. При этом задача решается в два этапа. На первом этапе решения вместо одной многомерной задачи с заданным количеством составов Z и фиксированным числом станций N рассматривается целое семейство одномерных задач распределения работы с некоторым целым количеством составов z между i -й станцией и предшествующими $(i-1)$ станциями (здесь $0 \leq z \leq \min\left(\sum_{j=1}^i Y_j, Z, S\right)$). При таком подходе в

динамическом программировании вводится рекуррентное соотношение, позволяющее решать задачу в общем виде

$$E_{n,i}(z) = \min_{0 \leq x_i \leq z} (g_i(x_i) + E_{n,i-1}(z - x_i)), \quad (3)$$

где $E_{n,i-1}$ – минимальные расходы, при оптимальном распределении сортировочной работы между $(i-1)$ станциями.

Подобная структура формулы (3) позволяет получить последовательность условно оптимальных решений $E_{n,1}(z)$, $E_{n,2}(z)$, ..., $E_{n,N-1}(z)$, $E_{n,N}(z)$. В развернутом виде последовательность функций записывается следующим образом:

$$E_n(z) = E_{n,N}(z) = \min_{0 \leq x_N \leq z} (g_N(x_N) + E_{n,N-1}(z - x_N));$$

$$E_{n,N-1}(z) = \min_{0 \leq x_{N-1} \leq z} (g_{N-1}(x_{N-1}) + E_{n,N-2}(z - x_{N-1}));$$

...

$$E_{n,2}(z) = \min_{0 \leq x_2 \leq z} (g_2(x_2) + E_{n,1}(z - x_2)); \quad (4)$$

$$E_{n,1}(z) = g_1(x_1). \quad (5)$$

Учитывая, что значения функций $g_i(x_i)$ являются заданными, то и значение $E_{n,1}$ определяется лишь условием задачи (5). Функция $E_{n,2}$ определяется по соотношению (4) через $E_{n,1}$. Подобным образом, на первом этапе пошагово могут быть определены значения всех функций $E_{n,i}$ $i=1 \dots N$. На втором этапе из условно-оптимальных решений $E_{n,i}(z)$ находится безусловно оптимальное решение $E_n(x_i)$.

В качестве примера рассмотрим задачу распределения сортировочной работы в узле, состоящем из пяти грузовых и одной сортировочной станции. Расформирование-формирование составов на грузовых станциях 1-4 выполняется на вытяжных путях, а на станции 5 – на горке малой мощности. Расходы грузовых станций, связанные с подборкой вагонов по фронтам грузовой работы, приведены в табл. 2.

Таблица 2

Характеристики грузовых станций узла

Грузовая станция	1	2	3	4	5
Количество формируемых поездов	1	1	2	3	4
Расходы по формированию поездов, грн/сут	218,6	235,0	376,0	394,8	226,6

Зависимость расходов сортировочной станции от числа составов передаточных поездов, в которых выполняется подборка групп вагонов по фронтам грузовой работы, приведена на рис. 1а. Значения функций $E_{n,i}(z)$ приведены в табл. 3.

На последнем шаге, учитывая ограничения (2), расчеты могут выполняться только для варианта $z = \min\left(\sum_{j=1}^N Y_j, Z, S\right)$. Графическое решение одномерной задачи оптимизации распределения сортировочной работы с местными вагонами между сортировочной станцией с одной стороны и грузовыми станциями с другой стороны, когда оптимальное распределение сортировочной работы между грузовыми станциями известно, приведено на рис. 2.

Решение задачи оптимизации распределения сортировочной работы с местными вагонами в узле в табличной форме

z	Станция 1		Станции 1,2		Станции 1-3		Станции 1-4		Станции 1-5		Все станции	
	$E_{п,1}(z)$	x_1	$E_{п,2}(z)$	x_2	$E_{п,3}(z)$	x_3	$E_{п,4}(z)$	x_4	$E_{п,5}(z)$	x_5	$E_{п,6}(z)$	x_6
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0		
1	218,6	1	218,6	0	218,6	0	218,6	0	218,6	0		
2			453,6	1	376,0	2	376,0	0	376,0	0		
3					594,6	2	394,8	3	394,8	0		
4					829,6	2	613,4	3	226,6	4		
5							770,8	3	445,2	4		
6							989,4	3	602,6	4		
7							1224,4	3	621,4	4		
8									840	4		
9									997,4	4		
10									1216	4		
11									1451	4	582,1	7

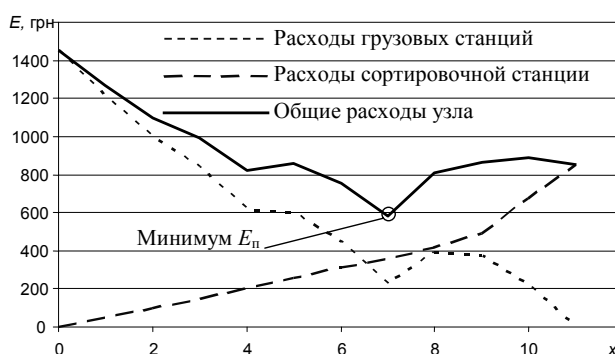


Рис. 2. Распределение сортировочной работы между сортировочной станцией и грузовыми

Таким образом, в данном узле на сортировочной станции рационально формировать передаточные поезда с подобранными по фронтам грузовой работы вагонами на станции 1, 2, 3 и 4, а на грузовую станцию 5 рационально подавать одногруппные передаточные поезда с выполнением подборки вагонов непосредственно на этой станции. При этом экономия эксплуатационных расходов составляет 317 тыс. грн в год по сравнению с вариантом, когда сортировочная станция не выполняет подборку вагонов по фронтам грузовой работы, и 97 тыс. грн в год по сравнению с вариантом, когда сортировочная станция выполняет подборку вагонов по фронтам грузовой работы для всех грузовых станций узла.

Таким образом, распределение сортировочной работы с местными вагонами между техническими и грузовыми станциями зависит от

технического оснащения станций узла и объемов их работы. Использование предложенной методики, основанной на методах динамического программирования, позволит рационально загрузить технические средства железнодорожных узлов и сократить расходы, связанные с переработкой местного вагонопотока.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Концепція та Програма реструктуризації на залізничному транспорті України [Текст]. – К.: НАБЛА, 1998. – 145 с.
2. Сотников, Е. А. Эксплуатационная работа железных дорог (состояние, проблемы, перспективы) [Текст] / Е. А. Сотников. – М.: Транспорт, 1986. – 256 с.
3. Музикіна, Г. І. Організація раціональної взаємодії залізничних станцій, які обслуговують морські порти [Текст] / Г. І. Музикіна, В. В. Журавель, І. Л. Журавель // Матеріали IV Міжн. наук.-практ. конф. «Проблеми та перспективи розвитку транспортних систем в умовах реформування залізничного транспорту: управління, економіка і технології». – К.: ДЕДУТ, 2008. – С. 148-150.
4. Левицький, І. Ю. Програмні засоби для визначення показників роботи залізничних станцій [Текст] / І. Ю. Левицький, Д. М. Козаченко, Р. Г. Коробйова // Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту: Тези доп. 68 Міжн. наук.-практ. конф. – Д.: ДНУЗТ, 2008. – С. 41-42.

Поступила в редколлегию 09.07.2008.

ВИЗНАЧЕННЯ ПОКАЗНИКІВ БЕЗПЕКИ РУХУ ВАГОНІВ ПРИ ГАЛЬМУВАННІ УПОВІЛЬНЮВАЧАМИ

Описано основні чинники, які впливають на показники безпеки руху вантажних вагонів на сортувальних гірках. Розглянуто взаємодію колеса вантажного вагона та гальмівного уповільнювача. Виконано нормативні розрахунки показників стійкості колеса та визначено небезпечні режими руху вагонів на гірках.

Описаны основные факторы, влияющие на показатели безопасности движения на сортировочных горках. Рассмотрено взаимодействие колеса грузового вагона и тормозного замедлителя. Выполнены нормативные расчеты показателей устойчивости колеса и определены опасные режимы движения вагонов на горках.

The basic factors, which affect on safety indices of wagon's motion on sorting humps, and the interaction between freight wagon wheel and brake retarder are described. The normative indices of wheel stability and the dangerous modes of wagon's motion on humps are determined.

Сортувальні гірки являються найбільш завантаженою ланкою сортувальних станцій. Ефективність їх роботи є одним з основних факторів, що визначає загальні показники роботи залізниць. Разом з тим сортувальні гірки є і одними з найбільш небезпечних місць на станціях, для яких характерна значна кількість випадків травматизму, сходів вагонів, їх пошкоджень та пошкоджень вантажів [1]. Наведені обставини висувають підвищені вимоги до технічного стану гірок. В той же час технічне забезпечення сортувальних гірок на залізничних станціях України відповідає технічному рівню 70-80 рр. 20 сторіччя. Зважаючи на велику початкову вартість розробки систем управління процесом розформування составів, частина пострадянських країн іде шляхом закупівлі готових систем управління роботою сортувальних гірок, аналогічних тим, що працюють у Західній Європі. Зокрема таким шляхом пішли Литовські залізниці, що встановлюють на станції Вайдотай систему управління роботою сортувальної гірки фірми Siemens з двонитковими гідравлічними уповільнювачами TW-5F на спускній частині гірки та одонитковими гідравлічними уповільнювачами TW-5E/4.5 на сортувальних коліях. Проект вказаної сортувальної гірки виконано за європейськими нормами, які відрізняються від норм, що діють на території країн СНД та Балтії. В цих умовах забезпечити необхідний рівень безпеки сортувального процесу та заданий обсяг переробки вагонів можна лише шляхом атестації (сертифікації) сортувальних гірок та систем їх управління. Виконання цих робіт, а також робіт з аналізу причин браків у роботі сортувальних гірок вимагає створення

програмних комплексів, що дозволяють адекватно моделювати гіркові процеси.

В сучасних умовах гіркові процеси найбільш детально моделюються в програмах перевірки плану та поздовжнього профілю сортувальних гірок під час їх проектування [2]. Але, навіть у найбільш сучасних програмах моделювання роботи гірок [3] відчепи розглядаються як гнучкі нерозтяжні стержні з масою, що рівномірно розподілена по довжині вагонів; положення колій в плані і профілі задається їх осями, що складаються із прямолінійних та криволінійних ділянок. Подібні моделі не можуть визначати умови, що загрожують безпеці розпуску состава. Для розв'язання задач цього класу необхідні математичні моделі, які враховують динамічну навантаженість несучих елементів вагонів та дозволяють визначати показники безпеки їх руху. До таких показників відносяться коефіцієнти запасу стійкості вагонів [4] та коефіцієнти стійкості вантажів у вагонах [5]. Сили, що діють на рухомий склад під час скочування на сортувальних гірках, можуть досягати значних величин, співрозмірних із зусиллями, які діють у поїздах під час перехідних режимів. Ці сили викликають інтенсивні коливання вузлів конструкції вагонів. Характер цих коливань багато в чому визначається структурою та властивостями рухомого складу як динамічної системи: величинами мас, що коливаються, моментами інерції, висотою центра маси, типами зв'язків між елементами конструкції, характеристиками вантажів, які перевозяться на вагонах та ін. Моделі, які враховують наведені особливості для умов поїздного руху, розроблені у ДІТі та успішно використовуються при аналізі транспортних подій, для розра-

хунків конструкції рухомого складу і окремих його елементів [6]. В той же час безпосереднє використання програмних реалізацій цих моделей для аналізу гіркових процесів також неможливо, через відмінність характеру, величини та тривалості дії сил, що мають місце у поїздному русі та при скочуванні відчепів. Для аналізу задач, що пов'язані із забезпеченням безпеки сортувального процесу, в ДПТІ виконуються дослідження, спрямовані на вдосконалення імітаційної моделі скочування відчепів з сортувальної гірки [7]. В цій моделі окремих відчеп розглядається як динамічна система. В ній враховуються наступні фактори: конструктивні особливості вагонів; характеристики поглинаючих апаратів; розташування вантажів на вагонах; нерівності колій, розташування на них стрілочних переводів і кривих малого радіусу в плані та профілі, зміна ширини колії; нестабільність руху вагонів у відчепях, що пов'язана зі зміною розтягнутого та стисненого станів під впливом профілю колії та дії гальмівних уповільнювачів; характеристики гальмівних позицій та ін.

Одним з найбільш небезпечних гіркових процесів, що у багатьох випадках є причиною порушення умов безпеки руху, являється гальмування відчепів гальмівними уповільнювачами. При цьому можливі такі небезпечні ситуації, як вкочування колеса вагона на шину уповільнювача та витискання вагона всередині відчепу.

Вкочування колеса на шину уповільнювача під час гальмування виникає через обертання колеса відносно точки його контакту з уповільнювачем. На рис. 1 наведено розрахункову схему визначення сил, що діють на колесо вагона при вході в односторонній уповільнювач ТW-5E/4.5, який розташований у кривій ділянці колії.

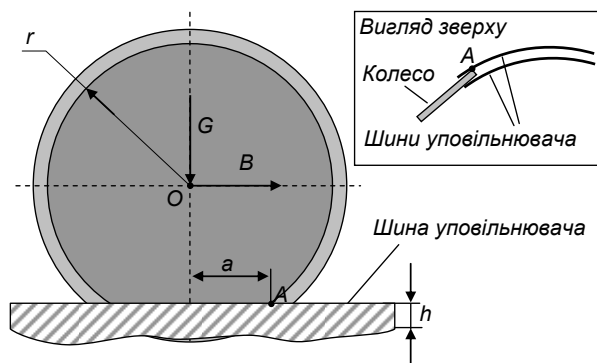


Рис. 1. Розрахункова схема визначення сил, що діють на колесо при прослідуванні гальмівного уповільнювача

В точці A на бокові поверхні колеса діє сила тиску гальмівних шин F_r . При цьому з'являється сила інерції B та гальмівний момент $B(r-h)$. Окрім цього, на колесо діє момент сили Ga , що навантажує його. Вкочування колеса на уповільнювач буде виникати у випадку, коли виконується умова

$$B(r-h) > Ga. \quad (1)$$

Враховуючи, що

$$a = \sqrt{r^2 - (r-h)^2} = \sqrt{2hr - h^2},$$

умова (1) може бути представлена виразом

$$B > G \frac{\sqrt{2rh - h^2}}{r - h}.$$

З іншої сторони

$$|\vec{B} + \vec{G}| = 2\mu\varphi_{np}F_r,$$

де φ_{np} – коефіцієнт приведення, що залежить від параметрів уповільнювача та діаметру коліс вагона;

μ – коефіцієнт тертя.

Розкривши знак модулю, отримаємо $\sqrt{B^2 + G^2} = 2\varphi_{np}\mu F_r$, або $B = \sqrt{(2\varphi_{np}\mu F_r)^2 - G^2}$.

Підставляючи цей вираз у (2), остаточно отримаємо

$$\sqrt{(2\varphi_{np}\mu F_r)^2 - G^2} > G \frac{\sqrt{2rh - h^2}}{r - h};$$

$$(2\varphi_{np}\mu F_r(r-h))^2 - G^2r^2 + 2G^2rh - G^2h^2 > 2G^2hr - G^2h^2;$$

$$(2\varphi_{np}\mu F_r(r-h))^2 > G^2r^2.$$

Таким чином, умову вкочування колеса на шину уповільнювача можна представити виразом

$$F_r > \frac{Gr}{2\varphi_{np}\mu(r-h)}.$$

В результаті умова стійкого руху колеса по уповільнювачу може бути записана у вигляді

$$\frac{Gr}{2\varphi_{np}\mu F_r(r-h)} > k_c,$$

де k_c – коефіцієнт запасу стійкості.

Витискання вагонів на гірках виникає через те, що при гальмуванні першого вагона відчеп наступні за ним вагони будуть сприймати зу-

силля від вагонів, що на них набігають. Найгірші умови складаються тоді, коли відчеп складається з завантаженого, порожнього та групи завантажених вагонів. З метою визначення можливості витискання порожнього вагона при гальмуванні на парковій гальмівній позиції станції Вайдотай першого вагона повною гальмівною потужністю уповільнювача виконано моделювання подібної ситуації. Відповідно до норм [3], умова безпечного руху вагонів визначається через коефіцієнт запасу стійкості колісної пари від сходу з рейок по умові вкочування гребеня колеса на головку рейки

$$K_{ст} = \frac{P_B}{P_B} \cdot \frac{\operatorname{tg}(\beta) - \mu}{1 + \mu \cdot \operatorname{tg}(\beta)} > [K_{ст}],$$

де $\beta = 60^\circ$ – кут нахилу твірної конусоподібної поверхні гребеня колеса з горизонталлю;

P_B – вертикальне навантаження від колеса, що набігає на рейку;

P_B – бокове зусилля взаємодії гребеня колеса, що набігає, та головки рейки;

$[K_{ст}] = 1,2$ – допустиме значення коефіцієнта стійкості.

Результати розрахунків коефіцієнтів стійкості колісних пар відчепу, який складається з завантаженого, порожнього та восьми завантажених вагонів і гальмується на парковій гальмівній позиції, наведено на рис. 2.

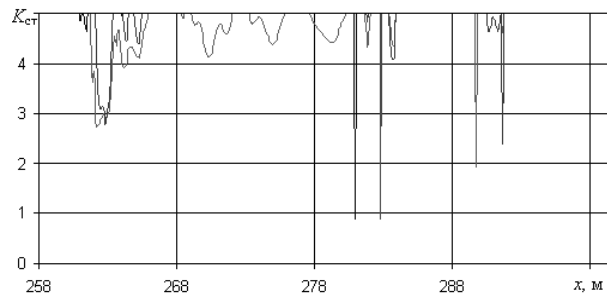


Рис. 2. Процес зміни величини $K_{ст}$ колісних пар порожнього вагона

Як видно з рис. 2, коефіцієнти стійкості 1-ої та 2-ої колісних пар порожнього вагона складають $K_{ст} = 0,89$, що значно менше допустимого значення і вказує на високу ймовірність сходу цього вагона за таких умов гальмування.

Для забезпечення безпеки процесу розформування составів подібні ситуації повинні бути враховані в алгоритмі управління гальмівними позиціями.

Запропонований підхід дозволяє оцінювати конструкції існуючих та нових сортувальних гірок, гальмівних уповільнювачів та систем їх управління з урахуванням динаміки руху вагонів та їх взаємодії з рейками і уповільнювачами. Розвиток наведених методів дасть змогу створити програмні засоби, які дозволять визначати умови безпеки руху на сортувальних гірках та підвищити ефективність їх експлуатації.

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Модин, Н. К. Безопасность функционирования горочных устройств [Текст] / Н. К. Модин. – М.: Транспорт, 1994. – 173 с.
2. Правила и нормы проектирования сортировочных устройств на железных дорогах Союза ССР. ВСН 207-89 [Текст]. – М.: Транспорт, 1992. – 104 с.
3. Бобровский, В. И. Дифференциальные уравнения движения отцепа и методы их решения [Текст] / В. И. Бобровский, // Информационно-управляющие системы на железнодорожном транспорте. – 1996. – № 6. – С. 34-39.
4. Нормы для расчетов и проектирования новых и модернизированных вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных) [Текст]. – М.: ГосНИИВ-ВНИИЖТ, 1996. – 354 с.
5. Збірник № 17 Правил перевезень і тарифів залізничного транспорту України [Текст]. – К.: Укрзалізниця, 2005. – 176 с.
6. Мямлин, С. В. Моделирование динамики рельсовых экипажей [Текст] / С. В. Мямлин. – Д.: Новая идеология, 2002. – 240 с.
7. Расчет динамики и стабильности подвижного состава во время торможения вагонов на замедлителях, предусматриваемых смонтировать на станции Вайдотай (Литва) третьей (парковой) тормозной позиции, в кривых радиусом 200 м. Отчет по НИР. № госрегистра. 0107U011636 [Текст]. – Д.: ДИИТ, 2007.

Надійшла до редколегії 09.07.2008.

ВИБІР РАЦІОНАЛЬНОГО З'ЄДНАННЯ ОБМОТОК ТРАНСФОРМАТОРІВ СТАТИЧНИХ ПЕРЕТВОРЮВАЧІВ У СУЧАСНИХ СТЕНДАХ ДЛЯ ВИПРОБУВАННЯ ТЯГОВИХ ДВИГУНІВ ЛОКОМОТИВІВ

Показана доцільність з'єднання обмоток трансформаторів у статичних пристроях стендів для випробування тягових двигунів локомотивів у трикутник.

Показана целесообразность соединения обмоток трансформаторов в статических устройствах стендов для испытания тяговых двигателей локомотивов в треугольник.

In this article the expediency of delta connection of transformer windings in the static devices of test desk for locomotive traction engine is demonstrated.

Вступ

Сучасний стан напівпровідникової перетворювальної техніки дозволяє замінити електро-механічні перетворювачі у схемах стендів взаємного навантаження, які використовуються для випробування тягових машин локомотивів, статичними, що сприяє покращенню енергетичних показників стендів. У склад статичного перетворювача входить трифазний трансформатор, первинні обмотки якого отримують живлення від мережі ~ 380 В підприємства по ремонту машин, а на вторинну сторону підключається напівпровідниковий перетворювач змінного струму у постійний з регульованою напругою. Такі статичні перетворювачі доцільно застосовувати замість традиційних вольто-додаткових машин (ВДМ) та лінійних генераторів (ЛГ).

ВДМ здійснюють компенсацію електричних втрат у системі двигун-генератор, а ЛГ компенсують втрати холостого ходу (магнітні і механічні). Але поки що відсутні рекомендації по вибору раціональних параметрів цих статичних перетворювачів, зокрема по схемах з'єднань обмоток трансформаторів.

Матеріали та результати досліджень

У теперішній час в Україні на заводах та депо, де проводяться ремонти тягових двигунів локомотивів, до складу випробувальних станцій входять випробувальні стенди взаємного навантаження, виконані на електромеханічних (електромашинних) перетворювачах. Ці стенди використовуються вже більше 30-ти років і потребують модернізації. Крім того, у ряді депо з різних причин взагалі відсутні стенди для ви-

пробувань тягових машин після поточного ремонту третього.

При розробці нових стендів та модернізації існуючих потрібно враховувати ряд особливостей роботи підприємств у теперішній час. Зокрема, відсутність спеціальних окремих приміщень для розташування усього комплексу випробувальної станції, обмеження виробничих площ. Крім того, у багатьох депо експлуатуються по декілька видів локомотивів (електровози, тепловози, електросекції, дизельні секції).

У цих умовах доцільно розглянути питання про уніфікацію стендів, на яких можна було б проводити випробування тягових машин декількох видів локомотивів.

Наприклад, в депо Мелітополь Придніпровської залізниці знаходяться в експлуатації електровози ЧС2, ЧС7, тепловози 2ТЕ116. Потужність електровозних двигунів типу AL4846dT складає 700 кВт, напруга – 1500 В; тепловозних типу ЭД 118 – 305 кВт, 700 В. Вважається за доцільне розробити уніфікований стенд для випробувань двигунів як електровозів, так і тепловозів. Потрібне значення напруги на вторинному боці трансформатора досягається за рахунок регулювання кількості витків у фазах на первинному боці. Статичні перетворювачі позначимо ВДМ і ЛГ, як і в стендах з електромашинними перетворювачами. Розрахунки, проведені у відповідності з методикою, наведеною в [1], показують, що параметри статичного перетворювача ВДМ повинні бути: напруга $U_{ВДМ} = 220$ В, струм $I_{ВДМ} = 1450$ А, потужність $P_{ВДМ} = 340$ кВт. Для статичного перетворювача ЛГ: $U_{ЛГ} = 2000$ В, $I_{ЛГ} = 30$ А, $P_{ЛГ} = 60$ кВт.

Як бачимо, потужність ВДМ та ЛГ, особливо ВДМ, суттєва. Тому з метою зменшення габаритів трифазних стрижневих з плескатою магнітною системою трансформаторів вказаних перетворювачів пропонується масляне охолодження, тобто трансформатор матиме бак та деталі кріплення активної частини трансформатора у баці.

Відомо, що при насиченні сталі, при синусоїдній напрузі живлення і відповідно синусоїдному магнітному потоці у стрижнях струм неробочого ходу I_0 трансформатора несинусоїдний. Із вищих гармонік цього струму найбільш сильна третя гармоніка. Залежність $\frac{I_{03}}{I_{01}} = f(B)$ показана на рис. 1 [2], де B – індукція в стрижнях трансформаторів.

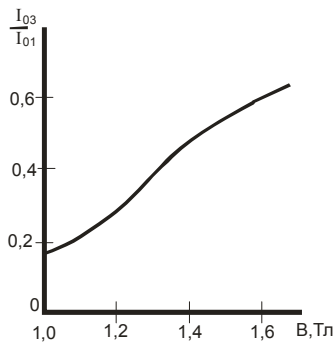


Рис. 1. Залежність $\frac{I_{03}}{I_{01}} = f(B)$

В тристрижневому трансформаторі магнітопровід являє собою зв'язану систему. Потоки третіх гармонік у всіх трьох фазах, так як і струми, збігаються у часі. Це значить, що потоки третіх гармонік у кожний момент часу однакові по значенню і в стрижнях трансформатора направлені усі в одну сторону, наприклад уверх, як показано на рис. 2.

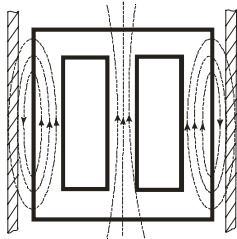


Рис. 2. Треті гармоніки потоку в тристрижневому трансформаторі

Із рис. 2 видно, що потік третьої гармоніки в якому-небудь стрижні, наприклад у першому, не може замкнутися ні через другий, ні через третій стрижні, оскільки у кожному з них він зустрічає зустрічний потік третьої гармоніки.

Це приводить до того, що лінії третьої гармоніки потоку у всіх трьох фазах виходять із магнітопроводу і замикаються від ярма через повітря, пульсуючи з частотою $3f$, де f – частота мережі живлення. Ці потоки намагаються йти по шляхах найменшого магнітного опору, використовуючи стінки бака, стяжні болти тощо. У результаті у цих елементах виникають вихрові струми і відповідно зростають втрати потужності, що знижують коефіцієнт корисної дії трансформатора. У ряді номінальних потужностей силових трансформаторів (ГОСТ 9680-77) найближче значення до розрахункової потужності трансформатора ВДМ (320 кВт) – 400 кВА, для трансформатора ЛГ (60кВт) – 100 кВА.

Дослідження показують, що при індукції в стрижнях порядку 1,65 Тл втрати у баці досягають 50...65 % від втрат у магнітопроводі [2]. Згідно ГОСТ 12022-76, втрати неробочого ходу складають 950 Вт для трансформаторів потужністю 400 кВА, та 330 Вт для трансформаторів потужністю 100 кВА.

Втрати короткого замикання відповідно 5500 Вт та 1970 Вт. Орієнтовано ККД трансформаторів

$$\eta_{\text{ВДМ}} = \frac{400 \cdot 0,8 - (950 + 5500)10^{-3}}{400 \cdot 0,8} 100\% = 97,98\%;$$

$$\eta_{\text{ЛГ}} = \frac{100 \cdot 0,8 - (330 + 1970)10^{-3}}{100 \cdot 0,8} 100\% = 97,12\%.$$

З урахуванням збільшення втрат неробочого ходу із-за дії вихрових струмів у баці викликаних третьою гармонікою потоку

$$\eta_{\text{ВДМ}} = \frac{400 \cdot 0,8 - [(950 + 5500)1,65]10^{-3}}{400 \cdot 0,8} 100\% = 96,67\%;$$

$$\eta_{\text{ЛГ}} = \frac{100 \cdot 0,8 - [(330 + 1970)1,65]10^{-3}}{100 \cdot 0,8} 100\% = 95,25\%.$$

Тобто дія вихрових струмів, викликаних у баці третьою гармонікою потоку, зменшує ККД на

$$\eta_{\text{ВДМ}} = 97,98\% - 96,67\% = 1,31\%;$$

$$\eta_{\text{ЛГ}} = 97,12\% - 95,25\% = 1,87\%.$$

Такий же вплив на значення ККД мають треті гармоніки і при навантаженні трансформатора. З метою усунення впливу третіх гармо-

нік рекомендуємо з'єднувати первинну обмотку у трикутник. У цьому випадку первинний трикутник являє собою контур, по якому усі три струми, що викликані третьою гармонікою потоку, замикаються усередині трикутника.

Втрати у баці в результаті дії вихрових струмів, викликаних потоками третьої гармоніки, при цьому відсутні. Той же ефект отримуємо і при з'єднанні у трикутник і вторинної обмотки. В уніфікованих стендах для випробування двигунів AL4846dT та ЭД118 доцільно застосовувати з'єднання у трикутник на первинному боці трансформатора, що спрощує схему статичного перетворювача.

Висновки

З'єднання у трикутник первинних обмоток трифазних трансформаторів статичних перетворювачів ВДМ та ЛГ уніфікованого стенда для випробування тягових двигунів електровазів ЧС2, ЧС7 та тепловозів 2ТЕ116 збільшує ККД трансформаторів орієнтовно відповідно на

1,31 % та 1,87 % в порівнянні з варіантом, коли і первинні, і вторинні обмотки з'єднані по схемі «зірка». Таке збільшення значення ККД є суттєвим, особливо з урахуванням того, що при цьому не потрібні додаткові витрати.

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Безрученко, В. М. Тягові електричні машини електрорухомого складу: навч. посібник [Текст] / В. М. Безрученко, В. К. Варченко, В. В. Чумак. – Д.: Вид-во ДНУЗТ, 2003. – 252 с.
2. Пиотровский, Л. М. Электрические машины: учебник [Текст] / Л. М. Пиотровский. – Л.-М.: Госэнергоиздат, 1949. – 528 с.
3. ГОСТ 9680-70. Ряды номинальных мощностей силовых трансформаторов [Текст].
4. ГОСТ 12022-76. Параметры холостого хода и короткого замыкания трёхфазных масляных силовых трансформаторов общего назначения [Текст].

Надійшла до редколегії 28.07.2008.

ПОКАЗАТЕЛИ КАЧЕСТВА ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ В ТЯГОВОЙ СЕТИ НА ТОКОПРИЕМНИКАХ ЭЛЕКТРОВЗОВ ПОСТОЯННОГО ТОКА

Виконана кількісна оцінка показників якості електроенергії напруги на струмоприймачі електрорухомого складу постійного струму.

Выполнена количественная оценка показателей качества электроэнергии напряжения на токоприёмнике электроподвижного состава постоянного тока.

The numerical estimation of the electric energy quality parameters of voltage on a current collector of the DC electric rolling stock is executed.

Обеспечение качества электроэнергии (КЭ) относится к числу важнейших проблем электроэнергетики не только промышленных предприятий [1], но и на электрифицированном железнодорожном транспорте [2, 3]. Как известно, КЭ нормируется показателями качества электроэнергии (ПКЭ), систему которых, согласно ГОСТу 13109-97, образуют следующие характеристики изменения напряжения: отклонения и колебания напряжения; степень его несимметрии и несинусоидальности; провал напряжения, изменение его частоты, а также импульсное напряжение и временное перенапряжение. Эти показатели относятся к потребителям, питающимся от электрических сетей трехфазного тока. Таким образом, указанные ПКЭ в полной мере могут быть определены для любой системы электрической тяги на входах тяговых подстанций. Однако также представляют необходимый интерес ПКЭ «внутри» системы тяги, т.е. характеристики изменения напряжения на токоприемнике электроподвижного состава, как на нагрузке. Причем система электрической тяги постоянного тока не является исключением, т.к. напряжение тяговой сети в этом случае, называясь постоянным, реально является, порой резко, изменяющимся, т.е. переменным $U(t)$.

Измерения фактических, в реальных условиях эксплуатации, значений напряжения в тяговой сети и их вероятностно-статистическая обработка выполнялась издавна и многими исследователями, например [2, 4–9], но оценка ПКЭ не производилась. Поэтому в данной работе ставится цель хотя бы частично восполнить этот пробел.

Для решения поставленной задачи были записаны с бортового компьютера и обработаны данные реализаций напряжения $U(t)$ на токо-

приемнике первого украинского электровоза ДЭ 1 в течение 40 поездок с поездами на различных участках Приднепровской железной дороги. Анализ показывает, что текущие значения напряжения изменяются в очень широком интервале: от 2400 до 4000 В, которые отличаются от номинальной величины, равной 3000 В. Наиболее частыми являются значения от 3050 до 3500 В, что вытекает из поля возможных значений (рис. 1).

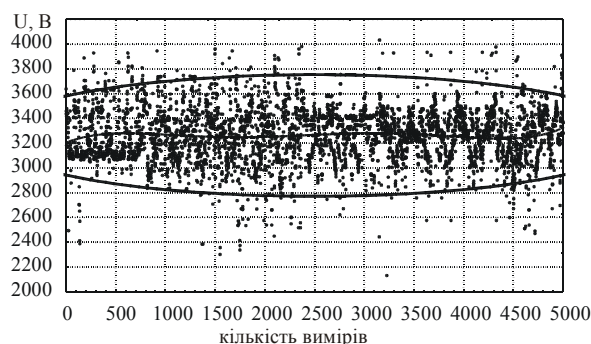


Рис. 1. Поле возможных напряжений на токоприёмнике электровозов ДЭ 1 на участках Приднепровской железной дороги

На основании полученных величин U ниже выполнена оценка следующих ПКЭ [1].

Для исследуемого напряжения **отклонение напряжения** определяется относительной разностью между действительным U и номинальным $U_{\text{ном}}$ значениями напряжения на токоприемнике:

$$\delta U = \frac{U - U_{\text{ном}}}{U_{\text{ном}}} \cdot 100\%$$

Отклонение от максимального значения составило 36,7 %, а по минимальному 28,95 % при нормально допустимом $\pm 5\%$ и предельно допустимом значении $\pm 10\%$. К примеру, в машиностроении и металлургии $\delta U_0 = -10 \dots + 4\%$, в

химической и горнодобывающей – 15...+5 %, а на электродных заводах – 20...23 %. В [2] под отклонением напряжения для тяговой сети предлагается понимать изменения напряжения такой длительности, которые приводят к изменению скорости движения поезда. При этом следует считать отклонение положительным, если $U > U_{\text{ном}}$, и отрицательным, если $U < U_{\text{ном}}$.

Под **колебаниями напряжения** понимают быстрые изменения напряжения, происходящие со скоростью 1...2 % в секунду и более. В [2] под колебаниями напряжения в тяговой сети предлагается подразумевать изменения напряжения в такие короткие промежутки времени, за которые скорость поезда измениться не успевают.

Колебания напряжения характеризуются амплитудой (размахом) колебаний

$$\delta U_t = \frac{|U_{\text{max}} - U_{\text{min}}|}{U_{\text{ном}}} \cdot 100 \%.$$

Для исследуемого напряжения на токоприёмнике величина $\delta U_t = 49,55 \%$ при норме до 6...10 % по рекомендациям европейского стандарта EN50160.

Провал напряжения характеризуется длительностью $\Delta t_{\text{п}}$ и глубиной $\delta U_{\text{п}}$ провала. Согласно ГОСТ 13109-97, в электрических сетях напряжением до 20 кВ включительно предельно допустимое значение длительности провала составляет 30 с. Для исследуемого напряжения величина $\Delta t_{\text{п}} = 1,8 \text{ с}$. Глубина провала определяется по выражению

$$\delta U_{\text{п}} = \frac{|U_{\text{ном}} - U_{\text{min}}|}{U_{\text{ном}}} \cdot 100 \%$$

и составила 19,6 %. Предельно допустимые значения $\delta U_{\text{п}}$ не установлены. В электрических сетях 3...6 кВ машиностроительных предприятий $\delta U_{\text{п}} = 20 \%$, а $\Delta t_{\text{п}}$ составляет от 0,2 до 30 с.

Под **импульсом напряжения** принято понимать резкое изменение напряжения в точке электрической сети (в рассматриваемом случае между токоприёмником и рельсом), за которым следует восстановление напряжения до первоначального. Импульс напряжения нормируется его максимальным значением $U_{\text{имп}}$ и длительностью $\Delta t_{\text{имп} 0,5}$. При этом длительность фронта не должна превышать 5 мс.

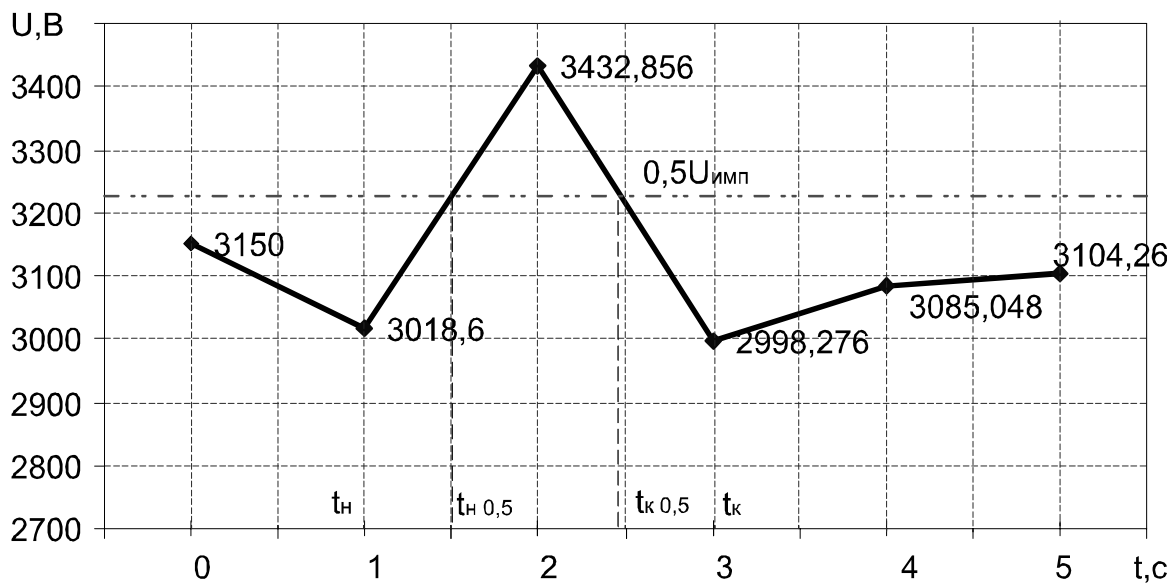


Рис. 2. Импульс напряжения на токоприёмнике электровагона ДЭ 1 на участках Приднепровской железной дороги

Длительность импульса оценивают по выражению:

$$\Delta t_{\text{имп} 0,5} = t_{\text{к} 0,5} - t_{\text{н} 0,5},$$

где $t_{\text{к} 0,5}$, $t_{\text{н} 0,5}$ – начальный и конечный моменты времени, соответствующие пересечению кривой импульса напряжения горизонтальной

линией, проведённой на половине амплитуды импульса $0,5U_{\text{имп}}$.

Для исследуемого напряжения на токоприёмнике $U_{\text{имп}} = 414,26 \text{ В}$, $\Delta t_{\text{имп} 0,5} = 2,8 \text{ с}$, их предельно допустимые значения не установлены.

Как показывает вышеприведённый анализ, фактические значения показателей качества электроэнергии для электроподвижного состава постоянного тока находятся вне допустимых пределов, что, естественно, отрицательно сказывается на работе электрооборудования электрических локомотивов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Жежеленко И. В. Качество электроэнергии на промышленных предприятиях [Текст] / И. В. Жежеленко, Ю. Л. Саенко. – М.: Энергоатомиздат, 2005. – 261 с.
2. Марквардт, К. Г. Электроснабжение электрифицированных железных дорог [Текст] / К. Г. Марквардт. – М.: Транспорт, 1982. – 528 с.
3. Розенфельд, В. Е. Теория электрической тяги [Текст] / В. Е. Розенфельд, И. П. Исаев, Н. Н. Сидоров. – М.: Транспорт, 1983. – 328 с.
4. Марквардт, Г. Г. Определение числа выбросов токов и напряжений на тяговых подстанциях электрических железных дорог [Текст] / Г. Г. Марквардт // Тр. МИИТа, 1965. – Вып. 213. – С. 4-16.
5. Марквардт, Г. Г. Статистические характеристики напряжения на тяговых подстанциях [Текст] / Г. Г. Марквардт // Тр. ВЗИИТа, 1971. – Вып. 53. – С. 5-19.
6. Статистический анализ режимов напряжения тяговых подстанций [Текст] / В. М. Лебедев и др. // Тр. МИИТа. – 1979. – Вып. 636. – С. 102-106.
7. Мирошниченко, Р. И. Режимы работы электрифицированных участков [Текст] / Р. И. Мирошниченко. – М.: Транспорт, 1982. – 208 с.
8. Мищенко, Т. Н. Вероятностные характеристики случайной функции напряжения на токоприёмнике первого украинского электровоза ДЭ1 [Текст] / Т. Н. Мищенко, П. Е. Михаличенко, Н. А. Костин // Електротехніка і електромеханіка, 2003. – № 2. – С. 43-46.
9. Міщенко, Т. М. Викиди напруги на струмоприймачі електровоза ДЕ1 [Текст] / Т. М. Міщенко // Вісник Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – 2004. – Вип. 4. – Д.: Вид-во ДНУЗТ, 2004. – С. 56-60.

Поступила в редколлегию 07.07.2008.

ПРЕДЛОЖЕНИЯ ПО ОЦЕНКЕ ДЕФОРМАТИВНОСТИ ЖЕЛЕЗНО-ДОРОЖНОГО ПУТИ

Запропоновано внести критерій з оцінки деформативності колії. Внесено пропозиції по його значенням.

Предложено внести критерий по оценке деформативности пути. Внесены предложения по его значениям.

It is offered to bring in a criterion on an estimation of deformation capability of a railway track. The offers on its values are given.

Конструкции верхнего строения пути, рекомендуемые «Положениям про проведення планово-запобіжних ремонтно-колійних робіт на залізницях України» [1], имеют достаточную прочность для принятия вопроса об увеличении скорости движения и нагрузки поездов. Однако напряжения, возникающие в элементах конструкций пути, рекомендованных согласно условиям эксплуатации [1], гораздо ниже, нежели их ограничивающие значения. Поэтому необходимы не только прочностные критерии для принятия решений по данным вопросам, но и учет показателей надежности пути (безотказности, долговечности, ремонтпригодности). Все они косвенно отражаются в [1]. Одним из параметров безотказности является интенсивность накопления остаточных деформаций в пути. Данный критерий связан и с долговечностью пути. Процесс накопления остаточных деформаций постепенный, но интенсивность этого накопления различна и зависит от многих факторов, в том числе и от жесткости пути, т.е. жесткости его элементов, а также жесткости связей между этими элементами. Учитывая зависимость между значениями модуля упругости пути в вертикальной плоскости и прогибами пути: чем меньше значение модуля упругости пути, тем больше прогиб; и рассматривая дальнейшую связь: чем больше прогиб, тем больше амплитудно-частотные колебания, чем они больше, тем быстрее расстраивается путь; таким образом, возникает необходимость в искусственном ограничении значений модуля упругости пути. Данное ограничение требует либо использования более мощной техники для уплотнения подшпального основания, либо укрепления конструкции пути георешетками или подбалластным слоем, толщина которого рассчитывается с учетом рода грунта земляного

полотна. Такие методы широко применяются странами Европы [2–5].

В задачах взаимодействия пути и подвижного состава одним из основных элементов модели является подрельсовое основание. Известно, что при одинаковой нагрузке и прочих равных условиях значения жесткости подрельсового основания могут существенно отличаться в зависимости от состояния и параметров элементов, составляющих подрельсовое основание [6]. Расчеты показывают [7], что удельный вес основных элементов пути (шпалы – балласт – земляное полотно в %) в формировании модуля упругости летом оценивается следующими значениями:

При модуле упругости пути:

23 МПа	09; 11; 80,
28 МПа	11; 17; 72,
47 МПа	23; 25; 52.

В опытах, проведенных на дорогах ФРГ [8], установлено, что удельный вес в общей вертикальной деформации пути на деревянных шпалах элементов (шпалы и прокладки – балласт – земляное полотно) может быть представлен соотношением (в %) 20; 55; 25, а железобетонных – 5; 70; 25.

Эти значения можно рассматривать лишь как характеризующие порядок влияния различных элементов строения пути на формирование жесткости пути. Следует заметить, что влияние конструкции и характеристик материала элементов пути на формирование жесткости пути могут существенно влиять на указанные выше соотношения.

Одной из составляющих конструкции пути, как уже было сказано, является земляное полотно. В работах [9–12] была показана степень его влияния на деформативность пути. На рис. 1, 2 и в табл. 1 приведены некоторые результаты такого влияния, полученные с помо-

щью метода конечных элементов (МКЭ) для следующей конструкции пути: рельсы типа Р65, шпалы типа Ш1-1, скрепление КБ с толщиной прокладок 7 и 10 мм, балласт щебеночный с толщиной слоя под шпалой 0,4 м, толщина песчаной подушки 0,2 м.

Для вышеперечисленных исходных данных были проведены расчеты с помощью МКЭ [9–12]. Все элементы конструкции пути рассматривались как объекты с соответствующими параметрами, учитывающими как геометрические, так и физические свойства, впоследствии объединенные в единую модель. К обоим рельсам прикладывались вертикальные силы. Место и площадь приложения сил соответствуют месту и площади контакта колесной пары вагона с железнодорожной колеей при центральном положении первой. После проведения расчета получаем параметры напряженно-деформированного состояния как всей модели в целом, так и

отдельных ее элементов. Приступая к моделированию с помощью МКЭ, нужно отметить, что основной особенностью данного моделирования является то, что модуль упругости не является входящей величиной в расчете. Данная величина не может быть подобрана, она рассчитывается по известным зависимостям [13, 14] и является расчетной характеристикой. На определение значений данной величины, как и в действительности, влияет конструкция пути, т.е. составляющие ее элементы; их геометрические и физико-механические параметры; существующая связь между этими элементами; величина нагрузки, воздействующей на данную конструкцию. В данной модели закладываются модули упругости материалов каждого элемента, что приводит к необходимости выбора модулей упругости балластного слоя и земляного полотна, шпал и других элементов.

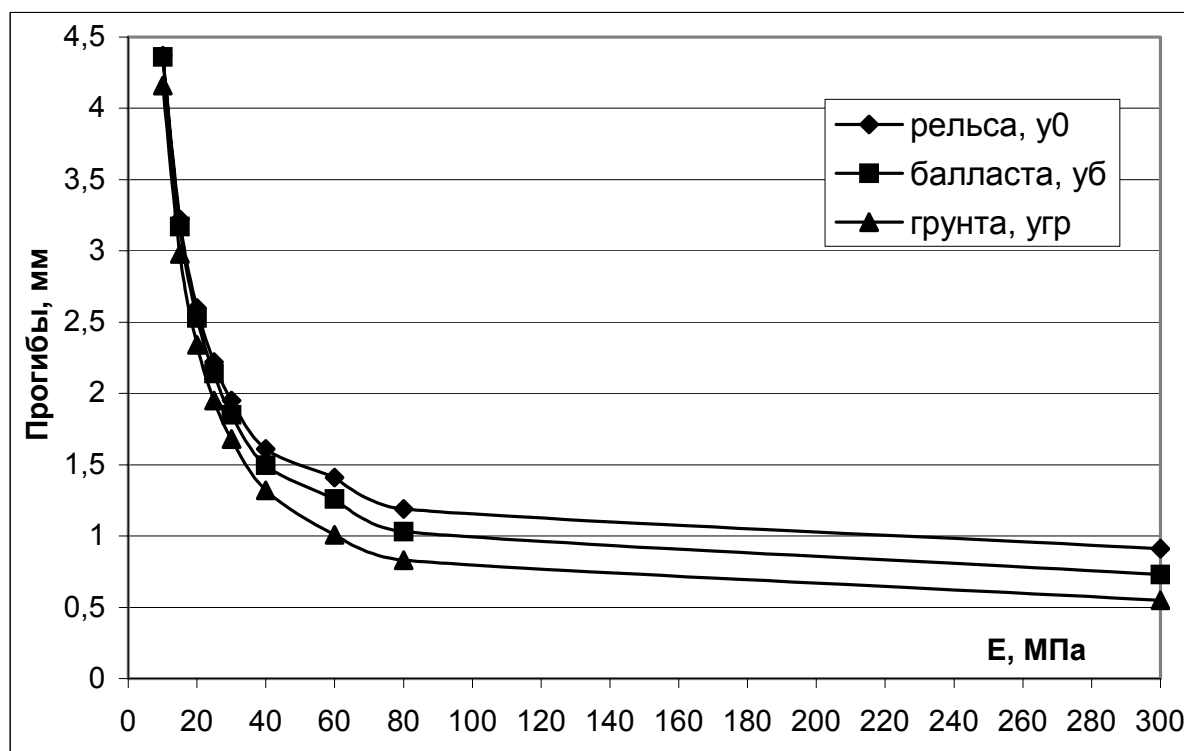


Рис. 1. График зависимости прогибов рельса, балласта и земляного полотна для пути на железобетонных шпалах в зависимости от модулей упругости грунта

На графике можно выделить три зоны. Первая зона при модулях упругости грунта 0...20 МПа, где происходит стремительное уменьшение прогибов указанных элементов пути. Вторая зона с модулями упругости грунта 20...80 МПа, которой соответствует плавное снижение прогибов рассматриваемых элементов пути. И третья зона 80...∞ МПа, где прогибы элементов пути изменяются по линейной

зависимости. Нужно отметить, что с увеличением модулей упругости грунта доля прогибов земляного полотна уменьшается, а других элементов увеличивается. Увеличение доли прогибов рельсов в суммарном прогибе с возрастанием модулей упругости грунта выравнивается с долей балласта. Однако при этом доли прогибов балласта и рельсов в три раза меньше, чем земляного полотна, а сумма их частей состав-

ляет 75 % от части земполотна и 40 % от суммарного прогиба. Так, соотношения прогибов рельсов, балласта и земляного полотна для различных грунтов при указанной конструкции

пути приведены в табл. 1. Данные соотношения действительны при отсутствии люфтов между элементами пути.

Таблица 1

Соотношения доли прогибов рельсов, балласта и земляного полотна в общем прогибе конструкции для различных грунтов

Род грунта	Соотношения в %	
	от	до
Пылевато-суглинистые грунты	4; 9; 87	5; 9; 86
Супесь и легкий суглинок	5; 9; 86	7; 11; 82
Средний и тяжелый суглинок	2; 6; 93	4; 9; 87
Глина легкая	0.2; 4.8; 95	5; 9; 86
Глина средняя	3; 9; 88	13; 17; 70.
Глина тяжелая	13; 17; 70	20; 20; 60

Для дальнейшего сопоставления рассчитывались для рассматриваемой конструкции по закону сохранения кинетической энергии системы «колесо – путь», используя описанную в [15] методику, приведенные к контакту колеса

и рельса массы рельсошпальной решетки $m_{рш}$, балласта m_b , грунта $m_{гр}$ и пути $m_{п}$. Результаты расчетов представлены на рис. 2.

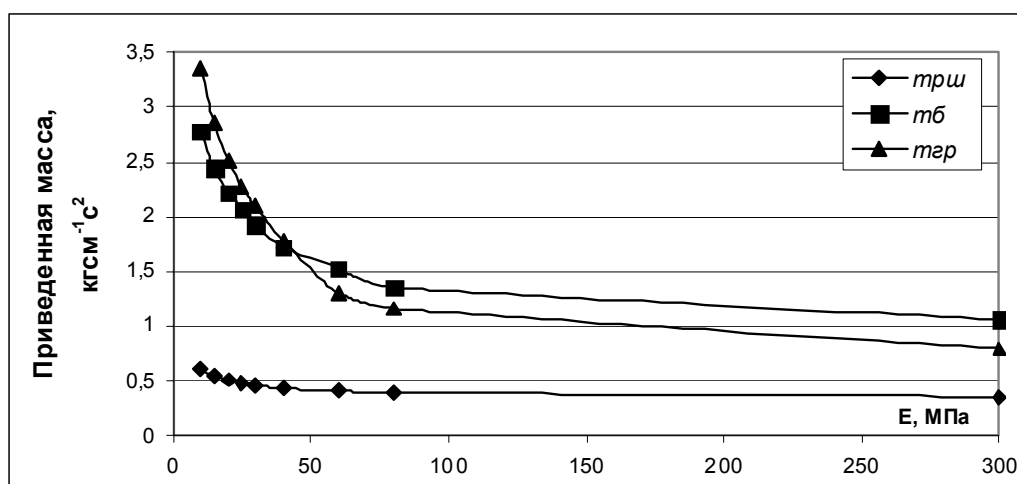


Рис. 2. График зависимости приведенных масс рельсошпальной решетки, балласта и земляного полотна для пути на железобетонных шпалах в зависимости от модулей упругости грунта при нагрузке 25 т/ось

График на рис. 2 демонстрирует, что для данных конструкций пути при модулях упругости грунта до 30 МПа, что соответствует приблизительно 34 МПа модуля упругости пути, нагрузка, равная 25 т/ось, воспринимается за счет осадки грунтов земляного полотна. На интервале 30...50 МПа, в зависимости от характеристик балласта и шпал, происходит перераспределение восприятия нагрузки. При модулях деформации грунта более 50 МПа нагрузка перерабатывается балластным слоем.

Такие расчеты производились при различных нагрузках, так, при снижении нагрузки на

3 т/ось уменьшаются приведенные массы рельсошпальной решетки на 5 %, балласта – на 4 %, земляного полотна – на 6 %. При этом интервал усиленной работы балластного слоя сдвигается на 10 МПа, а перераспределение восприятия нагрузки происходит на интервале 40...60 МПа.

На сегодняшний момент можно говорить об одном факторе, не позволяющем контролировать деформативность пути. Этим фактором является модуль упругости грунтов, слагающих земляное полотно. Т.к. земляное полотно является долговременным сооружением, то все ра-

боты по его усилению должны проводиться под максимально возможные в отдаленной перспективе погонные и осевые нагрузки, массы грузовых и скорости движения всех типов поездов.

Как показывают исследования, частично отраженные на графике зависимости прогибов рельса, шпал, балласта и земляного полотна для различных конструкций пути в зависимости от модулей упругости грунта (рис. 1), существует зона, в которой изменение значений перечисленных величин происходит стремительно. Как указывалось, при анализе влияния модулей упругости грунта на значения модулей упругости пути, эта зона соответствует интервалу значений модуля упругости грунта до 20 МПа. Данный диапазон не случаен. Так, в строительстве грунты основания считаются однородными [16], т.е. мало изменчивыми в отношении сжимаемости, если удовлетворено одно из условий:

$$1) E_{\min} \geq 20 \text{ МПа};$$

$$2) \text{ при } E_{\min} = 15 \dots 20 \text{ МПа};$$

$$\frac{E_{\max}}{E_{\min}} = 1,8 \dots 2,5 ;$$

$$3) \text{ при } E_{\min} = 7,5 \dots 15 \text{ МПа};$$

$$\frac{E_{\max}}{E_{\min}} = 1,3 \dots 1,6 ,$$

где $E_{\min}$, $E_{\max}$ – модули упругости грунтов.

При таком отношении модулей сжимаемости осадки грунтов в отдельных точках мало разнятся по величине, и возможность выдавливания грунтов сведена к минимуму.

Требования, предъявляемые нормативными документами к материалам и системе содержания верхнего строения пути, позволяют контролировать его деформативность.

Что касается требований, предъявляемых к земляному полотну, то они сводятся к надлежащему уплотнению грунта при постройке, чтобы насыпь работала практически в упругой стадии, приданию земляному полотну очертаний, способствующих надежному отводу воды и укреплению откосов. При недостаточности этих мероприятий, а также во всех случаях, когда осадка основания может повлечь за собой недопустимые деформации и расстройство тела насыпи, производят необходимую мелиорацию грунта основания. Таким образом, добиваются, чтобы грунты земляного полотна относились к однородным.

Поэтому, используя строительные нормы, можно установить ограничение по величине модуля упругости земляного полотна, т.е. составляющие его грунты должны иметь значение модуля упругости не ниже 20 МПа. При соблюдении таких требований можно считать состояние пути по деформативности удовлетворительным.

Так, согласно принятым нормам Германии, состояние пути считается плохим при модуле упругости пути $U \leq 9$ МПа, хорошим - при $U \geq 90$ МПа. Для интегральной оценки прочности рельсового основания в качестве меры используются модули упругости земляного полотна и основания земляного полотна (DIN 18134), а также их степени уплотнения (DIN 18127). Земляное полотно рассматривается как предохранительный слой, укладываемый на заранее подготовленное основание (имеющийся на данном участке грунт). Этот слой не пропускает воду, устойчив к промерзанию, имеет высокую несущую способность, хорошо распределяет нагрузку и стабилизирует вибрации. Толщина земляного полотна выбирается в зависимости от конкретных характеристик и назначения пути по заранее рассчитанным таблицам и графикам, чтобы обеспечивались соответствующие величины модулей деформации и степени уплотнения. Так, модуль упругости земляного полотна, по нормам данной страны, при скоростях $V \leq 160$ км/ч должен быть $E_{\text{зн}} \geq 50$ МПа, $E_{\text{гр}} \geq 20$ МПа, а для строящихся главных путей $E_{\text{зн}} \geq 120$ МПа, $E_{\text{гр}} \geq 80$ МПа, степени уплотнения, соответственно, 0,95; 0,93 и 1,03; 1,00. Кроме этих ограничений, значение модуля упругости балласта строго контролируется и должно быть $E_{\text{б}} \geq 150$ МПа.

На железных дорогах США понятие «земляное полотно» соответствует принятому в странах СНГ. Поэтому в качестве меры для интегральной оценки прочности рельсового основания используют модуль упругости пути, и стремятся повысить его значение в основном за счет осушения и уплотнения земляного полотна. По нормам данной страны рельсовое основание считается:

очень слабым при $7 \leq U < 14,1$ МПа,

слабым при $14,1 \leq U < 21,1$ МПа,

средним при $21,1 \leq U < 28,1$ МПа,

мощным при $28,1 \leq U < 35,1$ МПа,

очень мощным при $U \geq 35,1$ МПа.

Как свидетельствуют вышеприведенные данные, деформация земляного полотна не мо-

жет не влиять на формирование модуля упругости пути. Степень этого влияния можно уменьшить либо повысив жесткость грунта, слагающего земляное полотно (опыт стран СНГ), либо усилив за счет дополнительного слоя, обладающего большей несущей способностью (опыт Германии).

Предложенный критерий необходимо контролировать. Но на данном этапе абсолютно отсутствуют какие-либо требования по жестко-

стным параметрам, как ко всей конструкции пути, так и к какому-либо элементу подрельсового основания. Что, в свою очередь, не дает возможности оценить деформативность конструкции пути и принять решения по его изменению.

Поэтому предлагается ввести критерии деформативности к нижнему строению пути, приведенные в табл. 2.

Таблица 2

Качественная оценка деформативности земляного полотна

Оценка	Модуль деформации грунта для конструкции на деревянных шпалах, МПа	Модуль деформации грунта для конструкции на железобетонных шпалах, МПа
Отлично	$30 \leq E_{гр} < 60$	$50 \leq E_{гр} < 120$
Хорошо	$20 \leq E_{гр} < 30$	$20 \leq E_{гр} < 50$
Удовлетворительно	$10 \leq E_{гр} < 20$	$10 \leq E_{гр} < 20$
	$E_{гр} \geq 60$	$E_{гр} \geq 120$
Неудовлетворительно	$E_{гр} < 10$	$E_{гр} < 10$

А на основании предложенной качественной оценки деформативности земляного полотна с учетом предлагаемых ПППР [1] конструкций

верхнего строения пути необходимо ввести качественную оценку деформативности конструкции пути, приведенную в табл. 3.

Таблица 3

Качественная оценка деформативности железнодорожного пути

Категории пути	Отлично	Хорошо	Удовлетворительно	Неудовлетворительно
I, II	$46 \leq U < 76$	$22 \leq U < 46$	$12 \leq U < 22, U \geq 76$	$U < 13$
III	$40 \leq U < 66$	$19 \leq U < 40$	$11 \leq U < 66, U \geq 66$	$U < 11$
IV	$38 \leq U < 62$	$18 \leq U < 38$	$10 \leq U < 18, U \geq 62$	$U < 10$
V, VI, VII бесстык. путь	$36 \leq U < 60$	$18 \leq U < 36$	$10 \leq U < 18, U \geq 60$	$U < 10$
V, VI, VII звеньевой путь	$30 \leq U < 62$	$17 \leq U < 30$	$10 \leq U < 17, U \geq 62$	$U < 10$

Ввод дополнительного технико-экономического критерия позволит: комплексно и дифференцированно учитывать показатели надежности пути при решении вопросов по увеличению скорости движения и осевой нагрузке поездного состава, повысить влияние и эффективность использования балластного слоя (до 4,2 раза), скреплений (до 6 раз) и шпал (до 3 раз), что в ряде случаев позволит уменьшить воздействие

вертикальных сил на путь (до 3,8 раза), т.е. позволит продлить работоспособное состояние железнодорожного пути.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Положення про проведення планово-запобіжних ремонтно-колійних робіт на залізницях України. ЦП0113 від 10.08.2004, № 630-ЦЗ. [Текст]. – К., 2004. – 32 с.

2. Alias, J. La voie ferrée [Текст] / J. Alias. – Paris: Eyrolles, 1977.
3. ORE D117 rp28: «Design charts for the track/foundation system» [Текст]. – Utrecht, September 1983.
4. DIN: Deutsches Institut für Normung «DIN 18134» [Текст]. – Vangaard M., 1999.
5. DIN: Deutsches Institut für Normung «DIN 18127» [Текст].
6. Вериго, М. Ф. Взаимодействие пути и подвижного состава [Текст] / М. Ф. Вериго, А. Я. Коган. – М.: Транспорт, 1986. – С. 71-74.
7. Новичков, В. П. Рациональные способы усиления железнодорожного пути [Текст] / В. П. Новичков // Ж.-д. транспорт. – 1956. – № 4. – С. 66-68.
8. Birmann, F. Neure Messung an Gleisen mit verschiedenen Unterschwellung [Текст] / F. Birmann // Eisenbahntechnische Rundschau. – Juli 1957. – Н. 7. – S. 229-246.
9. Выбор расчетной схемы и параметров железнодорожного пути при расчете методом конечных элементов [Текст] / В. Д. Данович и др. – Строительство: Сб. науч. тр. ДИИТа. – Вып. 10. – Д., 2002. – С. 35-45.
10. Влияние параметров грунта на значения вертикального модуля упругости пути [Текст] / В. Д. Данович и др. // Вісник Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – Вип. 2. – Д.: Вид-во ДНУЗТ, 2003. – С. 151-154.
11. Бондаренко, И. А. К вопросу определения модуля упругости пути в вертикальной плоскости [Текст] / И. А. Бондаренко. – Транспортні системи і технології. – Вип. 5. – К.: КУЕТТ, 2004. – С. 16-27.
12. Рыбкин, В. В. О корректировке правил расчетов железнодорожного пути на прочность [Текст] / В. В. Рыбкин, И. А. Бондаренко // Вестник БелГУТа: Наука и транспорт. – № 2 (9). – Гомель, 2004. – С. 42-44.
13. Вериго, М. Ф. Вертикальные силы, действующие на путь при прохождении подвижного состава [Текст] / М. Ф. Вериго. – Тр. ВНИИЖТ. – Вып. 97. – М: Трансжелдориздат, 1955. – С. 25-288.
14. Ершков, О. П. Характеристики пространственной упругости рельсовой нити [Текст] / О. П. Ершков. – Тр. ВНИИЖТ. – Вып. 192. – М., 1960. – С. 59-101.
15. Вериго, М. Ф. Общие положения для корректировки Правил расчетов железнодорожного пути на прочность и предложения по изменению этих правил [Текст] / М. Ф. Вериго, С. С. Крепкогорский. – Тр. ЦНИИ МПС. – 1972. – Вып. 466. – С. 6-42.
16. Линович, Л. Е. Расчет и конструирование частей гражданских зданий [Текст] / Л. Е. Линович. – К.: Будівельник, 1972. – 664 с.

Поступила в редколлегию 25.08.2008.

И. П. КОРЖЕНЕВИЧ (ДИИТ), Т. Г. ТОДУА (Marabda-Kartsakhi Railway, Грузия),
Б. И. ТОРОПОВ (Киевгипротранс)

СВЯЗЬ ПАРАМЕТРОВ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА И ДОПУСКАЕМЫХ СКОРОСТЕЙ ПРИ РЕШЕНИИ ТОРМОЗНОЙ ЗАДАЧИ НА ПЕРЕВАЛЬНЫХ УЧАСТКАХ

Розглядається вплив параметрів рухомого складу на максимально допустимі швидкості руху поїздів за умовами екстреного гальмування на перевальних ділянках.

Рассматривается влияние параметров подвижного состава на максимально допускаемые скорости движения поездов по условиям экстренного торможения на перевальных участках.

Influence of the rolling stock parameters on the maximally permissible train traffic speeds according to the conditions of emergency braking on mountain pass sections is under consideration.

При анализе возможности повышения пропускной и провозной способности на перевальных участках серьезным сдерживающим фактором является ограничение скорости движения поездов из условия обеспечения заданного тормозного пути при экстренном торможении.

Традиционные подходы к решению тормозной задачи здесь неприменимы, так как они не учитывают множества особенностей работы тормозного оборудования. Достаточно эффективным для решения тормозной задачи является применение программы TormozPut [1].

Данную задачу рассмотрим на самом сложном с точки зрения торможения участке линии Марабда – Ахалкалаки, которым является Тетри-Цкаро – Надарбазеви – Бедени.

На данном участке уклоны достигают 36 %, много кривых с малыми радиусами. Опыт эксплуатации этого участка показал, что процессы торможения на нем происходят с большими трудностями. В приказе по дороге 1991 г. по всей длине данного участка установлена скорость 25 км/ч. Для обоснования принимаемых проектных решений по увеличению пропускной и провозной способности участка необходимо было проверить данное ограничение для заданного в техническом задании подвижного состава.

Для анализа влияния параметров подвижного состава (масса вагона, количество вагонов, тормозное оборудование) на допускаемые скорости по условиям экстренного торможения были рассмотрены следующие варианты. Масса вагона варьировалась от 30 до 80 т, количество

вагонов в поезде от 10 до 40, рассматривались варианты, когда локомотив и вагоны оборудованы чугунными или композиционными колодками. В голове поезда во всех расчетах находилось два локомотива ВЛ10.

В программе TormozPut (рис. 1) в процессе решения тормозной задачи учитывались постепенность наполнения тормозных цилиндров, утечки воздуха после начала торможения, расчеты велись для действительных тормозных нажатий. План и профиль определялись непосредственно под поездом с учетом его длины. Тормозная сила проверялась на допустимость по коэффициенту сцепления колеса и рельса. В кривых малого радиуса учитывалось снижение коэффициента сцепления.

При расчетах учитывалась возможная неполнота реализации тормозного нажатия колодок у вагонов. Для этого сила нажатия уменьшалась на 20 %. Режим воздухораспределителя для чугунных колодок принимался груженный, а для композиционных – средний. Для локомотива сила нажатия уменьшалась на 30 % по сравнению с максимально возможной.

В результате расчетов были определены минимальные допустимые скорости для каждого варианта. Эти минимумы находились в районе 36-го, 37-го и 52-го километров участка. Тормозного оборудования вагонов оказывалось достаточно для экстренного торможения без дополнительных ограничений скорости при массах вагонов 30 и 40 т. В остальных случаях возникала необходимость дополнительных ограничений скорости движения.

Решение тормозной задачи

RailBrain™ Корженевич И. П.
kip@brailsys.com Участок: Тетри-Цкаро - Надарбазеви - Бедени

Путь: ☐ звеньевой ☒ бесстыковой

Профиль: TC_N_B.prf Направление расчета: ☐ туда ☒ обратно dv = 10

План: TC_N_B.pln Макс. длина тормозного пути: 1200

Ограничения: TC_N_B.ogr ☒ Учитывать тормоза локомотива
Максимальная скорость, км/ч: 80

Файлы в формате программы MoveRW. Файл ограничений должен содержать все ограничения, в том числе от кривых

Длина локомотива: 66 состава: 450 Масса локомотива: 368 состава: 2100 Кол-во осей: 120 Кол-во типов тормозов вагонов: 1

Сумма действительных нажатий на колодки для локомотива, кгс: 66752 ? Количество колодок: 64 Тип: композит

Сумма действительных нажатий на колодки для вагонов (1), кгс: 284160 ? Количество колодок: 240 Тип: композит

Сумма действительных нажатий на колодки для вагонов (2), кгс: 0 ? Количество колодок: 4 Тип: чугун

Сумма действительных нажатий на колодки для вагонов (3), кгс: 0 ? Количество колодок: 4 Тип: чугун

Основное удельн.сопротивл.движению состава (кгс/т) $w_0 = a + b \cdot V + c \cdot V^2$. a = 0,871 b = 0,00514 c = 0,0001143

☒ Снижать тормозную силу в кривых с $R < 800$ м из-за снижения сцепления Степень учета: 25 %

Максимальный спуск под поездом -35,9 ‰ (км 50,79). Ограничение по работе тормозной системы 36 км/ч
Предельный уклон, на котором локомотив удержит состав (‰) 11,5
Действительный тормозной коэффициент 0,142. Расчетный: 0,149 или (0,199-0,41) в пересчете на чугун при V=0-80.

Количество добавленных ограничений 381

№	Середина ограничения	Длина, м	Вогр, км/ч
1	2415	50	55
2	2465	50	55
3	2515	50	55
4	2565	50	50

Километраж текущей точки: 29,44
Скорость начала экстренного торможения: 69 Vmax=41 S=35,74
Тормозной путь: 231
Время торможения, с: 34 tmax=154

Ход выполнения расчета

Рис. 1. Основное окно программы TormozPut

При использовании чугунных колодок во многих местах тормозная сила при экстренном торможении оказывалась больше допустимой по условиям сцепления колеса и рельса при массах вагонов меньше 60 т, что объясняется включением воздухораспределителя на груженный режим.

Полученные в результате расчетов зависимости допускаемой скорости от массы и количества вагонов представлены на рис. 2. Здесь пунктирной линией показаны результаты для чугунных колодок (буква Ч), а сплошной – для композиционных (буква К). Возле линий после буквы, обозначающей тип колодок, указаны массы вагонов в тоннах.

График подтверждает известную истину о неэффективности композиционных колодок по сравнению с чугунными при низких скоростях. Интересно отметить, что данные кривые имеют экстремумы, связанные с повышением эффективности торможения при увеличении тормозных осей и снижении массы поезда. Таким образом, далеко не всегда уменьшение количества

вагонов приведет к увеличению эффективности торможения. Наиболее сложными, как и ожидалось, оказались варианты с максимальной загрузкой вагонов.

Полученные в результате расчетов допускаемые скорости служили основой для формирования ограничений скорости в программе тяговых расчетов MoveRW. Для формирования этих ограничений полученные при решении тормозной задачи скорости в каждой точке округлялись кратно 5 в меньшую сторону. От полученных скоростей отнималось 5 км/ч для учета точности скоростемера. Для композиционных колодок полученная скорость уменьшалась еще на 5 км/ч для учета плохой работы этих колодок при морозах, снежной и дождливой погоде.

Графики полученных таким образом ограничений скорости для варианта с 25 вагонами массой 80 т при композиционных колодках представлены на рис. 3, а при чугунных – на рис. 4. На рис. 5 и 6 представлены ограничения для варианта с 20 вагонами.

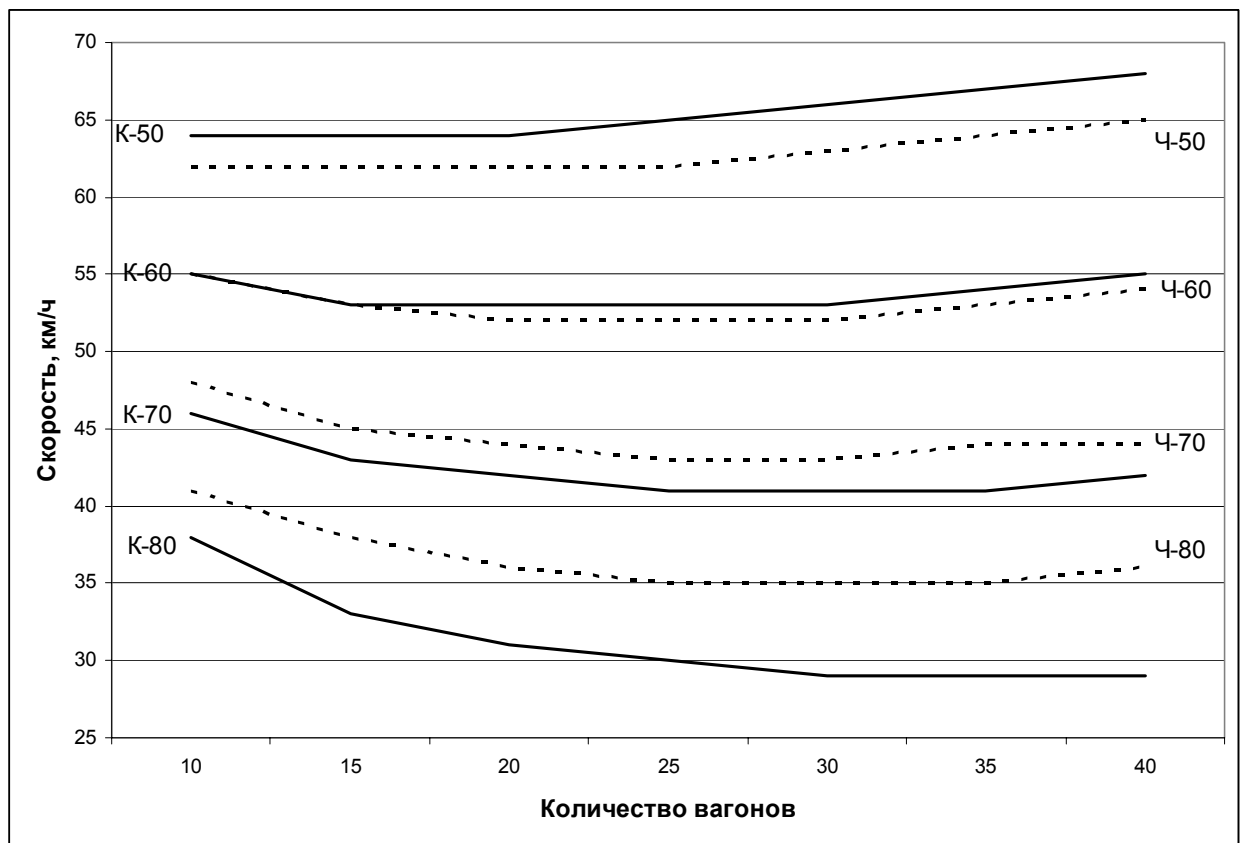


Рис. 2. Допускаемые скорости по условиям обеспечения экстренного торможения на заданном расстоянии

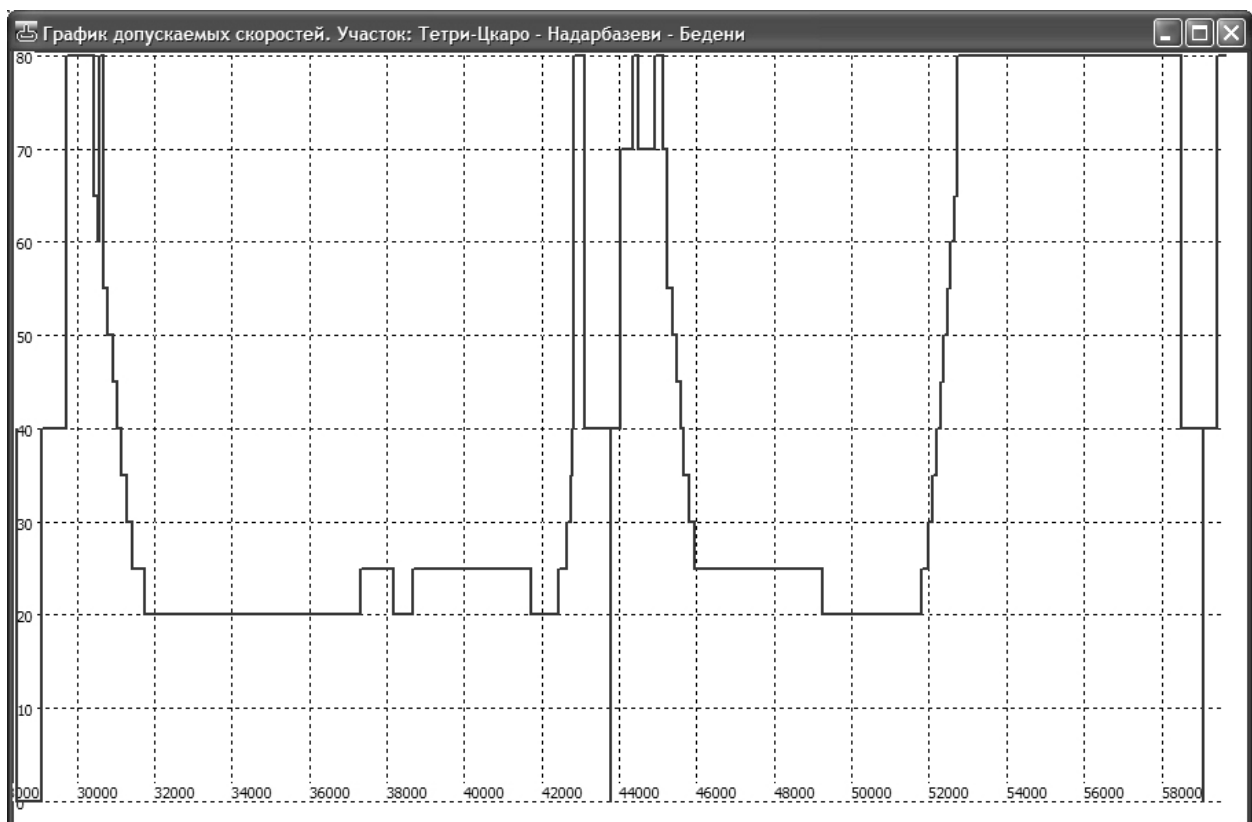


Рис. 3. Ограничения скорости при композиционных колодках (25 вагонов)

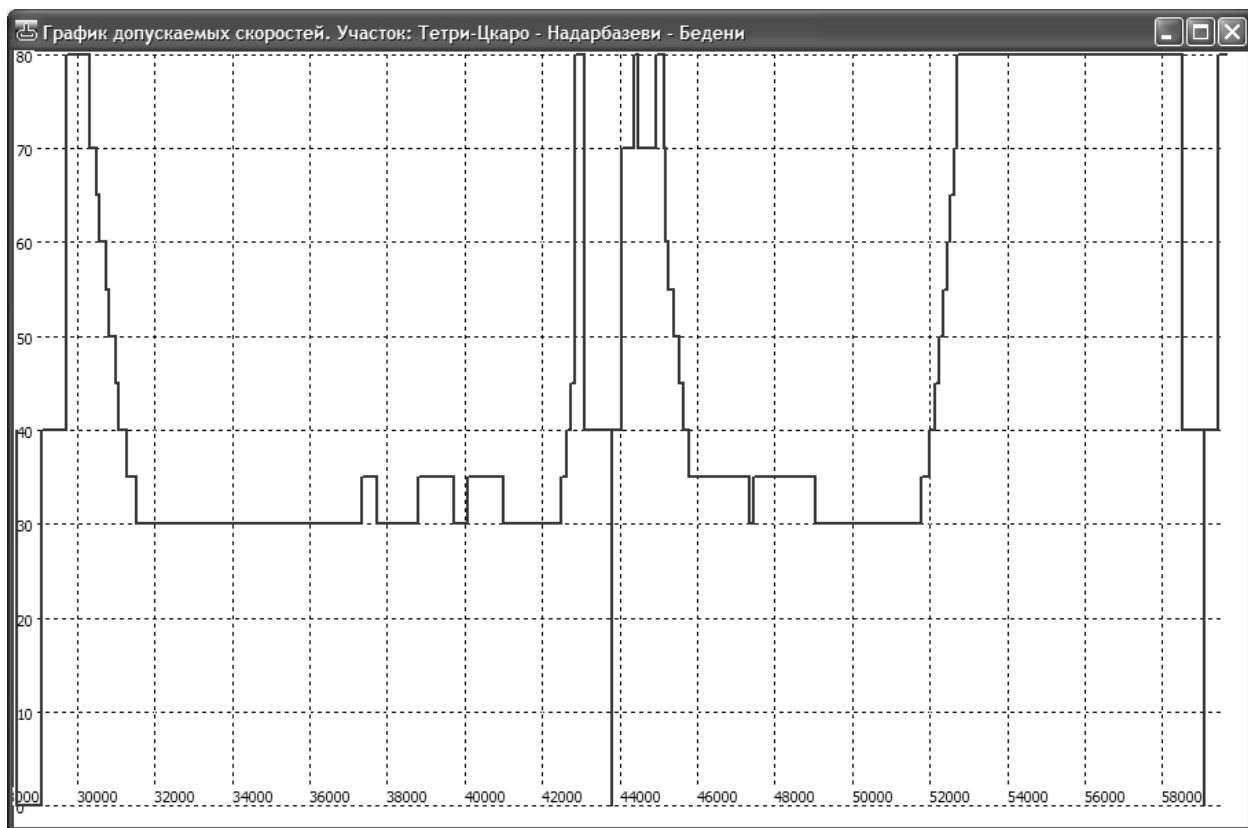


Рис. 4. Ограничения скорости при чугунных колодках (25 вагонов)

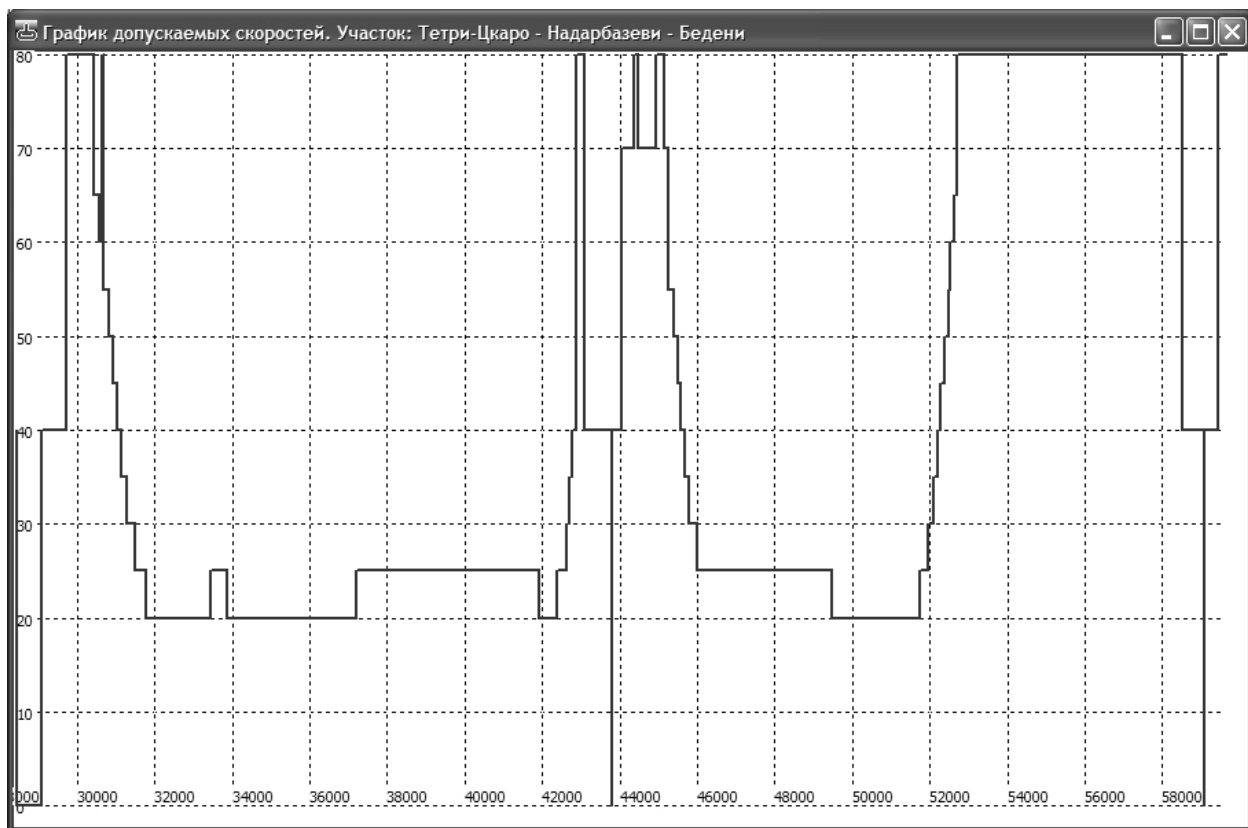


Рис. 5. Ограничения скорости при композиционных колодках (20 вагонов)

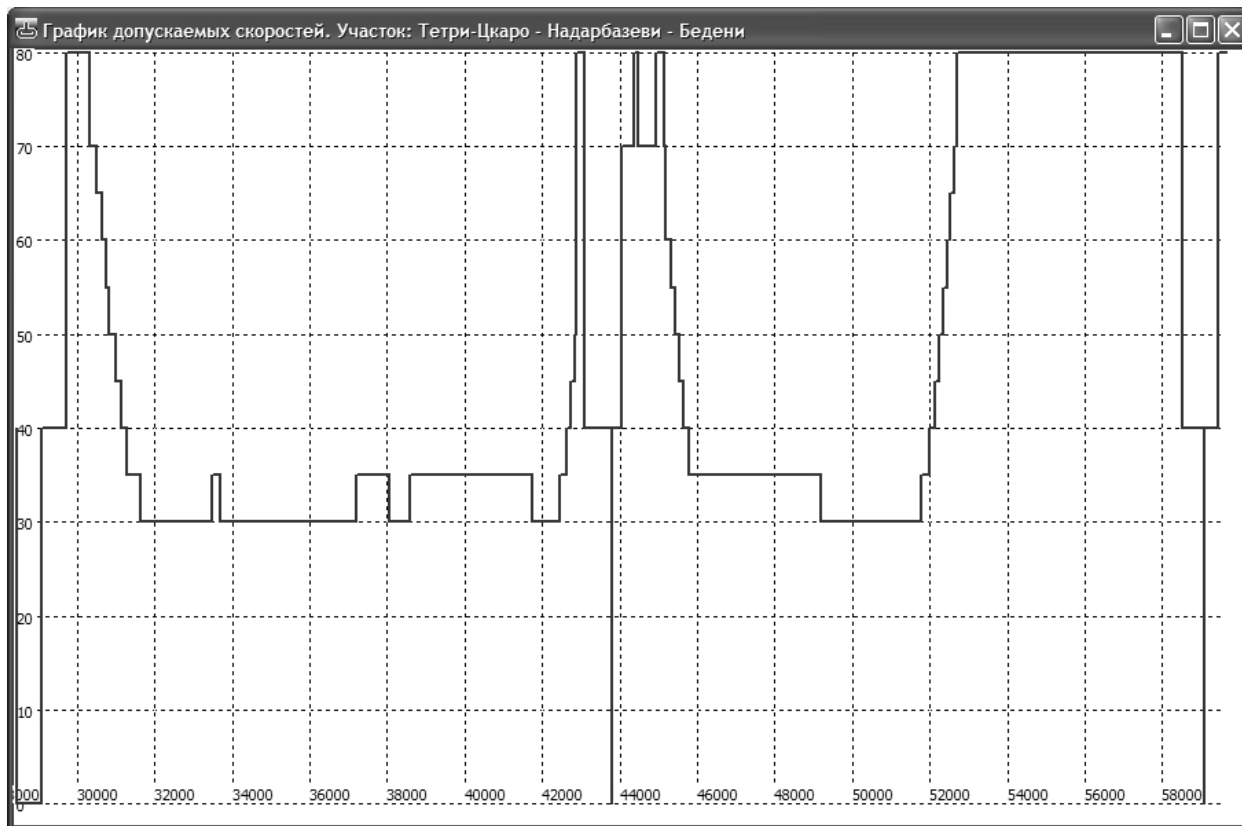


Рис. 6. Ограничения скорости при чугунных колодках (20 вагонов)

Тормозные расчеты для заданного в техническом задании на проектирование подвижного состава были выполнены для всего участка при наихудшем с точки зрения торможения варианте с композиционными колодками.

Полученные ограничения скорости по условиям экстренного торможения позволили выполнить тяговые расчеты более точно и спрогнозировать пропускную и провозную способность участка.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Корженевич, И. П. Вирішення гальмівної задачі в гірських умовах Грузії [Текст] / І. П. Корженевич, Б. І. Торопов // Безпека руху, динаміка, міцність рухомого складу та енергозбереження: Матеріали XII Міжн. конф. «Проблеми механіки залізничного транспорту». – Д.: Вид-во ДНУЗТ, 2008. – С. 73.

Поступила в редколлегию 25.07.2008.

ФИЗИЧЕСКОЕ И МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ЗАЩИТЫ ЗОНЫ АЭРАЦИИ ОТ ЗАГРЯЗНЕНИЯ

Розроблена чисельна модель розрахунку захисту зони аерації від забруднення у разі використання нейтралізуючого розчину. Модель базується на рішенні рівнянь геоміграції. Наводяться результати обчислювального та фізичного експериментів.

Разработана численная модель расчета защиты зоны аэрации от загрязнения путем использования нейтрализующего раствора. Модель основывается на решении уравнений геомиграции. Приводятся результаты вычислительного и физического экспериментов.

A numerical model to calculate the process of soil protection from pollution with the use of neutralizator has been proposed. The model is based on the equations of admixture transfer. The results of numerical and physical experiments are presented.

Защита зоны аэрации от загрязнения – важная задача в области экологической безопасности, поскольку загрязнитель из зоны аэрации может с течением времени попасть в подземный водоносный горизонт. Во многих регионах Украины наблюдается высокое стояние грунтовых вод, поэтому опасность их загрязнения за счёт инфильтрации из зоны аэрации крайне высока.

Обзор научных публикаций, посвященных данному вопросу [1, 3, 5, 6], показал, что отсутствуют расчетные методики, которые можно было бы применить для расчета процесса нейтрализации загрязнителя в зоне аэрации.

Целью настоящей работы явилось создание эффективной методики экспресс-расчета процесса нейтрализации загрязнителя в зоне аэрации за счёт подачи нейтрализатора через нагнетательную скважину. Методика расчета базируется на создании численной модели изучаемого процесса.

Разработанная методика расчета адаптирована для решения прикладных задач, поэтому при применении методики используется стандартная гидрогеологическая информация, кроме этого пользователь получает прогнозную информацию в виде, удобном для оперативного анализа и принятия инженерного решения.

Математическая модель

Процесс миграции нейтрализатора в зоне аэрации при подаче через нагнетательную скважину описывается уравнением [2, 4]

$$\frac{\partial \varphi}{\partial t} + \frac{\partial u \varphi}{\partial x} + \frac{\partial v \varphi}{\partial y} + \frac{\partial w \varphi}{\partial z} =$$

$$= \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_x \frac{\partial \varphi}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_y \frac{\partial \varphi}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu_z \frac{\partial \varphi}{\partial z} \right) + \sum Q_i \delta(x - x_i) \delta(y - y_i) \delta(z - z_i), \quad (1)$$

где φ – концентрация нейтрализатора, Q – интенсивность поступления нейтрализатора; $\delta(x - x_i)$, $\delta(y - y_i)$, $\delta(z - z_i)$ – дельта-функция Дирака; u, v, w – компоненты вектора скорости; μ – коэффициент дисперсии.

Постановка краевых условий для приведенного уравнения рассмотрена в работе [2].

Для расчёта поля скорости, индуцированного работой скважины, используется модель пространственного источника. Согласно этой модели, скорость течения на расстоянии R от источника (скважины) рассчитывается по формуле

$$V = \frac{Q}{4\pi R^2},$$

где R – расстояние от источника до расчетной точки.

Для учёта вертикального течения жидкости (нейтрализатора) суммируется поле скорости, рассчитанное по данной зависимости, и поле скорости для однородного вертикального потока, равное $w = k/n$ (где k – коэффициент фильтрации, n – пористость).

Нейтрализатор вступает в реакцию с загрязнителем, находящемся в зоне аэрации. Для моделирования этого процесса используется уравнение кинетики, которое представляет собой балансовое соотношение, указывающее, какая масса нейтрализатора необходима для

нейтрализации определенной массы загрязнителя. Процесс взаимодействия «нейтрализатор + загрязнитель» реализован в специальной подпрограмме разработанного пакета программ. Для того чтобы выполнить расчет для различных загрязнителей и различных нейтрализаторов, необходимо внести изменения только в файл исходных данных путем изменения коэффициента, который выражает балансовое соотношение между нейтрализатором и загрязнителем. Поэтому разработанный пакет программ является универсальным, поскольку не требует никакой настройки, доработки при расчете процесса для другого загрязнителя, нейтрализатора.

Метод решения

Расчет уравнения миграции реализуется на прямоугольной разностной сетке. Для расчета используется неявная разностная схема расщепления [2], которая положена в основу разработанного алгоритма.

Преимуществом данной схемы расщепления является то, что на каждом дробном шаге неизвестное значение концентрации вещества определяется по методу бегущего счета. Разностная схема является абсолютно устойчивой на каждом дробном шаге и легко программируется. В разработанной численной модели имеется возможность задавать любое количество скважин, их расположение в зоне аэрации, дебит скважин. В численной модели имеется возможность задавать любую форму зоны загрязнения в зоне аэрации, также можно задавать неравномерное распределение концентрации загрязнителя в зоне.

Результаты физических экспериментов

В данной работе представляются результаты двух физических экспериментов. Первый эксперимент – это моделирование процесса нейтрализации 20 %-ного раствора серной кислоты в грунте путем подачи через нагнетательную скважину 20 %-ного раствора Na_2CO_3 . Схема установки показана на рис. 1.

Уравнение кинетики в данном случае имело вид: $\text{H}_2\text{SO}_4 + \text{Na}_2\text{CO}_3 = \text{Na}_2\text{SO}_4 + \text{H}_2\text{O} + \text{CO}_2$.

Первоначально на грунт была подана кислота, которая, профильтровавшись, создала область загрязнения. Затем через скважину (металлическая перфорированная труба), расположенную в центре зоны разлива, начал подаваться нейтрализатор. Сбоку от зоны разлива располагались две перфорированные емкости,

которые выполняли роль коллекторов, обеспечивающих прием жидкости из грунта при работе скважины. На фотографиях показаны зоны, где выделялся из грунта газ, образующийся в результате реакции. На рис. 4 изображен левый коллектор. Отчетливо видно, что в нем собралась жидкость, поступившая из грунта при проведении процесса нейтрализации.

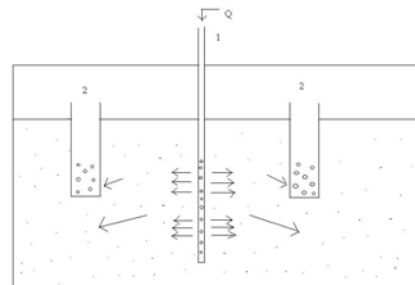


Рис. 1. Схема подачи нейтрализатора через напорную скважину в зону загрязнения (по бокам расположены приемные коллектора)

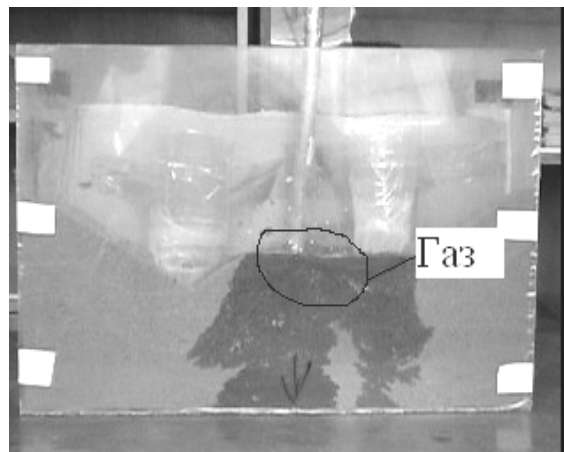


Рис. 2. Подача нейтрализатора в грунт через скважину, $t = 2$ с

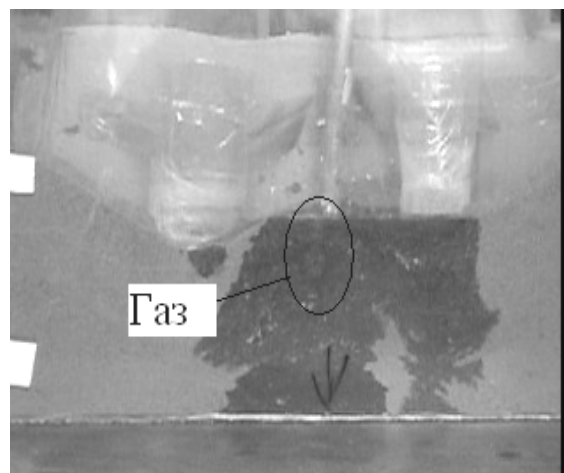


Рис. 3. Подача нейтрализатора в грунт через скважину, $t = 2$ с

На втором этапе был проведен натурный эксперимент по методу Нестерова с целью определения коэффициента фильтрации грунта при фильтрации через него воды, 10 %-ного раствора серной кислоты, а также фильтрации 10 %-ного раствора NaOH в шурф, куда предварительно был подан 10 %-ный раствор серной кислоты. Грунт имел следующую структуру: поверхностно-растительный слой заканчивался на отметке 0,5 м; легкий суглинок заканчивался на отметке 2,1 м; супесь – на отметке 4,9 м, далее шли подземные воды. В табл. 1 представлены опытные данные по измерению расхода воды, фильтрующейся через грунт по методу Нестерова [6].



Рис. 4. Жидкость, собранная в коллекторе, после начала нейтрализации, $t = 80$ с

Таблица 1

Величина расхода воды для различных моментов опыта	
t , мин	Q , см ³ /мин
60	47
100	41
150	37
270	33
330	31
390	30

В табл. 2 представлены данные по изменению расхода щелочи, фильтрующейся через грунт. Видно уменьшение величины расхода по сравнению с вариантом, когда фильтровалась вода.

Таблица 2

Величина расхода раствора серной кислоты для различных моментов опыта	
t , мин	Q , см ³ /мин
60	44
100	37
150	34
270	28
330	26
390	26

При проведении третьей проливки первоначально в шурф, по методу Нестерова, поступал раствор серной кислоты. Через сутки в этот же шурф стал поступать раствор щелочи. Изменение величины фильтрующегося расхода щелочи показано в табл. 3.

Таблица 3

Величина расхода раствора NaOH для различных моментов опыта (щелочь фильтруется после раствора кислоты)	
t , мин	Q , см ³ /мин
60	41
100	35
150	30
270	20
330	16
390	16

Расчет коэффициента фильтрации для каждой проливки определялся по формуле

$$K = \frac{Q}{F} \frac{l}{l + h_1 + h_k},$$

где h_1 – высота в цилиндре (10 см);

h_k – высота капиллярного поднятия;

Q – величина фильтрующегося расхода после установления;

F – площадь фильтрации;

l – глубина промачивания.

Так, при подаче воды величина коэффициента фильтрации, рассчитанная по данной зависимости, составила

$$K_{\text{вода}} = \frac{30}{490} \cdot \frac{150}{150 + 10 + 50} = 0,046 \text{ см/мин}.$$

Величина коэффициента фильтрации при

подаче раствора щелочи составила

$$K_{\text{NaOH}} = 0,038 \text{ см/мин.}$$

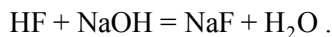
Величина коэффициента фильтрации при подаче раствора щелочи после подачи раствора серной кислоты составила – 0,02 см/мин.

Практическая реализация

Практическое применение разработанной численной модели рассмотрено на следующем примере.

Произошёл аварийный разлив кислоты HF, в результате которого в зоне аэрации образовалась область загрязнения. В области загрязнения находится примерно 76 т кислоты. Для нейтрализации кислоты подаётся раствор NaOH. Нейтрализатор поступает в зону загрязнения через скважину, интенсивность подачи – 5 л/с.

Процесс нейтрализации описывался следующим уравнением кинетики:



На рис. 4, 5 показана область загрязнения в грунте после начала подачи нейтрализатора через нагнетательную скважину. Из рисунков видно положение скважины, возле которой начинает формироваться «чистая» подзона. Хорошо видно, что нагнетательная скважина расположена ближе к правой границе области загрязнения. Динамика нейтрализации кислоты в грунте отчетливо видна из данной таблицы:

$t = 440 \text{ с}$	$M = 109 \text{ кг};$
$t = 660 \text{ с}$	$M = 164 \text{ кг};$
$t = 880 \text{ с}$	$M = 219 \text{ кг};$
$t = 1320 \text{ с}$	$M = 328 \text{ кг};$
$t = 1540 \text{ с}$	$M = 383 \text{ кг};$
$t = 2240 \text{ с}$	$M = 558 \text{ кг}.$

Таким образом, с помощью разработанной численной модели имеется возможность проанализировать и оценить эффективность нейтрализации загрязнителя в зоне аэрации для конкретных параметров грунта и параметров, характеризующих работу нагнетательной скважины, подающей нейтрализатор (размещение скважины в области загрязнения, ее дебит, режим работы). Отметим, что в разработанной численной модели имеется возможность задавать различное количество нагнетательных скважин и их различное размещение в зоне аэрации. Это дает возможность исследователю методом вычислительного эксперимента осуществить расчет серии вариантов организации

подачи нейтрализатора в область загрязнения и выбрать оптимальный.

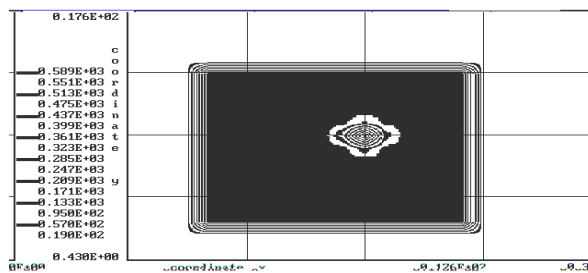


Рис. 5. Зона загрязнения при работе нагнетательной скважины, подающей нейтрализатор, $t = 270 \text{ с}$

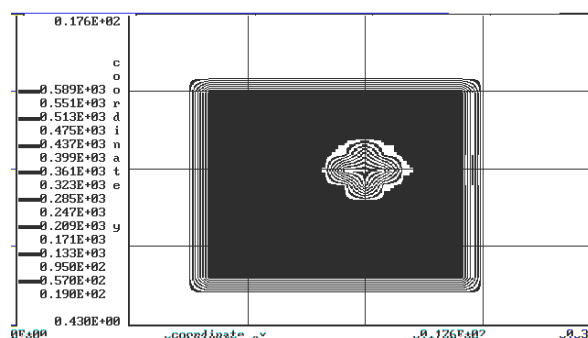


Рис. 6. Зона загрязнения при работе нагнетательной скважины, подающей нейтрализатор, $t = 870 \text{ с}$

Выводы

Разработана численная модель, на основе которой создан метод расчета процесса нейтрализации области загрязнения, образовавшейся в зоне аэрации. Для реализации предложенного метода используется стандартная гидрогеологическая информация. Метод хорошо приспособлен для практических расчетов, требует около 25 с машинного времени на решение одного варианта задачи. Модель может быть использована для обоснования принятых инженерных решений по защите зоны аэрации и подземных вод. Дальнейшее совершенствование метода следует осуществлять в направлении его адаптации к процессам фильтрации в неоднородных грунтах.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Аварии и катастрофы. Предупреждение и ликвидация последствий: Учеб. пособие в 5 кн. [Текст] / под ред. В. А. Котляревского и А. В. Забегаева. – М.: АСВ, 2001.
2. Беляев, Н. Н. Компьютерное моделирование динамики движения и загрязнения подземных вод [Текст] / Н. Н. Беляев, Е. Д. Кореньюк, В. К. Хрущ. – Д.: Наука и образование, 2001. – 156 с.

3. Основы гидрогеологических расчетов [Текст] / под ред. Ф. М. Бочевера. – М.: Недра, 1965. – 305 с.
4. Численное моделирование распространения загрязнения в окружающей среде [Текст] / под ред. М. З. Згуровского. – К.: Наук. думка, 1997. – 368 с.
5. Полубаринова-Кочина, П. Я. Математические методы в вопросах орошения [Текст] / П. Я. Полубаринова-Кочина, В. Г. Пряжинская, В. Н. Эмих. – М.: Наука, 1969. – 414 с.
6. Скоблланович, И. А. Гидрогеологические расчеты по динамике подземных вод [Текст] / И. А. Скоблланович. – М., Недра, 1954. – 388 с.
7. Экологические последствия загрязнения окружающей среды в результате аварий при перевозках неорганических кислот и технологические аспекты их ликвидации [Текст] / Л. А. Ярышкина и др. // Ресурсосберегающие технологии в транспорте и гидротехническом строительстве: Межвуз. сб. науч. тр. «Новые строительные технологии». – Вып. 3. – Д.: Арт-Пресс, 1997. – С. 103-107.

Поступила в редколлегию 25.06.2008.

ИЗУЧЕНИЕ ОСТАТОЧНОЙ ТОКСИЧНОСТИ ПОЧВ ПРИ АВАРИЙНЫХ РАЗЛИВАХ БЕНЗИНОВЫХ ФРАКЦИЙ ПУТЕМ БИОТЕСТИРОВАНИЯ

З метою подальших рекомендацій по використанню процесу фітореMediaції для доочищення ґрунтів від легких фракцій нафтопродуктів вивчено залишкову фітотоксичність ґрунтів, забруднених бензиновими фракціями.

С целью дальнейших рекомендаций по применению процесса фиторемедиации для доочистки грунтов от легких фракций нефтепродуктов изучена остаточная фитотоксичность почв, загрязненных бензиновыми фракциями.

To develop further recommendations on the use of phytoremediation process for final cleaning of soils from light fractions of petroleum products the residual phytotoxicity of soils contaminated with petrol fractions has been studied.

В условиях актуализации природоохранных мероприятий в современном мировом сообществе и стремлении к интеграции Украины в Европейский Союз, с каждым годом все больше внимания уделяется проблемам, связанным с техногенным загрязнением окружающей среды. Одними из наиболее опасных веществ, загрязняющих нашу среду обитания, считаются нефть и продукты ее переработки – сложные комплексы веществ (до 3000 ингредиентов), многие из которых чрезвычайно ядовиты для живых организмов. Предотвращение подобных загрязнений – одна из сложных и многоплановых технических проблем современности.

Аварийные и технологические проливы при добыче нефти, переработке и транспортировке нефтепродуктов приводит к серьезным нарушениям биоценозов почв. В почвенном покрове Земли и ее гумусовой оболочке сосредоточена основная доля живого вещества и его биогенной энергии. Таким образом, экологическая система «почва – организмы» оказывается одним из главнейших механизмов формирования всей биосферы, ее стабильности и продуктивности в целом [2].

Охватить весь комплекс проблем, связанных с загрязнением почвенных биоценозов, – задача очень сложная и многообразная.

Таким образом, невозможно полностью исключить вероятность новых аварий, разливов

нефти и нефтепродуктов. В то же время нормативы контроля природопользования ужесточаются с каждым годом, соответственно возрастают размеры штрафов.

В связи с этим, проблема изучения и контроля загрязнения почв нефтью и продуктами ее переработки представляется очень актуальной и насущной.

Одним из характерных показателей состояния почвенного покрова при воздействии определенного токсиканта является показатель остаточной фитотоксичности почвы.

Необходимость определения показателя фитотоксичности почвы чаще возникает при проведении мониторинга химического загрязнения почв или во время оценки возможностей использования разных отходов (компостов, осадков сточных вод или самых сточных вод) для мелиорации или удобрения почвы.

Для этого используется простой метод проростков [2], принцип которого заключается в исследовании реакции тест-культуры при внесении в почву удобрений, мелиорантов, загрязняющих веществ и т.д.

По этому методу в исследуемом и контрольном ґрунте проращивают семена и фиксируют энергию прорастания, длину надземной и корневой систем, массу сухого вещества в надземной и подземной частях растений и др.

Для этого используются быстро прорастающие тест-культуры, которые являются обычными для хозяйств данного региона. Так, в нашем случае для изучения дерново-подзольных грунтов использовали овес; для степных грунтов – пшеница и фасоль. При этом использование нескольких культур объясняется необходимостью использовать азотфиксирующие (бобы) и не фиксирующие азот (злаки) растения с целью наибольшей информативности.

Исследования проводили при поддержке постоянной влаги грунта (на уровне 70 % от полной влагоемкости), которую перед исследованием определяли стандартным методом.

Были опробованы три варианта эксперимента: 1-й – к грунту прибавляли исследуемое на фитотоксичность вещество; 2-й – сравнивали два грунта попарно – незагрязненный и загрязненный; 3-й – загрязненный грунт прибавляли к незагрязненному в возрастающем количестве (до 100 %). Все исследования проводили в трех повторениях. Смеси грунтов с примесями тщательно перемешивали.

В каждую из экспериментальных чашек вносили навеску грунтового субстрата и увлажняли его до 70 % (такая влажность поддерживалась на всем протяжении эксперимента) и высевали в каждую чашку до 20 зерен тест-культуры. В чашки Петри высаживали по 20 зерен пшеницы и бобовых. В случае проведения опыта по варианту – «сравнение загрязненной почвы» в навеску чистого увлажненного почвенного субстрата добавляли бензин А-95 в соотношении 1 : 20.

Наблюдали такие показатели:

- время появления ростков и их количество на протяжении каждых суток;
- оценивали общее прорастивание семян на конец эксперимента;
- по окончании эксперимента осторожно освобождали растения от грунта – подсушивали на воздухе и определяли их вес (результаты фиксировали относительно всех проростков, которые появились в чашке (в первом случае), и делали перерасчет на одно «среднее» растение (во втором случае).

Соотношение полученных экспериментальных данных с контролем позволило определить факт токсичности (или стимулирующего действия). Также фиксировался цвет растений (раннее пожелтение), характер корней и другие морфологические особенности.

Фитотоксичный эффект рассчитывался согласно разным показателям (масса растений, % поврежденных растений или % проростков и др.).

Исходя из показателей массы растений, фитотоксичный эффект ФЕ (%) рассчитывался по следующей формуле:

$$FE = \left(\frac{M_0 - M_x}{M_0} \right) \cdot 100,$$

где M_0 – масса контрольного растения (или всех растений в 1 чашке); M_x – масса растения (растений), которое выращено (выращены) на токсичной среде.

Таблица 1

Результаты всхожести посевов на чистой и загрязненной почвах

День эксперимента	Чистая почва, появление ростков, кол-во		Загрязненная почва, появление ростков, кол-во	
	I	II	III	IV
5	3	4	0	0
7	6	8	0	0
10	11	14	0	1
14	18	19	0	1



а)



б)

Рис. 1. Всхожесть на 5 день: а) чистый грунт; б) загрязненный грунт



а)



б)

Рис. 2. Всхожесть на 10 день: а) чистый грунт; б) загрязненный грунт

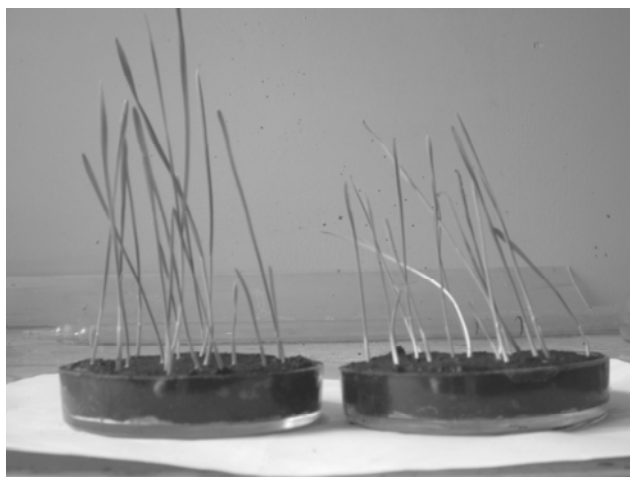
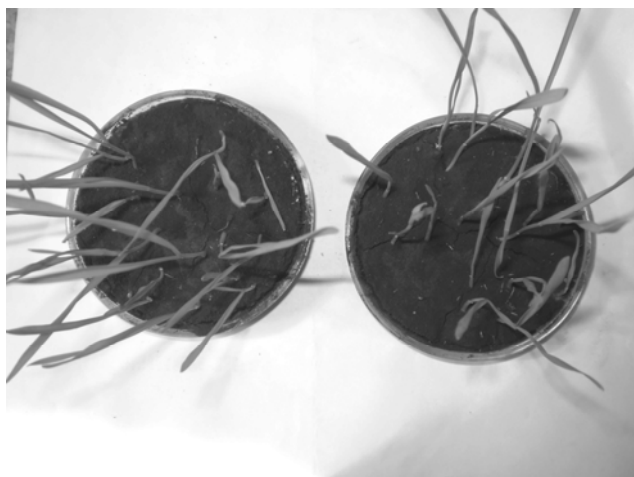


Рис. 3. Всхожесть на 14 день: чистый грунт



Рис. 4. Всхожесть на 14 день: загрязненный грунт



Рис. 5. Фитотоксический эффект на загрязненном грунте

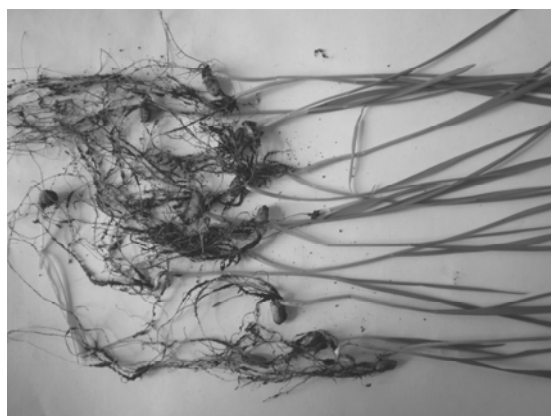


Рис. 6. Фитотоксический эффект на чистом грунте

Определяем показатель фитотоксичности в % для бензина А-95 на дерновоподзолистом грунте:

$$\Phi E = \left(\frac{27 - 1}{27} \right) \cdot 100 = 96,3$$

где M_0 – масса контрольного растения (или всех растений в 1 чашке) – среднее значение 1 г;

M_x – масса растения (растений), которое выращено (выращены) на токсичной среде – среднее значение 27 г.

Полученные результаты позволяют сделать вывод о степени резистентности того или иного типа почвы с учетом его химических и морфологических особенностей.

Вообще такие эксперименты с растениями и грунтом позволяют провести исследование на значительной территории. Желательным итогом в таком случае является составление карты, которая будет демонстрировать распространение (или отсутствие) токсичных веществ и позволит ранжировать территории по уровню загрязнения разных ее участков.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Карпачевский, Л. О. Жизнь почвы: монография / Л. О. Карпачевский. – М.: Знание, 1989. – 61 с.
2. Пиковский, Ю. И. Природные и техногенные потоки углеводородов в окружающей среде: монография / Ю. И. Пиковский. – М.: Знание, 1993. – 196 с.

Поступила в редколлегию 01.07.2008.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА НЕЙТРАЛИЗАЦИИ ОБЛАКА ЦИАНИСТОГО ВОДОРОДА

Запропонована комп'ютерна модель та метод розрахунку нейтралізації хмари ціаністого водню. Модель базується на чисельному інтегруванні тривимірного рівняння міграції домішки в атмосфері. Наведені результати обчислювального експерименту.

Предложена компьютерная модель и метод расчета нейтрализации облака цианистого водорода. Модель основывается на численном интегрировании уравнения переноса примеси в атмосфере. Приводятся результаты вычислительного эксперимента.

A computer model to calculate the neutralization of HCN cloud is proposed. The model is based on the numerical integration of the 3-D gradient transport model. The results of numerical experiment are presented.

Введение

В комплексе проблем, связанных с организацией аварийных работ при выбросе и разливе токсичных веществ особое место занимают задачи защиты атмосферы от загрязнения. Среди различных подходов, применяемых для решения данной задачи [1, 2, 3, 6, 7], можно выделить подход, основанный на подаче воды или нейтрализатора от летательных средств – вертолета. Обзор литературы показывает, что отсутствуют методики расчета данных подходов по защите атмосферы от загрязнения, а, значит, при применении этих подходов на практике нет научно обоснованной информации по выбору параметров нейтрализации, режима подачи нейтрализующего раствора и т.д. в зависимости от метеоусловий и других факторов. Целью настоящей работы явилась разработка метода расчета процесса нейтрализации облака токсичного газа (HCN) путем подачи воды. Предлагаемый метод позволяет оптимизировать процесс защиты атмосферы, исходя из имеющейся в распоряжении техники, ее характеристик, метеоусловий. Разработанный метод является универсальным, так как позволяет в рамках одной модели осуществлять расчет нейтрализации различных токсичных газов. Это обеспечивается применением уравнения миграции примеси в атмосфере (модель Г. И. Марчука), которая представляет закон сохранения массы для примеси в потоке газа.

1. Математическая модель миграции токсичного газа и воды в атмосфере

Для описания миграции облака HCN (а также воды) используется трехмерное уравнение переноса примеси [5]:

$$\frac{\partial \varphi}{\partial t} + \frac{\partial u\varphi}{\partial x} + \frac{\partial v\varphi}{\partial y} + \frac{\partial w\varphi}{\partial z} + \sigma\varphi = \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial \varphi}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial \varphi}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial \varphi}{\partial z} \right) + \sum q_i(t) \delta(r - r_i), \quad (1)$$

где φ – концентрация токсичного газа (воды) в единице объема воздуха; u, v, w – компоненты вектора скорости воздушной среды; $\mu = (\mu_x, \mu_y, \mu_z)$ – коэффициенты турбулентной диффузии; t – время; σ – коэффициент, учитывающий испарение воды; $r_i = (x_i, y_i, z_i)$ – координаты источника выброса воды; q_i – мощность выброса воды в атмосферу; $\delta(r - r_i)$ – дельта-функция Дирака.

Уравнение (1) дополняется следующими граничными условиями: на поверхности земли $\frac{\partial \varphi}{\partial n} = 0$ (n – вектор внешней нормали к поверхности); на боковых гранях расчётной области ставятся условия: $\varphi = 0$ при $(\vec{V} \cdot \vec{n}) \geq 0$; $\frac{\partial \varphi}{\partial n} = 0$; при $(\vec{V} \cdot \vec{n}) \leq 0$;

Начальное условие имеет вид $\varphi = 0$ (для нейтрализатора), для токсичного газа задаётся его концентрация в облаке. В модели учитывается процесс осаждения капель воды под действием силы гравитации со скоростью w_s путём добавления слагаемого $-w_s\varphi$ в модель (1) в слагаемое, учитывающее конвективный перенос со скоростью ветра w . Процесс нейтрализации реализуется в специальной подпрограмме, позволяющей рассчитывать не только про-

цесс растворения токсичного газа в воде, но и процесс химического взаимодействия «токсичный газ + нейтрализатор». Для расчета химического взаимодействия используется уравнение кинетики.

2. Метод решения

Численное интегрирование уравнения переноса токсичного газа или воды осуществляется с использованием неявной попеременно-треугольной разностной схемы расщепления [2]. На каждом дробном шаге расчёт неизвестного значения концентрации загрязняющего вещества выполняется по схеме бегущего счёта. Разностная схема является абсолютно устойчивой.

Выполним следующую аппроксимацию производных, входящих в уравнение (1):

$$\frac{\partial C}{\partial t} \approx \frac{C_{ij}^{n+1} - C_{ij}^n}{\Delta t};$$

$$\frac{\partial u C}{\partial x} = \frac{\partial u^+ C}{\partial x} + \frac{\partial u^- C}{\partial x};$$

$$\frac{\partial v C}{\partial y} = \frac{\partial v^+ C}{\partial y} + \frac{\partial v^- C}{\partial y};$$

$$\frac{\partial w C}{\partial z} = \frac{\partial w^+ C}{\partial z} + \frac{\partial w^- C}{\partial z};$$

$$\frac{\partial u^+ C}{\partial x} \approx \frac{u_{i+1,j,k}^+ C_{ijk}^{n+1} - u_{ijk}^+ C_{i-1,j,k}^{n+1}}{\Delta x} = L_x^+ C^{n+1};$$

$$\frac{\partial u^- C}{\partial x} \approx \frac{u_{i+1,j,k}^- C_{i+1,j,k}^{n+1} - u_{ijk}^- C_{ijk}^{n+1}}{\Delta x} = L_x^- C^{n+1},$$

где $u^+ = \frac{u + |u|}{2}$; $u^- = \frac{u - |u|}{2}$ и т.д.

Компоненты скорости потока будем задавать на гранях разностной ячейки. Вторые производные аппроксимируем следующим образом:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_x \frac{\partial C}{\partial x} \right) &\approx \tilde{\mu}_x \frac{C_{i+1,j,k}^{n+1} - C_{ijk}^{n+1}}{\Delta x^2} - \\ &- \tilde{\mu}_x \frac{C_{ijk}^{n+1} - C_{i,j-1,k}^{n+1}}{\Delta x^2} = M_{xx}^- C^{n+1} + M_{xx}^+ C^{n+1}, \end{aligned}$$

В используемых выражениях L_x^+ , L_x^- , M_{xx}^+ , M_{xx}^- – обозначения разностных операторов. С учётом этих обозначений разностный аналог уравнения (1) будет иметь вид:

$$\begin{aligned} \frac{C_{ijk}^{n+1} - C_{ijk}^n}{\Delta t} + L_x^+ C^{n+1} + L_x^- C^{n+1} + L_y^+ C^{n+1} + L_y^- C^{n+1} + \\ + L_z^+ C^{n+1} + L_z^- C^{n+1} + \sigma C_{ijk}^{n+1} = (M_{xx}^+ C^{n+1} + M_{xx}^- C^{n+1} + \\ + M_{yy}^+ C^{n+1} + M_{yy}^- C^{n+1} + M_{zz}^+ C^{n+1} + M_{zz}^- C^{n+1}) \end{aligned}$$

Решение данного разностного уравнения при интегрировании на временном интервале dt выполняется так:

на первом шаге $k = \frac{1}{4}$:

$$\begin{aligned} \frac{C_{ij}^{n+k} - C_{ij}^n}{\Delta t} + \frac{1}{2} (L_x^+ C^k + L_y^+ C^k + L_z^+ C^k) + \frac{\sigma}{4} C_{ijk}^k = \\ = \frac{1}{4} (M_{xx}^+ C^k + M_{xx}^- C^n + M_{yy}^+ C^k + M_{yy}^- C^n + \\ + M_{zz}^+ C^k + M_{zz}^- C^n), \end{aligned}$$

на втором шаге $k = n + \frac{1}{2}$; $c = n + \frac{1}{4}$:

$$\begin{aligned} \frac{C_{ijk}^k - C_{ijk}^c}{\Delta t} + \frac{1}{2} (L_x^- C^k + L_y^- C^k + L_z^- C^k) + \\ + \frac{\sigma}{4} C_{ijk}^k = \frac{1}{4} (M_{xx}^- C^k + M_{xx}^+ C^c + M_{yy}^- C^k + \\ + M_{yy}^+ C^c + M_{zz}^- C^k + M_{zz}^+ C^c), \end{aligned}$$

на третьем шаге $k = n + \frac{3}{4}$; $c = n + \frac{1}{2}$:

$$\begin{aligned} \frac{C_{ijk}^k - C_{ijk}^c}{\Delta t} + \frac{1}{2} (L_x^+ C^k + L_y^+ C^k + L_z^+ C^k) + \\ + \frac{\sigma}{4} C_{ijk}^k = \frac{1}{4} (M_{xx}^- C^c + M_{xx}^+ C^k + \\ + M_{yy}^- C^k + M_{yy}^+ C^c + M_{zz}^- C^c + M_{zz}^+ C^k), \end{aligned}$$

на четвертом шаге $k = n + 1$; $c = n + \frac{3}{4}$:

$$\begin{aligned} \frac{C_{ijk}^k - C_{ijk}^c}{\Delta t} + \frac{1}{2} (L_x^+ C^k + L_y^+ C^k + L_z^+ C^k) + \\ + \frac{\sigma}{4} C_{ijk}^k = \frac{1}{4} (M_{xx}^- C^k + M_{xx}^+ C^c + \\ + M_{yy}^- C^c + M_{yy}^+ C^k + M_{zz}^- C^c + M_{zz}^+ C^k). \end{aligned}$$

В данные разностные соотношения входит «возмущённый» коэффициент диффузии $\tilde{\mu}$ [5]. На пятом этапе расщепления осуществляется расчет изменения концентрации под действием источников [4].

На основе разработанной численной модели создан пакет прикладных программ. Практическое применение разработанного метода иллюстрируется ниже на примере решения прикладной задачи.

Практическая реализация

Рассматривается процесс нейтрализации облака HCN. Облако имеет форму «гриба» (рис. 2). Размеры облака: длина шляпки – 100 м, ширина шляпки – 22 м, высота ножки – 38 м, ширина ножки – 22 м. В модели принимается неравномерное распределение концентрации токсичного вещества в «грибе», концентрация токсичного вещества в момент времени $t = 0$ в «ножке» составляет $C_0 = 0,07 \text{ кг/м}^3$, а в «шляпке» гриба концентрация принимается в

два раза меньше, чем концентрация в ножке. В разработанной модели используются следующие зависимости скорости ветра и коэффициента диффузии от высоты:

$$u = u_1 \left(\frac{z}{z_1} \right)^n;$$

$$\mu_z = k_1 \left(\frac{z}{z_1} \right)^m,$$

где u_1 – скорость ветра на высоте z_1 ; $k_1 = 0,2$; $n = 0,16$; $m \approx 1$.

Скорость ветра на высоте 10 м составляет 5 м/с; $\mu_x = \mu_y = 2,5 \text{ м}^2/\text{с}$. Выброс нейтрализатора осуществляется с вертолета, в количестве $Q = 78 \text{ кг/с}$, в течение 20 с. Скорость оседания капель нейтрализатора (воды) – 0,01 м/с. Размеры расчетной области – $500 \times 540 \times 100 \text{ м}$.



Рис. 1. Схема нейтрализации облака

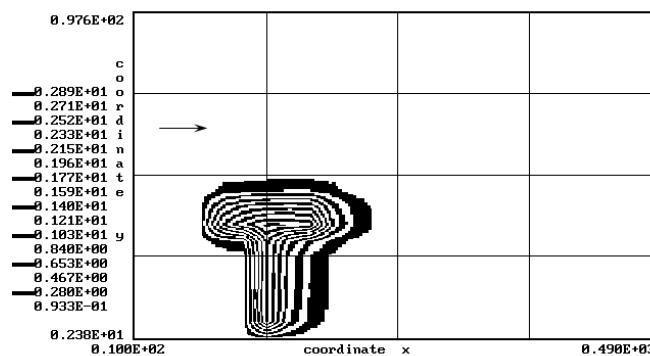


Рис. 2. Зона загрязнения атмосферы ($t = 1\text{с}$, сечение $y = 240 \text{ м}$)

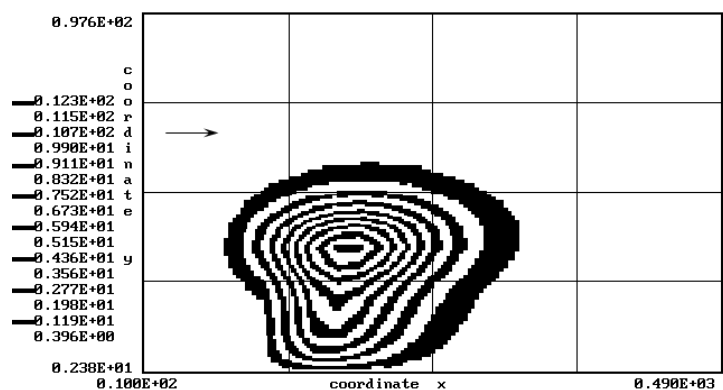


Рис. 3. Зона загрязнения атмосферы ($t = 10$ с, сечение $y = 240$ м)

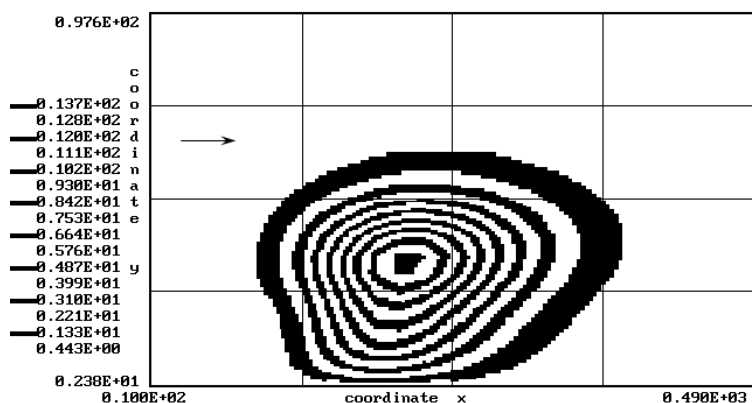


Рис. 4. Зона загрязнения атмосферы ($t = 17$ с, сечение $y = 240$ м)

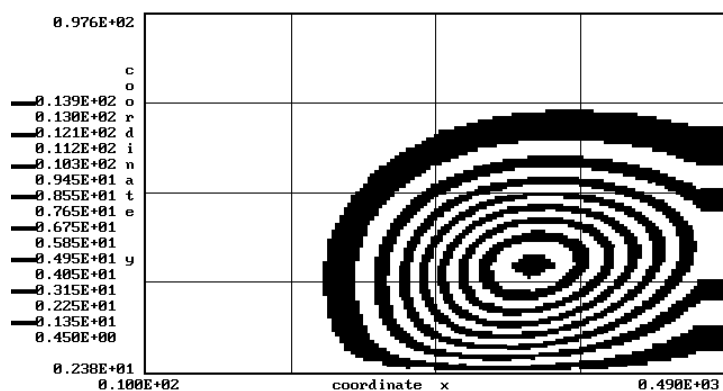


Рис. 5. Зона загрязнения атмосферы ($t = 40$ с, сечение $y = 240$ м, была подача нейтрализатора)

Отметим, что зона разлива имеет сложную геометрическую форму в плане (рис. 6).

Ниже представлены результаты по расчету количества нейтрализованного токсичного газа (выброс воды на высоте 45 м):

$t = 40$ с	$M = 308$ кг;
$t = 70$ с	$M = 413$ кг;
$t = 78$ с	$M = 416$ кг.

Отметим, что масса в облаке перед началом нейтрализации составляла около 2590 кг.

Выводы

Разработан метод расчета процесса нейтрализации облака токсичного вещества (HCN), мигрирующего в атмосфере, путем подачи нейтрализатора с вертолета. Метод позволяет рассчитывать процесс нейтрализации для облака, имеющего сложную геомет-

рическую форму. Практическая реализация метода показала его эффективность при решении прикладной задачи. Дальнейшее со-

вершенствование данного направления следует проводить в направлении адаптирования методов к проблеме миграции тяжелых газов.

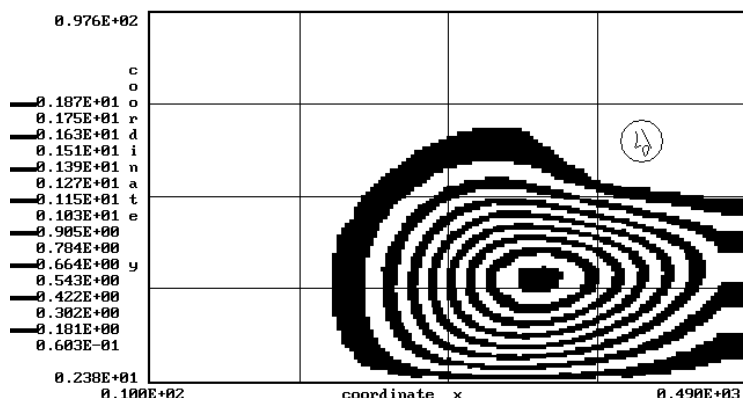


Рис. 6. Зона загрязнения атмосферы ($t = 40$ с, сечение $y = 240$ м, была подача нейтрализатора, начальная концентрация токсичного вещества $C = 0,001 \text{ кг/м}^3$)

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Аварии и катастрофы. Предупреждение и ликвидация последствий: Учеб. пос. в 5 кн. [Текст] / под ред. В. А. Котляревского и А. В. Забегаева. – М.: Изд-во АСВ, 2001. – 200 с.
2. Экологическая безопасность. Защита территории и населения при чрезвычайных ситуациях [Текст] / Под ред. А. С. Гринина и В. Н. Новикова. – М.: ФАИР-ПРЕСС, 2000. – 336 с.
3. Иванов, Ю. А. Хранение и транспортировка жидкого аммиака [Текст] / Ю. А. Иванов, И. И. Стижевский. – М.: Химия, 1991. – 80 с.
4. Численное моделирование распространения загрязнения в окружающей среде [Текст] / под ред. М. З. Згуровского. – К.: Наук. думка, 1997. – 368 с.
5. Марчук, Г. И. Математическое моделирование в проблеме окружающей среды [Текст] / Г. И. Марчук. – М.: Наука, 1982. – 320 с.
6. Природоохранная деятельность на железнодорожном транспорте Украины: проблемы и решения [Текст] / В. Н. Плахотник и др. – К.: Транспорт Украины, 2001. – 244 с.
7. Магистральные аммиакопроводы [Текст] // Тр. ГИАП. – Вып. 51. – М., 1978. – 48 с.

Поступила в редколлегию 01.07.2008.

ТИСК СИПУЧОГО МАТЕРІАЛУ НА СТІНКИ ДВОСТУПІНЧАСТИХ ЄМНІСНИХ КОНСТРУКЦІЙ

В статті наведено часткове рішення розподілу тиску від сипучого матеріалу на стінки ємнісної конструкції для одного з найбільш розповсюджених у проектній практиці типів – двоступінчастої споруди. Рішення отримано на основі розробленої автором дискретно-континуальної теоретичної моделі взаємодії сипучого середовища з елементами ємності. Представлені залежності проілюстровано відповідними графіками.

В статье приведено частное решение распределения давления от сыпучего материала на стенки емкостной конструкции для одного из наиболее распространенных в проектной практике типов – двухступенчатого сооружения. Решение получено на основе разработанной автором дискретно-континуальной теоретической модели взаимодействия сыпучей среды с элементами емкости. Представленные зависимости проиллюстрированы соответствующими графиками.

In the paper the special solution for distribution of granular material pressure on capacity structure walls is presented. The type of capacities the most wide-spread in the design practice, called two-staged one, is considered. The solution was obtained on the base of the discrete-continual theoretical model on interaction of granular matter with elements of the capacity worked out by the author. The given relationships are illustrated by means of corresponding plots.

1. Визначення тиску сипучого матеріалу – одна з ключових проблем

Ємнісні конструкції, які використовуються для зберігання різних типів сипучих матеріалів, є одним з достатньо поширених видів сучасних промислових споруд. Широке використання таких конструкцій обумовлено достатньо великою номенклатурою та кількістю різновидів сипучих речовин, що підлягають переробці або ж є її продуктом. Проте самі ємнісні споруди не відрізняються досить великою різноманітністю, особливо за своїм конструктивним рішенням.

Найбільш оптимальними з точки зору проектування та подальшої експлуатації виявилися жорсткі вертикальні ємності. Здебільшого вони складаються з двох частин: верхньої з вертикальним розташуванням стінок, призначеної для накопичення необхідного запасу сипучого матеріалу, що зберігається, і нижньої з похилими стінками, призначеної для його вивантаження самотливом. На рис. 1 наведені приклади двоступінчастих сталевих ємнісних споруд.

Основні теоретичні засади та практична методика проектування ємнісних конструкцій остаточно сформувались приблизно в другій половині минулого сторіччя і були закріплені у спеціальній нормативній та довідковій літературі [1–3]. Також приблизно в цей період була створена значна кількість подібних споруд, багато з яких експлуатуються ще й досі.



Рис. 1. Двоступінчасті ємнісні споруди

Між тим, як свідчить накопичений за цей час досвід їх обслуговування та використання, ємнісні конструкції для сипучих матеріалів відрізняються рядом певних недоліків. Частина з

них, як, наприклад, помилкове визначення форми та розмірів випускного отвору, веде до необхідності постійного залучення додаткових людських і матеріальних ресурсів під час експлуатації ємнісних споруд. Інші ж помилки, як, наприклад, спрощене визначення зусиль в елементах, призводять до часткової або, навіть, повної втрати несучої спроможності конструкції [4, 5].

Однією з ключових проблем, що обумовлює виникнення значної кількості відмов та аварійних ситуацій в ємнісних конструкціях є проблема визначення тиску сипучого матеріалу на стінки ємності [6].

Вирішенням цієї задачі в різні періоди часу займалась значна кількість фахівців. Дотепер сформувались різні теоретичні погляди на сутність та концепцію розробки вказаної проблеми. Найбільш новою та сучасною вважається дискретно-континуальна концепція сипучого матеріалу, розробку якої було започатковано в роботах Г. С. Зелінського та Т. Б. Денисової [7].

В подальшому суттєвий внесок було зроблено проф. В. А. Богомягких, який, фактично, розробив термінологічний апарат для опису поведінки сипучої речовини в замкненому посуді та запропонував нескладну теоретичну модель. Вдосконаленню цих розробок присвячені роботи Л. В. Гячева. Зокрема, в роботі [8] викладено досить детальну та ґрунтовну теоретичну концепцію, яка, на думку автора, дозволяє розглядати з єдиних позицій статичний стан спокою сипучого матеріалу та його самопливний рух.

Проте, як справедливо зазначено в роботі [9], наявні експериментальні дані повністю не підтверджують ні одну із зазначених теоретичних моделей. При цьому розбіжності носять як кількісний, так і якісний характер.

Сучасні закордонні розробки з проблематики визначення тиску сипучого матеріалу в ємнісних конструкціях не відрізняються особливою новизною. Спеціальна фахова література [10] рекомендує декілька різноманітних підходів, відомих ще з початку минулого сторіччя та заснованих, до речі, на більш простих континуальних уявленнях про роботу сипучого середовища під навантаженням.

Таким чином, проблема побудови адекватної та сучасної теоретичної моделі сипучого середовища, яке знаходиться в замкненій ємнісній конструкції, залишається невирішеною. Її розробка та експериментальне підтвердження потребують проведення подальших досліджень.

2. Авторська теоретична модель

Багаторічні дослідження, пов'язані із вивченням та аналізом особливостей проектування та експлуатації ємнісних конструкцій, підштовхнули автора до розробки власної теоретичної моделі, яка б описувала поведінку сипучого середовища в замкненому посуді, яким є вертикальна ємнісна конструкція.

Модель являє собою комплексну теоретичну розробку, побудовану на дискретно-континуальних уявленнях про сипуче середовище та зорієнтовану на опис статичного стану спокою під час її зберігання.

Рівновага сипучого середовища описується за допомогою диференційного рівняння:

$$\frac{dP_b}{dy} + P_b \left(k_n \frac{\cos(\alpha - \varphi)}{\cos \varphi} + \frac{2 \cdot \frac{dR(y)}{dy}}{a_0 + R(y)} \right) - \gamma g = 0, \quad (1)$$

де P_b – вертикальний тиск в сипучому масиві на глибині y від верхньої горизонтальної поверхні;

$R(y)$ – функція форми бічної поверхні ємнісної конструкції, яка також в загальному випадку є змінною із глибиною y ;

α – кут нахилу бічної стінки ємнісної конструкції до горизонталі на глибині y ;

a_0 – ширина випускного отвору нижньої частини ємнісної конструкції;

γ – власна вага сипучого середовища;

φ – кут зовнішнього тертя сипучого середовища о стінки ємнісної конструкції;

g – прискорення вільного падіння;

k_n – коефіцієнт нормального тиску сипучого середовища на стінку ємнісної конструкції на глибині y , який визначається за виразами (2) або (3):

$$k_n = \frac{2 \cdot \operatorname{tg} \beta \cdot \operatorname{tg}(\beta - \psi)}{(a_0 + R) \cdot (2 \cdot \operatorname{tg}(\alpha - \varphi) + \operatorname{tg}(\beta - \psi))} \cdot \frac{\cos \varphi}{\cos(\alpha - \varphi)}, \quad (2)$$

$$k_{ne} = \frac{2 \cdot \operatorname{tg} \beta \cdot \operatorname{tg}(\beta + \psi)}{(a_0 + R) \cdot (2 \cdot \operatorname{tg}(\alpha - \varphi) + \operatorname{tg}(\beta + \psi))} \cdot \frac{\cos \varphi}{\cos(\alpha - \varphi)}, \quad (3)$$

де β – кут укладки зерен сипучого середовища;

ψ – кут внутрішнього тертя між зернами сипучого середовища.

В цілому, рівняння (1) складено для елементарного горизонтального шару сипучого середовища завтовшки dy , розташованому на глибині y від поверхні. Фактично, воно є узагальненням відомого виразу Х. Янсена [3, 10] для

випадку ємності із невертикальними стінками та було отримано автором раніше. Рівняння відображує континуальні властивості сипучого середовища як суцільного масиву.

Проте сипуча речовина, як відомо, за своєю природою є дуальною. Їй притаманні також властивості дискретного середовища, особливо коли йде мова про незначні розміри області, що розглядається. Ця особливість була відображена у рівнянні (1) за допомогою спеціального коефіцієнту нормального тиску. Вирази (2) і (3) для його розрахунку були отримані саме на основі розгляду зернистої структури сипучого середовища.

Під час побудови відповідної теоретичної моделі для їх отримання була виявлена необхідність розрізняти два випадки. Перший стосується статичного стану спокою сипучого середовища. Коефіцієнт нормального тиску при цьому визначається за виразом (2). Однак під час початку розвантаження починається зміна структури укладки зерен сипучого матеріалу. В моделі це знайшло відображення у зміні напрямків діючих між зернами матеріалу сил тертя. В результаті був отриманий дещо інший вираз для знаходження коефіцієнту нормального тиску (3). Для підкреслення того факту, що цей коефіцієнт пов'язаний із миттю початку вивантаження сипучого матеріалу із ємнісної конструкції в його позначення доданий індекс *e* від англійського слова *emptying* (спорожнення, спустошення).

Завважимо, що фізичний зміст коефіцієнту нормального тиску сипучого середовища полягає у відображенні співвідношення між вертикальним тиском в певній точці масиву та тиском у напрямку по нормалі до уявної жорсткої стінки, поміщеної в цю точку. Для більшості рідин цей коефіцієнт добре відомий та дорівнює 1. У випадку сипучого середовища значення цього коефіцієнту суттєво залежить від її фізико-механічних властивостей (β , ψ , φ), а також від параметрів замкненого сосуди-ємності (α , a_0 , $R(y)$). Значення коефіцієнту може бути як менше одиниці, так і більше за неї (переважно у мить початку вивантаження).

Повертаючись до диференційного рівняння (1), треба відмітити, що воно може бути записано у більш компактній та зручній для подальшої роботи формі (4). Для цього треба ввести додаткову функцію $f(y)$, яка визначиться виразом (5):

$$\frac{dP_b}{dy} + P_b \cdot f(y) - \gamma g = 0, \quad (4)$$

$$f(y) = k_n \frac{\cos(\alpha - \varphi)}{\cos \varphi} + \frac{2 \cdot \frac{dR(y)}{dy}}{a_0 + R(y)}. \quad (5)$$

Отримане диференційне рівняння являє собою лінійне неоднорідне рівняння першого порядку. Відомо його загальне рішення, яке для даного випадку може бути записане у вигляді:

$$P_b(y) = e^{-\int f(y) \cdot dy} \cdot (\gamma \cdot g \cdot \int e^{\int f(y) \cdot dy} \cdot dy + C), \quad (6)$$

де підінтегральний вираз має вигляд:

$$f(y) \cdot dy = k_n \frac{\cos(\alpha - \varphi)}{\cos \varphi} \cdot dy + \frac{2 \cdot \frac{dR(y)}{dy}}{a_0 + R(y)} \cdot dy. \quad (7)$$

Методика користування отриманими виразами досить нескладна. Для визначення залежності тиску сипучого матеріалу із глибиною ємності певної геометричної форми необхідно спочатку визначитись із фізико-механічними характеристиками сипучого матеріалу. Деякі з них можуть бути отримані за довідковими даними, деякі мають бути уточнені шляхом лабораторних вимірювань.

Далі за виразами (2) і (3) може бути знайдений коефіцієнт нормального тиску. Його треба знаходити для двох випадків окремо і всі подальші обчислення також проводити для двох випадків окремо. Це дасть змогу, порівнявши остаточні отримані вирази (6), визначитись, який із випадків є найгіршим з точки зору роботи ємнісної конструкції та прийняти цей випадок в якості основного розрахункового.

Невідомий коефіцієнт інтегрування C може бути легко знайдений із будь-яких початкових умов. Наприклад, в якості таких умов може бути врахована відсутність тиску на верхній поверхні сипучого матеріалу.

Для ємностей, які складаються із декількох частин (ступенів), розрахунковий вираз може бути отриманий шляхом комбінації виразів для кожної із частин із урахуванням умови рівності вертикальних тисків на межах цих частин.

3. Тиск сипучого матеріалу у випадку двоступінчастої ємності

Проілюструємо використання наведених результатів та виразів для розглянутого на початку статті випадку ємності, що складається із двох частин.

Розглянемо спрощену ємність, яка не має випускного отвору, тобто параметр $a_0 = 0$. Це несуттєво вплине на остаточний результат, але

дозволить більш наочно продемонструвати загальні особливості, притаманні даному випадку. Схематично ємність зображено на рис. 2. Вона сформована двома відносно незалежними за формою частинами: нижньою пірамідоподібною з кутом нахилу α грані до горизонтальної поверхні і верхньою призмоподібною із вертикальними гранями висотою h_2 .

Хочемо зауважити, що при створенні авторської математичної моделі тиску сипучого матеріалу в замкненій ємності було введено гіпотетичне припущення стосовно рівномірності розподілу тиску по горизонтальному перерізу ємності. Наслідком цього є незалежність отриманого рішення від форми горизонтального перерізу ємності. Головною умовою є лише вимога, щоб горизонтальний переріз являв собою правильний багатокутник, а в граничному випадку – коло.

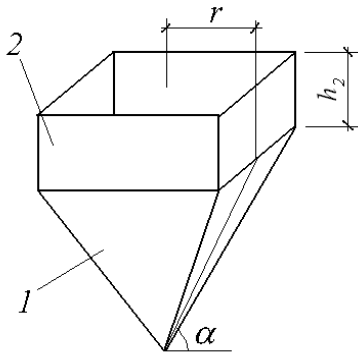


Рис. 2. Двоступінчаста ємність:
1 – нижня похила частина,
2 – верхня вертикальна частина

Розташуємо систему координат таким чином, щоб її центр знаходився у площині верхньої уявної основи призматичної частини, а вісь ОУ була спрямована вертикально вниз. Оскільки розглядається повністю симетрична конструкція, то розташування двох інших осей для нас не буде мати принципового значення, але для визначеності нехай вони будуть спрямовані вздовж двох довільних взаємно перпендикулярних граней верхньої частини.

В термінах запропонованої вище математичної моделі геометрична форма обох частин може бути записана за допомогою відповідних функцій форми. Для нижньої частини вона буде мати вигляд виразу (8), а для верхньої – (9):

$$R_1(y) = r - \frac{y}{\operatorname{tg} \alpha}, \quad (8)$$

$$R_2(y) = 0. \quad (9)$$

Вирази для коефіцієнта нормального тиску для нижньої та верхньої частин ємності будуть мати вигляд (10) і (11), відповідно:

$$k_{n1} = \frac{2 \cdot \operatorname{tg} \beta \cdot \operatorname{tg}(\beta \mp \psi)}{\left(r - \frac{y}{\operatorname{tg} \alpha}\right) \cdot (2 \cdot \operatorname{tg}(\alpha - \varphi) + \operatorname{tg}(\beta \mp \psi))} \times \frac{\cos \varphi}{\cos(\alpha - \varphi)}, \quad (10)$$

$$k_{n2} = \frac{2 \cdot \operatorname{tg} \beta \cdot \operatorname{tg}(\beta \mp \psi)}{r \cdot (2 \cdot \operatorname{tg}(\alpha - \varphi) + \operatorname{tg}(\beta \mp \psi))} \times \frac{\cos \varphi}{\cos(\alpha - \varphi)}. \quad (11)$$

В кожному з цих виразів для аргументу другого тангенсу введено подвійний знак. В чисельнику він відповідає знакові із виразу (2), тобто випадку статичного спокою сипучого середовища, а в знаменнику – знакові виразу (3), тобто випадку початку вивантаження сипучого середовища. Така форма запису може бути використана для підвищення компактності викладок.

Також з цією метою введемо ще два допоміжних коефіцієнта, які не мають самостійного фізичного змісту, але полегшать виконання тождесних перетворень. Коефіцієнти запишуться виразами (12) і (13):

$$k_1 = \frac{2 \cdot \operatorname{tg} \beta \cdot \operatorname{tg}(\beta \mp \psi)}{2 \cdot \operatorname{tg}(\alpha - \varphi) + \operatorname{tg}(\beta \mp \psi)}, \quad (12)$$

$$k_2 = k_{n2} \cdot \operatorname{tg} \varphi. \quad (13)$$

З урахуванням цього вираз для вертикального тиску сипучого матеріалу на бокові стінки ємності для верхньої частини буде мати такий вигляд:

$$P_{b2}(y) = \frac{\gamma \cdot g}{k_2} \cdot (1 - e^{-k_2 \cdot y}). \quad (14)$$

При його виводі було використано граничну умову: при $y = 0$, $P_b = 0$, а стала інтегрування мала вигляд виразу:

$$C = -\frac{\gamma \cdot g}{k}. \quad (15)$$

Для нижньої частини вираз для вертикального тиску сипучого матеріалу буде мати більш складний вигляд та попередньо може бути записаний у формі:

$$P_{B1}(y) = \gamma \cdot g \cdot \left(r - \frac{y}{\operatorname{tg}\alpha} \right) \cdot \frac{1}{k_1 - \frac{3}{\operatorname{tg}\alpha}} + C \cdot \left(r - \frac{y}{\operatorname{tg}\alpha} \right)^{k_1-2}. \quad (16)$$

До нього входить невідома інтегрування C . Однак, вона може бути легко знайдена, якщо використати той факт, що вертикальний тиск в нижній точці верхньої вертикальної частини і верхній точці нижньої похилої частини рівні між собою або, говорячи математичною мовою, функція розподілу тиску сипучого матеріалу з глибиною є неперервною.

Ця умова може бути записана таким чином: при $y = h_2$, $P_{B1} = P_{B2}$. Тоді стала інтегрування для нижньої частини ємності буде мати вигляд:

$$C = \frac{\gamma \cdot g \cdot \frac{(1 - e^{-k_2 \cdot h_2})}{k_2} - \frac{\gamma \cdot g \cdot r}{k_1 - \frac{3}{\operatorname{tg}\alpha}}}{r^{k_1-2}}. \quad (17)$$

Остаточно вираз для вертикального тиску сипучого матеріалу для нижньої частини ємності може бути записаний у вигляді (18). Вираз є дещо громіздким, але його використання при сучасному рівні розвитку комп'ютерної техніки та відповідних пакетів математичних програм не представляє серйозних утруднень.

Таким чином, вертикальний тиск сипучого матеріалу на стінки двоступінчастої ємності може бути обчислено для верхньої частини за виразом (14), а для нижньої – (18).

$$P_{B1}(y) = \gamma \cdot g \cdot \frac{r - \frac{y}{\operatorname{tg}\alpha}}{k_1 - \frac{3}{\operatorname{tg}\alpha}} + \frac{\gamma \cdot g \cdot \frac{(1 - e^{-k_2 \cdot h_2})}{k_2} - \frac{\gamma \cdot g \cdot r}{k_1 - \frac{3}{\operatorname{tg}\alpha}}}{r^{k_1-2}} \cdot \left(r - \frac{y}{\operatorname{tg}\alpha} \right)^{k_1-2}. \quad (18)$$

Проте, в практиці проектування ємнісних споруд для вибору конструкції та розмірів перерізу бокових стінок потрібно знати не вертикальний, а нормальний до поверхні стінки тиск. Адже його розподіл виявляється дещо іншим за розподіл вертикального тиску.

Відповідно до розробленої авторської моделі, нормальний тиск може бути знайдений мно-

женням виразу для вертикального тиску на коефіцієнт нормального тиску. Для розглядуваного випадку такі вирази будуть мати вигляд для верхньої частини (19), а для нижньої – (20).

$$P_{n1}(y) = k_{n1} \cdot P_{B1}(y), \quad (19)$$

$$P_{n2}(y) = k_{n2} \cdot P_{B2}(y), \quad (20)$$

де P_{n1} і P_{n2} – нормальний тиск в верхній та нижній частинах ємнісної споруди, відповідно.

Графічне представлення наведених залежностей може бути легко отримано за допомогою, наприклад, одного з сучасних математичних пакетів – MathCAD.

В якості прикладу розглянемо ємність із наступними геометричними параметрами: $r = 3$ м, $h_2 = 4$ м, $\alpha = 60^\circ$. Прийемо, що вона заповнена деяким сипучим матеріалом із наступними фізико-механічними характеристиками: $\gamma = 1000$ кг/м³, $\beta = 65^\circ$, $\psi = 20^\circ$, $\varphi = 21^\circ$. Такі параметри приблизно відповідають вугіллю, якщо стінки ємності сталеві [8].

Якщо сипучий матеріал знаходиться у стані статичного спокою, тобто під час тимчасового або довготривалого збереження, то графіки будуть мати вигляд, представлений на рис. 3. Для випадку початку розвантаження ємності графіки будуть мати вигляд, представлений на рис. 4. На кожному з графіків по горизонтальній осі відкладено тиск в кПа, а по вертикальній осі – глибину в м. Для верхньої та нижньої частин ємності прийнято свої нульові точки.

Аналізуючи наведені залежності слід вказати на ряд наступних важливих їх особливостей.

По-перше, для верхньої частини графік має нелінійний вигляд, який із глибиною ємності асимптотично прямує до сталої величини.

По друге, для нижньої частини ємності графік має вигляд, який дуже наближається до лінійного. Це означає, що в практичних розрахунках з невеликою погрешністю можна його вважати таким. При цьому в залежності від стану сипучого середовища кут нахилу цієї прямої до горизонталі буде дещо іншим.

З цього випливає ще одна цікава особливість – на практиці можливим виявляється підібрати певний кут нахилу стінок нижньої частини таким чином, щоб нормальний тиск на стінки виявився або якомога меншим, або максимально наближався до сталої. Це дасть змогу суттєво спростити виконання розрахунково-конструкторських робіт.

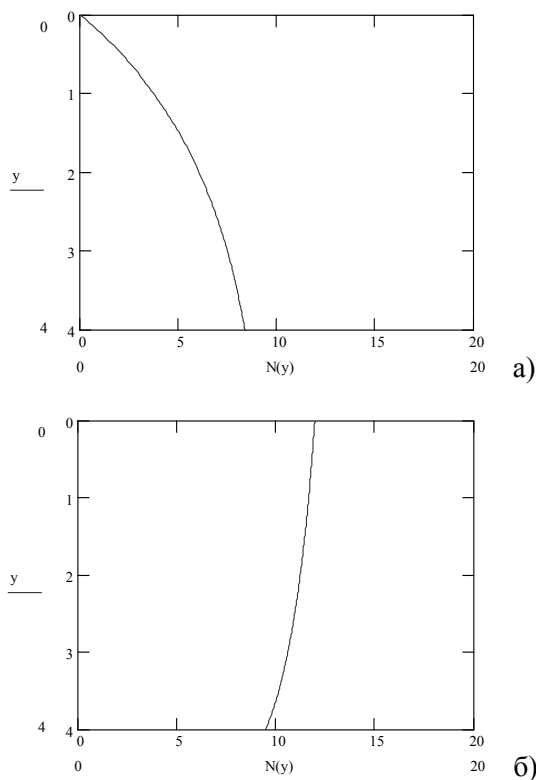


Рис. 3. Нормальний тиск сипучого матеріалу у випадку його статичного стану:
а – верхня частина, б – нижня частина

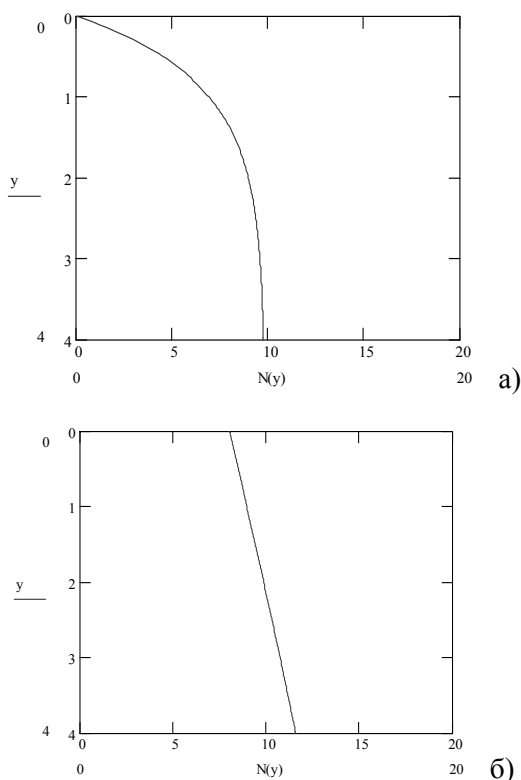


Рис. 4. Нормальний тиск сипучого матеріалу у випадку початку його вивантаження:
а – верхня частина, б – нижня частина

По-третє, в місці з'єднання верхньої та нижньої частин ємності в обох наведених випадках спостерігається кількісний скачок нормального тиску. На практиці це означає, що ця зона є досить небезпечною, оскільки саме в ній можуть відбуватися певні ускладнення напружено-деформованого стану.

По-четверте, порівнюючи тиск в статичному стані та в момент початку вивантаження сипучого матеріалу з ємності, можна констатувати, що в останньому випадку він виявляється вищим. Це означає, що саме цей режим є найбільш небезпечним з точки зору роботи ємнісної конструкції. Проте діюча методика проектування не приділяє йому ніякої уваги. Наслідком цього, як вказано в роботі [9], є наступне: «Промзернопроект, ГидроНИИсельстрой и другие организации [40, 25]¹ проводили обширные исследования деформаций и аварий железобетонных силосов в стране. Одна из основных причин преждевременного разрушения силосов – наличие давлений, значительно превосходящих расчетные формулы Янсена. Было отмечено: 1. Разрушение обычно имело место в момент выпуска сыпучего материала... До сих пор нет ясного представления причин появления избыточных давлений...».

Завважимо, що наведені закономірності притаманні далеко не тільки розглянутому чисельному прикладу. Авторський досвід роботи свідчить, що вони справедливі для досить широкого кола геометричних параметрів ємностей та значної кількості типів сипучих матеріалів.

6. Основні висновки по роботі

Підсумовуючи матеріал, наведений у представленій статті, автор вважає можливим констатувати наступне:

1. Розроблена авторська дискретно-континуальна модель сипучого середовища в замкненій ємнісній споруді може бути використана для достатньо складних конструкцій, які мають декілька, принаймні дві, ступені довільної форми.

2. У випадку досить поширеної в практиці двоступінчастої ємнісної конструкції отримані теоретичні залежності для визначення тиску сипучого матеріалу мають вигляд не дуже складних залежностей, які достатньо просто можуть бути представлені у наочному графічному вигляді за допомогою сучасних пакетів математичних програм.

¹ Джерела літератури вказані за роботою [9].

3. У верхній частині ємності розподіл нормального тиску на її стінки має нелінійний вигляд, який із збільшенням глибини асимптотично прямує до певної сталої величини.

4. Для нижньої частини ємності нормальний тиск на стінки виявляється близьким до лінійного. Це дає змогу при проведенні практичних розрахунків виконувати оптимізаційний добір певних геометричних параметрів ємності, зокрема кута нахилу її бічних граней, таким чином, щоб отримувати найсприятливіший характер розподілу тиску.

5. Досить небезпечною слід вважати область переходу верхньої частини у нижню, оскільки саме в ній має місце кількісний скачок тиску.

6. При вивантаженні сипучого матеріалу із ємності нормальний тиск на стінки ємності збільшується порівняно зі статичним станом. На думку автора, це є наслідком ефекту перерозподілу структури матеріалу, який був ним встановлений та досліджений раніше [12]. Тому цей режим є більш небезпечним з точки зору роботи ємнісної споруди та має бути розглянутий при проектуванні як основний розрахунковий.

Наприкінці хочемо зазначити, що в цілому розроблена авторська теоретична модель поведінки сипучого середовища в замкненому просторі є достатньо універсальною та дозволяє враховувати як широкий діапазон зміни геометричних параметрів ємнісних конструкцій, їх зовнішньої форми, так і широкий спектр сипучих матеріалів, які наявні в практиці. Розглянутий автором частковий випадок двоступінчастої ємності зовсім не обмежує можливостей моделі. Теоретично за наведеною в статті схемою можуть бути отримані вирази і для багаступінчастих ємностей, навіть із нелінійним окресленням форми їх стінок. Крім цього, досить цікавим представляється автору отримання певних оптимізаційних залежностей, які б дозволяли проектувати споруди із мінімальним тиском або, навіть, мінімальної конструктивною вагою.

Таким чином, дослідження у цьому напрямку не тільки не є завершеними, а й, навпаки, мають ще велику низку невирішених, але практично важливих задач.

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. ДБН В.2.2-8-98. Підприємства, будівлі та споруди по зберігання та переробці зерна [Текст]. – Введ. 01.07.98. – К.: Держбуд України, 1988. – 41 с.
2. Руководство по расчету и проектированию железобетонных, стальных и комбинированных бункеров [Текст] / Ленпромстройпроект. – М.: Стройиздат, 1983. – 200 с.
3. Справочник проектировщика инженерных сооружений [Текст] / под ред. Д. А. Коршунова. – К.: Будівельник, 1988. – 352 с.
4. Банников, Д. О. Основные причины аварий жестких стальных бункеров и низких силосов [Текст] / Д. О. Банников, М. И. Казакевич // Металеві конструкції. – 2002. – Т. 5, № 1. – С. 59-66.
5. Bannikov, D. O. Features of Failures of Steel Bunkers (of Pyramidally-prismatic Type) [Текст] / D. O. Bannikov, M. I. Kazakevitch // Proc. of 10th Polish-Ukrainian seminar «Theoretical Foundations of Civil Engineering». – Vol. II. – Warsaw: Warszawskiej Politechnik, 2002. – P. 650-657.
6. Банников, Д. О. Направления совершенствования современной концепции проектирования жестких стальных бункеров [Текст] / Д. О. Банников, М. И. Казакевич // Вісник Дніпропетр. нац. ун-ту заліз. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – 2003. – Вип. 1. – Д.: Вид-во ДНУЗТ, 2003. – С. 130-136.
7. Денисова, Т. Б. Исследование выпускных устройств с целью совершенствования управления расходом зерна на предприятиях по его хранению и переработке: Автореф. дис. ... канд. наук [Текст]. – М.: МТИПП, 1975. – 22 с.
8. Гячев, Л. В. Основы теории бункеров [Текст] / Л. В. Гячев. – Новосибирск: Изд-во НГУ, 1992. – 312 с.
9. Семенов, В. Ф. Бункеры и хранилища зерна: Учеб. пособие [Текст] / В. Ф. Семенов / Алтайский гос. техн. ун-т им. И. И. Ползунова. – Барнаул: Изд-во АлтГТУ, 1999. – 221 с.
10. Structural Engineering Handbook [Текст] / Ed. by E. H. Gaylord, Jr. et al. – 4th ed. – McGraw-Hill, 1997. – 624 p.
11. Клейн, Г. К. Строительная механика сыпучих тел [Текст] / Г. К. Клейн. – М.: Стройиздат, 1977. – 256 с.
12. Банников, Д. О. Исследование угла укладки зерен сыпучего материала на модели емкости [Текст] / Д. О. Банников // Вісник Дніпропетр. нац. ун-ту заліз. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – 2008. – Вип. 22. – Д.: Вид-во ДНУЗТ, 2008. – С. 94-100.

Надійшла до редколегії 13.08.2008.

ЛИТЫЕ БЕТОННЫЕ СМЕСИ ДЛЯ ГИДРОТЕХНИЧЕСКОГО СТРОИТЕЛЬСТВА

У статті представлені результати досліджень, спрямованих на отримання литих зручноперекачуваних дрібнозернистих сумішей з одночасним зниженням водоцементного відношення, призначених для гідротехнічного будівництва. Наведено результати досліджень по визначенню реологічних характеристик бетонних сумішей різних складів. Показано можливість застосування розроблених бетонних сумішей для трубопровідного транспорту.

В статье представлены результаты исследований, направленных на получение литых удобоперекачиваемых мелкозернистых бетонных смесей с одновременным снижением водоцементного отношения, предназначенных для гидротехнического строительства. Приведены результаты опытов по определению реологических характеристик бетонных смесей различных составов. Показана возможность применения разработанных бетонных смесей для трубопроводного транспорта.

The article is devoted to the research results for obtaining cast transportable fine concrete mixes with synchronous decreasing a water-cement ratio designed for hydraulic engineering. The results of experiments on determination of rheological characteristics of concrete mixes of various compositions are presented. The possibility of using the developed concrete mixes for pipeline transportation is demonstrated.

Применение литых бетонных смесей эффективно при возведении массивных гидротехнических сооружений с подачей бетонной смеси по трубопроводу к местам бетонирования. В этих случаях рационально производство работ мелкозернистыми бетонными смесями. Бетонирование литыми смесями позволяет полностью исключить ручной труд на операциях распределения и уплотнения бетонной смеси. Однако известно, что приготовление литых бетонных смесей связано со значительным повышением расхода цемента, что увеличивает себестоимость бетонных работ. При этом избыточная часть цемента, по существу, исполняет роль пластификатора. Более того, увеличение расхода цемента снижает строительные свойства бетона, что особенно опасно в экстремальных условиях, так как вызывает значительные объемные деформации бетона, повышает собственные напряжения, сопровождающиеся трещинообразованием и снижением долговечности сооружений и конструкций.

Традиционные технологии бетонирования, по существу, не способны преодолеть существующее противоречие между прочностью бетона и вязкостью бетонной смеси. Применение различных, в том числе комплексных, добавок лишь частично улучшает положение. Как известно, с увеличением степени пластификации снижается прочность бетона. Следовательно, применение химических добавок не способствует кардинальному решению технологической

проблемы получения высокопрочного и высокоплотного бетона.

В бетонном массиве система «вяжущее – вода – заполнители» не достигает равновесного состояния, так как в ней не прекращается выделение, накопление и преобразование химических соединений, особенно в условиях непосредственного влияния внешней среды. Таким образом, современные методы улучшения свойств бетона путем уменьшения расхода воды затворения, увеличения расхода цемента, применения химических добавок не могут ни в комплексе, ни по отдельности разрешить основные противоречия технологии бетона. При этом важно отметить известное явление неполного использования вяжущих свойств цемента. Опыты показали, что в бетонной смеси традиционного приготовления цементные частицы диаметром около 20 мкм могут гидратироваться не более чем на 60 % первоначального объема. С увеличением степени помола цементного клинкера и уменьшением размера частиц цемента степень его гидратации возрастает очень медленно. Более того, И. Н. Ахвердов [1] показал, что увеличение удельной поверхности цемента свыше 600 м²/кг приводит к его флокуляции и, следовательно, снижению степени гидратации. Степень гидратации уменьшается также вследствие обезвоживания бетона элементов сооружения, находящихся над водой, от влияния окружающей среды. Следовательно, можно утверждать, что даже при создании бла-

гоприятных условий гидратации не более 60 % объема цемента участвует в образовании «цементного клея». Остальной объем цемента является лишь инертным наполнителем бетона. Это явление «микробетона» [2] теоретически обосновано и известно под названием «клинкерного фонда» бетона.

По мнению некоторых исследователей, содержание в вяжущем негидратированных зерен цемента может способствовать возобновлению гидратации при повторных увлажнении бетона [3]. Однако явление самозалечивания микротрещин бетона связано с большими трудностями, если учесть, что почти 40 % цемента не проявляет своих вяжущих свойств в начальный период формирования структуры бетона [4].

Таким образом, процесс технологии бетонирования литыми бетонными смесями связан с решением следующих основных вопросов. Необходимо обеспечить приготовление цементного клея с предельным насыщением его твердой фазой и наиболее полной гидратацией цементных частиц независимо от их прочности. Кроме того, для снижения микротрещинообразования в бетонном массиве и обеспечения проектных эксплуатационных свойств бетона целесообразно снижение водоцементного отношения с одновременным уменьшением расхода цемента до уровня, необходимого для образования объема цементного клея, достаточного для обмазки зерен заполнителя слоем минимальной толщины. Получение литых бетонных смесей с относительно невысоким водоцементным отношением возможно при введении органо-минеральных комплексов, химически активных по

отношению к вяжущему. Значительное повышение степени удобоперекачиваемости и подвижности бетонной смеси обеспечивается за счет специальной совместной обработки органической добавки и минерального микронаполнителя, в результате чего достигается эффект суперпластификации. При этом, как установлено экспериментально, практически исключается развитие усадочных деформаций в твердеющем бетоне.

Производство работ при возведении массивных сооружений осложняется необходимостью перекачивания бетонных смесей на большие расстояния. С целью определения возможности применения литых мелкозернистых бетонных смесей для таких целей исследованы реологические свойства смесей различных составов. Опыты проводились с бетонными смесями традиционного приготовления и с применением органо-минерального комплекса. Результаты исследований представлены в табл. 1. В качестве заполнителя использована смесь речного днепровского песка с модулем крупности 1,6 и гранитного отсева, размер зерен которого не превышал 5 мм.

В процессе исследований учитывалась возможность безвибрационной укладки бетонной смеси. Принято положение, что виброуплотнение бетонной смеси необходимо осуществлять только в местах соединений и в углах конструкций. Поэтому производилось сравнение реологических характеристик смесей, подвергнутых вибрации, и укладываемых без вибрации.

Таблица 1

Реологические свойства мелкозернистых бетонных смесей для трубопроводного транспорта

Состав мелкозернистой бетонной смеси по массе	Состояние вяжущего	Динамическая вязкость смеси, Па·с		Предельное напряжение сдвига, Па	
		без вибрации	при вибрации	без вибрации	при вибрации
1:1	активированное	0,248	0,079	0,824	0,132
	неактивированное	0,842	0,233	0,980	0,517
1:1,25	активированное	0,358	0,089	1,820	0,268
	неактивированное	0,372	0,099	1,532	0,346
1:1,5	активированное	0,187	0,048	0,580	0,043
	неактивированное	0,247	0,054	0,943	0,064
1:1,75	активированное	0,434	0,121	0,256	0,124
	неактивированное	0,512	0,382	0,456	0,231

Представляет интерес взаимосвязь между удобоукладываемостью мелкозернистых бетонных смесей, динамической вязкостью и предельным напряжением сдвига. Наблюдается закономерное снижение динамической вязкости смесей с повышением их подвижности независимо от состава, причем в смесях, содержащих органо-минеральный комплекс, эта закономерность ярко выражена. Кроме того, с увеличением подвижности бетонных смесей, содержащих органо-минеральный комплекс, уменьшается отношение вязкости смесей одинаковых составов при движении их без вибрации к вязкости вибрируемых смесей, что позволяет рекомендовать такие бетонные смеси для транспортирования по трубопроводу на большие расстояния.

Бетонные смеси,готавливаемые по разработанной технологии, могут применяться при напорном бетонировании массивных гидротех-

нических сооружений, имеющем преимущества перед другими известными способами по непрерывности и высокой интенсивности укладки бетонной смеси.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Ахвердов, И. Н. Физика бетона [Текст] / И. Н. Ахвердов. – М.: Стройиздат, 1981. – 492 с.
2. Юнг, Н. В. Технология вяжущих веществ [Текст] / Н. В. Юнг. – М.: Госстройиздат, 1962. – 367 с.
3. Шестоперов, С. В. Долговечность бетонов транспортных сооружений [Текст] / С. В. Шестоперов. – М.: Транспорт, 1966. – 278 с.
4. Role of Silica Fume in Compressive Strength of Cement Paste, Mortar and Concrete [Текст] / X. Cong et al. // ACI Materials Journal. – 1992. – Vol. 89, No. 4. – P. 375-386.

Поступила в редколлегию 01.09.2008.

ВПЛИВ КОМПЛЕКСНИХ ПОЛІФУНКЦІОНАЛЬНИХ МОДИФІКАТОРІВ НА КОРОЗІЙНУ СТІЙКІСТЬ АРМАТУРИ В БЕТОНІ

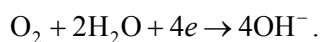
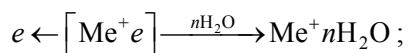
В статті розглянуто механізм корозії металу та вплив комплексних поліфункціональних модифікаторів на корозійну стійкість арматури в бетоні.

В статье рассмотрен механизм коррозии металла и влияние комплексных полифункциональных модификаторов на коррозионную стойкость арматуры в бетоне.

In the article the mechanism of metal corrosion and the influence of complex polyfunctional modifiers on corrosion resistance of steel framework in the concrete is examined.

Численні роботи присвячені питанням якості і довговічності будівельних конструкцій як в технічному, так і в економічному аспекті. Слід зазначити, що залізобетонні конструкції при значних корозійних пошкодженнях, особливо якщо кородує арматура, стають практично неремонтопридатними. Тому, звичайно, є економічними деякі первинні дорожчання конструкції за рахунок розрахованих і обґрунтованих заходів при її проектуванні і виготовленні.

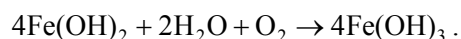
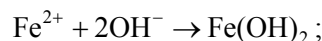
Корозія металу найчастіше відбувається за електрохімічним механізмом, для дії якого необхідні наступні умови: наявність різниці потенціалів між окремими ділянками поверхні металу, тобто електрохімічна неоднорідність його; наявність електролітичного зв'язку між цими ділянками; активний стан поверхні на анодних ділянках, де метал розчиняється; наявність достатньої кількості деполяризатора, зокрема кисню, необхідного для асиміляції на катодних ділянках на поверхні металу надмірних електронів [1]. Схематично це можна зобразити таким чином:



Корозійні процеси в більшості випадків пов'язані з відновленням молекулярного кисню. Такому виду руйнування метали піддаються при корозії у воді, атмосфері, ґрунті. Корозія сталі в бетоні також іде з кисневою деполяризацією.

Катодний і анодний процеси звичайно йдуть на різних ділянках поверхні металу, і електрони, надмірні у анодів, пересуваються в металі

до катодів. У розчині відбувається направлене переміщення іонів. Виникає електричний струм, званий струмом корозії. При такому механізмі корозії руйнуються лише анодні ділянки поверхні металу. Продукти корозії утворюються в результаті вторинних реакцій в електродіті:



В цілому швидкість корозії сталі визначається тим процесом, який протікає з найбільшим гальмуванням. У багатьох випадках швидкість корозії сталі в бетоні визначається швидкістю анодного процесу. Анодна поляризація виникає головним чином за рахунок збільшення концентрації іонів металу, що розчиняється, в прилеглому шарі електроліту. Рух електродіті, що відносить від поверхні анода іони металу, зменшує анодну поляризацію. Другою причиною анодної поляризації є виникнення на аноді нерозчинних і непроникних для катіонів плівок – пасивація.

Катодна поляризація виникає за рахунок недостатньо швидкого зв'язування електронів, що поступають з анодних ділянок, в результаті недостатку деполяризатора. Характер катодного процесу залежить від концентрації іонів водню в електроліті. При корозії в кислих середовищах ($pH < 4$) на катоді виділяється водень, в нейтральних і лужних середовищах поглинається кисень.

Вміст вільних іонів водню в електроліті характеризують величиною pH , яка є негативним десятиковим логарифмом концентрації цих іонів.

Уявлення про стійкість системи «метал – електроліт» можна одержати з діаграм Пурбе, складених на підставі термодинамічних даних (рис. 1).

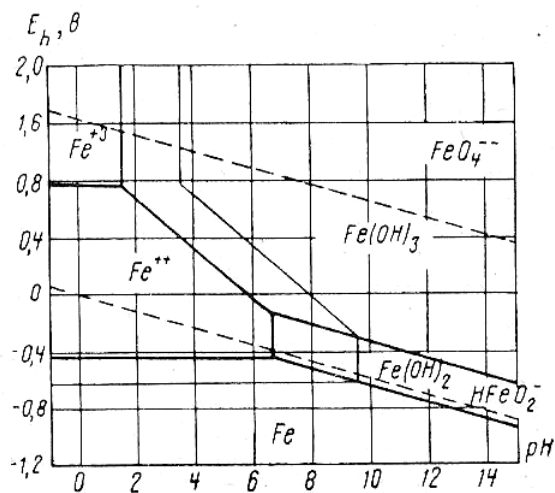


Рис. 1. Діаграма полів стійкості заліза в координатах E_h – pH

Якщо розчин не повністю іонізований або якщо система окислення – відновлення не повністю дисоційована, з'являється додаткова залежність від pH. Діаграма показує області термодинамічної стабільності сталі та значення pH і потенціалу, при яких вона стає нестабільною.

Роботи [2, 3] достатньо глибоко розкривають суть корозійної стійкості арматури в бетоні. Висока довговічність залізобетонних конструкцій великою мірою залежить від здатності цементного бетону захищати сталеву арматуру від корозії. Спостереження за тривалою поведінкою залізобетонних конструкцій дозволили встановити, що корозія арматури практично можлива не тільки коли зруйнований (або відсутній) з тих або інших причин захисний шар бетону, але і за його наявності, тобто під ним. Стійкість бетону залежить від виду в'язучого, заповнювачів, добавок, пористості – проникності, значною мірою визначуваних складом суміші. Ці чинники впливають і на здатність бетону тривало захищати сталеву арматуру. Проте, на довговічність конструкцій, крім того, діють товщина захисного шару, однорідність структури бетону, наявність локальних дефектів, перш за все тріщин.

До корозійної стійкості арматурних сталей нормативних вимог немає, хоча наявні дані про корозійну поведінку високоміцних арматурних сталей примусили обмежити їх застосування. Відсутність нормативних вимог до стійкості

арматурних сталей очевидно пов'язана з тим, що сама ідея залізобетону заснована на захисті сталі бетоном, коли корозія арматури є виключенням. Підвищення ж корозійної стійкості арматури іншими засобами, окрім захисту її бетоном, враховуючи величезну витрату арматурних сталей, пов'язано з дорожчанням конструкцій.

Особливістю цементного бетону є лужність рідкої фази, нормально насиченого гідратом окислу кальцію. Практична відсутність корозії арматури в бетоні пояснюється пасивністю сталі в лужному середовищі. А всі відомі випадки корозії арматури пов'язані з тим, що з тієї або іншої причини її поверхня залишається активною або не повністю пасивується при виготовленні конструкцій, або втрачає пасивність в процесі експлуатації. Корудуючий метал за певних умов може покриватися безпористим шаром продуктів реакції, наприклад оксидом, який перешкоджатиме безпосередній взаємодії металу і електроліту, тобто наступить пасивний стан металу. Питання про склад, умови виникнення і рівноваги захисних плівок на сталі, забезпечуючих її пасивність в бетоні, вивчене недостатньо [3]. Враховуючи, що не всі бетони характеризуються високим значенням pH рідкої фази і що воно з часом може зменшуватися, важливим є питання про критичне значення pH, нижче за яке сталь не пасивується. Це значення pH електроліту знаходиться в межах 11,5...11,8. Межа пасивуючої дії $\text{Ca}(\text{OH})_2$ проходить в районі $\text{pH} = 12$ при вільному і при $\text{pH} = 11,5$ при обмеженому доступі повітря. Разом з тим, pH середовища не може однозначно характеризувати стан сталі в бетоні, оскільки в ньому можуть знаходитися активуючі іони (наприклад, хлорид-іони). Таким чином, при зниженому pH (менше 11,5) сталь може бути активною, а високе pH (більше 12) необхідне, але ще не досить для пасивності сталі.

Розглянуто вплив додаткової кількості вапна (ІТ; ІП) і комплексних поліфункціональних модифікаторів на основі вапна, низькомолекулярних кальцієвих солей дікарбонових кислот і високомолекулярних лігносульфонатів (МПДКи) на властивості цементних композицій. При цьому проведені дослідження за визначенням величини pH водних розчинів добавок. Величина pH водних розчинів досліджуваних комплексів представлена в табл. 1.

З наведеної таблиці виходить, що величина pH водних розчинів комплексних поліфункціональних модифікаторів складає 12,3...12,9, а водних розчинів добавок ПДК і ПДК + ЛСТ –

3,4...3,7. Застосування МПДКи не може викликати корозію арматури в бетоні.

Таблиця 1

Величина рН водних розчинів добавок

Склад комплексу	Кількість, % від маси води в пере-рахунку на сухий продукт	рН водного розчину з добавкою
ІТ + ЛСТ	1,75 + 0,05	12,9
ІТ + ЛСТ	1,75 + 0,125	12,9
ІТ + ЛСТ + МПДКи	1,75 + 0,125 + 0,5	12,3
ІП + ЛСТ	1,75 + 0,05	12,9
ІП + ЛСТ	1,75 + 0,125	12,9
ІП + ЛСТ + МПДКи	1,75 + 0,125 + 0,5	12,3
ІТ + ЛСТ + МПДКи	1,75 + 0,125 + 0,5	12,3
ПДК	0,3	3,6
ПДК	0,4	3,4
ПДК + ЛСТ	0,3 + 0,125	3,7
ПДК + ЛСТ	0,4 + 0,125	3,5

Примітка: ІТ – вапняне тісто; ІП – вапно-пушенка.

Корозійна стійкість арматури в бетоні, що містить комплексні модифікатори, визначалася за методикою зняття анодних поляризаційних кривих сталі в бетоні. На графіках (рис. 2 і 3) показані анодні поляризаційні криві сталі в бетоні на портландцементі Криворізького заводу із застосуванням добавок 0,6 % МПДКи, 0,8 % МПДКи і 2,5 % вапно + 0,5 % МПДКи + 0,15 % ЛСТ.

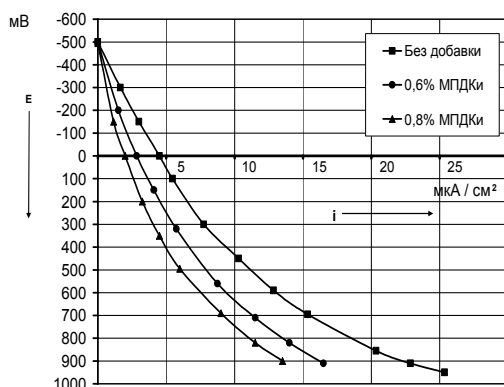


Рис. 2. Анодні поляризаційні криві сталі в бетоні, що містить комплексний поліфункціональний модифікатор МПДКи

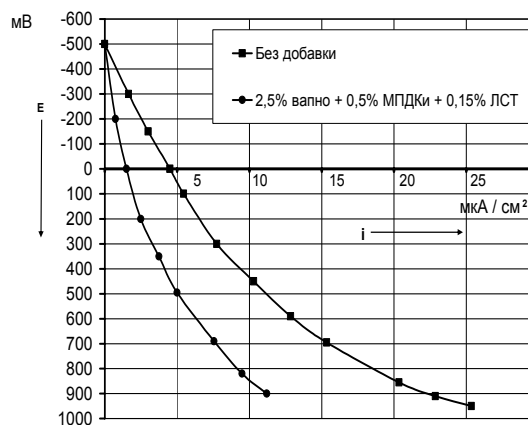


Рис. 3. Анодні поляризаційні криві сталі в бетоні, що містить комплексний поліфункціональний модифікатор вапно + МПДКи + ЛСТ

Судити про ступінь гальмування анодного процесу можна по анодних поляризаційних кривих, що виражають залежність густини струму бетону від потенціалу [4]. Сталь в бетоні пасивна, якщо при потенціалі +300 мВ по насиченому каломельному електроду густина струму не перевищує 10 мкА/см²; якщо густина струму дорівнює 10...25 мкА/см², сталь знаходиться в нестійкому пасивному стані, можлива корозія; при густині струму більше 25 мкА/см², можлива інтенсивна корозія сталі.

Як показали дослідження, застосування добавок не змінює пасивуючої дії на сталь у важкому бетоні. При цьому густина струму при потенціалі +300 мВ не перевищує 10 мкА/см². Візуальний огляд арматурних стрижнів в бетоні при введення добавок показав відсутність корозії сталі. Пасивуюча дія на сталь добавок у важкому бетоні можна пояснити пластифікуючою дією добавок і створенням щільної структури, що підтверджується приведеними дослідженнями реологічних характеристик ($\eta_{пл}$ та τ_0) портландцементного тіста, що містить комплексні модифікатори (табл. 2).

Структуроутворююча здатність добавки МПДКи показана на графіку (рис. 4).

Як показали дослідження, введення добавок уповільнює швидкість осадження цементної суспензії, а також скорочує період структуроутворення цементного тіста.

Висновки

1. Встановлено, що модифікація плава дікарбонових кислот вапном дозволяє одержати комплексну добавку поліфункціональної дії з пластифікуючою і інтенсифікуючою твердіння дією.

2. Встановлено, що комплексна поліфункціональна добавка на основі вапна, низькомолекулярних кальцієвих солей дікарбонових кислот і високомолекулярних лігносульфонатов характеризується високим пластифікуючим ефектом (до ОК = 23 см). Величина рН водних розчинів добавки складає 12,3...12,9, що не може викликати корозії арматури в бетоні.

Таблиця 2

Реологічні характеристики портландцементного тіста, що містить комплексні модифікатори

Найменування добавки	Кількість, % маси цементу в перерахунку на сухий продукт	Динамічна напруга зрушення, $\eta_{пл}$, Па	Коефіцієнт структурної (пластичної) в'язкості, τ_0 , МПа·с
Без добавки	-	10,4	29,1
МПДКи	0,25	7,3	27,2
МПДКи	0,6	5,9	25,0
МПДКи + ЛСТ	0,6 + 0,15	4,1	21,1

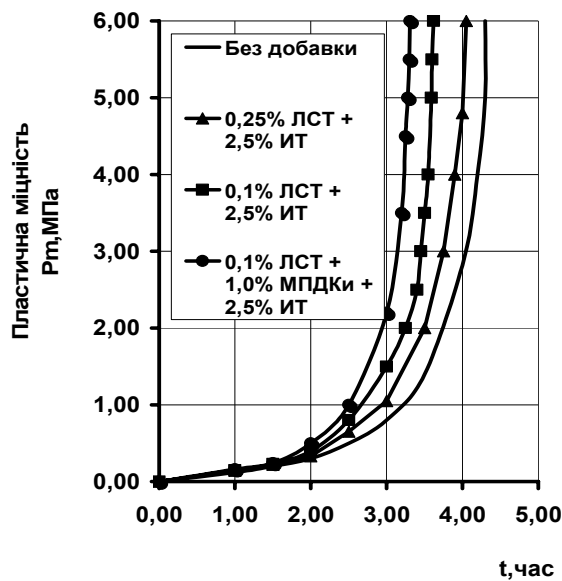


Рис. 4. Структурування портландцементного тіста з комплексними хімічними добавками

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Алексеев, С. Н. Коррозия и защита арматуры в бетоне [Текст] / С. Н. Алексеев. – М.: Стройиздат, 1968. – 232 с.
2. Долговечность железобетона в агрессивных средах [Текст] / под ред. С. Н. Алексеева. – М.: Стройиздат, 1990. – 320 с.
3. Коррозия бетона и железобетона, методы их защиты [Текст] / под общ. ред. В. М. Москвина. – М.: Стройиздат, 1980. – 536 с.
4. Розенталь, Н. К. Защитные свойства бетона с добавкой С-3 [Текст] / Н. К. Розенталь // Исследование и применение бетонов с суперпластификаторами. – М.: НИИЖБ, 1982. – С. 74-79.

Надійшла до редколегії 18.06.2008.

ПРОБЛЕМИ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ЯКОСТІ ОБ'ЄКТІВ ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ

Розглянуті проблеми забезпечення якості будівництва об'єктів залізничного транспорту, організації робіт по їх введенню в експлуатацію.

Изложены проблемы обеспечения качества строительства объектов железнодорожного транспорта, организации работ по их вводу в эксплуатацию.

The issues of providing the quality of construction of railway transport objects, organization of works on putting them into operation are presented.

Актуальність проблеми. Якість об'єкта будівництва є його найважливішою характеристикою, що визначає надійну безвідмовну тривалу безпечну експлуатацію. Тому ця важлива державна проблема регулюється законодавчими та нормативними актами. Постановою Кабінету Міністрів України від 22 вересня 2004 р. № 1243 «Про Порядок прийняття в експлуатацію закінчених будівництвом об'єктів» установлені загальні вимоги прийняття в експлуатацію збудованих об'єктів. Більш детально ці вимоги розробляються в загальнодержавних нормативних документах. А відповідно до пункту 2 цієї постанови, для специфічних об'єктів будівництва необхідно розробляти окремі нормативні документи.

Суть проблеми. Діюче в Державній адміністрації залізничного транспорту (Укрзалізниця) «Положення про порядок прийняття в експлуатацію закінчених будівництвом об'єктів залізничного транспорту й метрополітенів» від 21.10.1999 р. № 507 застаріло й не відповідає вищезгаданим Постанові Кабінету Міністрів України. Тому необхідно з урахуванням накопиченого досвіду прийняття в експлуатацію й безпосередньої експлуатації об'єктів будівництва залізничного транспорту, прийнятих у дію нових законодавчих і нормативних актів розробити новий нормативний документ. Ці відомчі норми повинні враховувати специфіку об'єктів будівництва залізничного транспорту й дати чіткий регламент не тільки безпосереднього прийняття в експлуатацію об'єктів будівництва залізничного транспорту, але й перелік всіх необхідних документів, які необхідно накопичувати в процесі будівництва. Отже, цей документ повинен регламентувати контроль якості виконання будівельно-монтажних і пусконаладжувальних робіт як безпосередньо в процесі їхнього виконання, так і на завершаль-

ному етапі прийняття об'єкта будівництва в експлуатацію.

Рішення проблеми. Для рішення визначеної проблеми Дніпропетровському національному університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна доручено розробити, погодити й затвердити відомчі будівельні норми з прийняття в експлуатацію завершених будівництвом об'єктів залізничного транспорту.

На першому етапі нами детально проаналізовані раніше діючі нормативні документи з прийняття в експлуатацію не тільки об'єктів залізничного транспорту, але також й інших об'єктів [1], у тому числі специфічних [2]. На основі цього аналізу й вивчення накопиченого досвіду з прийняття в експлуатацію й безпосередньої експлуатації об'єктів була розроблена перша редакція проекту цього відомчого нормативного документа. Ця редакція направлялася на відгуки провідним спеціалістам залізниць та головним управлінням Укрзалізниці. За результатами аналізу отриманих зауважень і пропозицій розроблена друга редакція з урахуванням накопиченого досвіду будівництва та експлуатації об'єктів залізничного транспорту та нових діючих нормативних документів.

У відповідності до погодженого з Мінбудом та затвердженого Укрзалізницею технічного завдання друга редакція проекту цього нормативного документу погоджувалася з головними управліннями Укрзалізниці, Міністерствами надзвичайних ситуацій та у справах захисту населення від наслідків Чорнобильської катастрофи, охорони навколишнього природного середовища, охорони здоров'я та Національним агентством України з питань забезпечення ефективного використання енергетичних ресурсів, Держгірпромнаглядом, Держархбудінспекцією.

Після врахування зауважень погоджувальних організацій розроблена остаточна редакція ві-

домчого нормативного документу. В ньому чітко визначено, що ці норми поширюються на закінчені будівництвом (реконструкцією, розширенням, капітальним ремонтом) і підготовлені до експлуатації залізничні лінії, другі колії, ділянки залізниць, які переведені на електричну тягу, вузли та станції, мости та тунелі, лінії зв'язку, облаштування автоматики та телемеханіки, автоматизовані системи управління та обчислювальні центри, заводи залізничного транспорту, службово-технічні та інші будівлі та споруди виробничого призначення (далі об'єкти), їх окремі черги та пускові комплекси, які входять до складу Укрзалізниці. Ці об'єкти підлягають введенню в експлуатацію в порядку, який встановлений даними нормами. Дані норми не поширюються на територіальні промислові об'єднання залізничного транспорту та на об'єкти житлового, соціально-культурного та побутового призначення Укрзалізниці, прийняття яких в експлуатацію регламентується Постановою Кабінету Міністрів України від 22 вересня 2004 р. № 1243 та відповідними державними нормами.

Зважаючи на специфіку об'єктів залізничного транспорту та з метою запобігання негативного впливу на навколишнє середовище можливих аварій, установлені вимоги, що ці об'єкти можуть бути введені в експлуатацію тільки при виконанні наступних вимог проекту:

- дотримання Правил технічної експлуатації залізниць України;

- забезпеченні необхідних умов охорони праці згідно з вимогами техніки безпеки та виробничої санітарії, вимогами пожежної та радіаційної безпеки та виконанням заходів по захисту навколишнього середовища.

Тому зі складу комплексів, які приймаються в експлуатацію, не повинні вилучатись будівлі та споруди, які призначені для санітарно-побутового обслуговування, забезпечення нормативних безпечних умов праці працівників, очищення, знешкодження та уловлювання шкідливих викидів в атмосферу, викидів у воду та ґрунт, а також під'їзні колії з фронтами навантаження і розвантаження, лінії зв'язку, меліоративні заходи, системи та заходи забезпечення пожежної безпеки.

В розробленому проекті відомчого нормативного документу чітко визначені склади державної та робочих комісій, порядок їх призначення в залежності від кошторисної вартості об'єктів та їх комплексів. Це дає змогу залучити кваліфікованих фахівців відповідного профілю до контролю якості будівництва на завершальному етапі приймання в експлуатацію збудованих об'єктів залізничного транспорту.

Регламентовані також права, обов'язки та відповідальність кожної комісії, їх голів та членів.

Значна увага в розробленому проекті відомчого нормативного документу приділена переліку документації, яку зобов'язаний замовник та підрядник представити робочим та державній комісіям. Це зроблено для того, щоб ці учасники будівництва своєчасно, починаючи з розробки проекту, в процесі будівництва та по його завершенню готували всю необхідну документацію. Така робота спонукатиме належному контролю якості будівельного процесу не тільки на завершальному етапі прийняття об'єкта в експлуатацію, а й в процесі розробки проекту та його реалізації, своєчасному виявленню та усуненню порушень діючих норм і правил будівництва.

Детальним аналізом діючих нормативних документів та накопиченого досвіду виконання робіт і контролю їх якості встановлена необхідність підготовки в процесі виконання будівельно-монтажних робіт на всіх об'єктах будівництва залізничного транспорту наступної документації, яку необхідно надати робочим та державній комісіям.

Перелік організацій, які брали участь у виконанні будівельно-монтажних та інших спеціальних робіт, із зазначенням видів виконаних ними робіт і прізвищ інженерно-технічних працівників, безпосередньо відповідальних за виконання цих робіт.

Комплект робочих креслень на будівництво об'єкта, розроблених, узгоджених та затверджених у відповідності до вимог ДБН А.2.2-3-2004, та іншої технічної документації на спеціальні види робіт з написами про відповідність виконаних у натурі робіт кресленням або внесеним у них змінам, зробленими особами, відповідальними за виконання будівельно-монтажних та спеціальних видів робіт. Зазначений комплект робочих креслень є виконавчою документацією.

Загальний журнал виконання робіт за формою додатку 1 ДБН А.3.1-5-96, заповнений у відповідності до вимог цього додатку, у тому числі контролюючими організаціями, журнал авторського нагляду за формою додатку В ДБН А.2.2-4-2003, заповнений у відповідності до вимог розділу 3 ДБН А.2.2-4-2003 та спеціальні журнали за формою додатку 2 ДБН А.3.1-5-96 на всі види виконуваних на об'єкті спеціальних робіт, перелічених в цьому додатку, матеріали обстежень і перевірок органами державного та відомчого нагляду та інспекційного контролю, виконаного у відповідності до вимог пункту 8.10 ДБН А.3.1-5-96 і документів, які підтверджують усунення виявлених недоліків у відповідності до вимог пункту 8.11 ДБН А.3.1-5-96.

Геодезична розбивочна основа для будівництва.

Геодезична схема фактичного розташування інженерних мереж.

Акт прийняття нульового циклу.

Акт прийняття зовнішнього водопроводу.

Акт прийняття зовнішньої каналізації.

Акт прийняття внутрішньоквартальних, внутрішньомайданчикових теплових мереж і гарячого водопостачання.

Акт прийняття зовнішнього електропостачання.

Акт прийняття внутрішньоквартальних, внутрішньомайданчикових систем водозливу, дренажу.

Акт прийняття тепlopункту.

Акт прийняття системи опалення.

Акт прийняття внутрішніх систем водопостачання.

Акт результатів аналізу води.

Акт прийняття систем і випусків внутрішньої каналізації.

Акт прийняття системи і випусків внутрішнього водозливу з будинку.

Акт прийняття внутрішньої електропроводки, силового електрообладнання, підключення будинку до ТП і забезпечення постійного електропостачання.

Акт прийняття внутрішньої і зовнішньої мереж і систем газопостачання.

Акт прийняття систем вентиляції.

Акт прийняття сміттепроводів і приміщень сміттєзбірників.

Акт прийняття систем внутрішнього та зовнішнього протипожежного водопроводу та обладнання з перевіркою їх на водовіддачу.

Акти випробування обладнання, яке забезпечує вибухобезпеку, блискавкозахист, електробезпеку, пожежобезпеку, зокрема акти перевірки працездатності систем автоматичної пожежної сигналізації та пожежогасіння.

Акт про готовність до експлуатації телеантен і магістральних ліній телекомунікацій.

Акти про випробування обладнання телефонізації, радіофікації, телебачення, сигналізації та автоматизації.

Довідка про виконання робіт з упорядкування і озеленення території.

Акт про готовність до експлуатації ліфтів.

Акти прийняття технологічного обладнання та пусконаладжувальних робіт.

Акти прийняття робіт з герметизації вводів інженерних комунікацій.

Акти радіаційного обстеження приміщень на:

- рівень ПЕД зовнішнього гамма-випромінювання;

- ЕРК Радон-222.

Акти виконання заходів під час будівництва на територіях з ґрунтами, що просідають, підземними карстами, виробками.

Сертифікати, технічні паспорти або інші документи, які засвідчують якість всіх матеріалів, конструкцій, деталей, що застосовуються при виконанні будівельно-монтажних та спеціальних видів робіт.

Акти на приховані будівельно-монтажні роботи за формою додатку 9 ДБН А.3.1-5-96:

- огляд розбивки земляних робіт, обстеження ґрунтів для відсіпки насипів та зворотних засипок у котловани та траншеї;

- огляд якості ґрунтів основ фундаментів і закладання фундаментів;

- дотримання технології при шаровому ущільненні ґрунту (досягнення проектної щільності, товщина кожного відсіпаного та ущільнюваного шару та ін.);

- підготовка основ насипів;

- перевірка відповідності проекту розмірів траншей;

- встановлення рівня та характеру підземних вод;

- виконання захисних заходів при будівництві на осідаючих та набухаючих ґрунтах, на болотах;

- влаштування дренажів;

- зняття та використання для рекультивації родючого шару ґрунту;

- підготовлена основа під фундаменти із зазначенням розмірів, позначок дна котловану, відповідності фактичного нашарування та властивостей ґрунту тим, що зазначені в проекті (акт складається до початку робіт із влаштування фундаментів);

- перевірка ґрунтів основ на відсутність порушень їх природних властивостей або якості їх ущільнення в порівнянні з проектними даними;

- відбір зразків ґрунту для лабораторних випробувань;

- приймання змонтованої і підготовленої до бетонування опалубки; відповідність арматури та закладних деталей робочим кресленням; відбір контрольних зразків бетону;

- перевірка та приймання всіх конструкцій та їх елементів, що закриваються в процесі наступного бетонування;

- приймання закінчених бетонних і залізобетонних конструкцій з оцінкою їх якості;

- влаштування осадкових і температурних швів в конструкціях;

- приймання фундаментів та інших опорних елементів, включаючи геодезичну перевірку відповідності їх фактичного положення проектному (в плані й по висоті) зі складанням виконавчої схеми;

- виконання зварювальних робіт (повнота зварних швів, якість зварювання);
- антикорозійний захист з'єднань металу;
- замонолічування стиків збірних елементів;
- замурування та герметизація швів і стиків;
- приймання змонтованих конструкцій споруди або окремих її частин;
- гідроізоляція кам'яної кладки;
- укладання в кам'яні конструкції арматури та металевих закладних деталей, їх антикорозійний захист;
- місця обпирання ферм, прогонів, балок, плит на стіни, стовпи, пілястри та закладання їх у кладці;
- закріплення в кладці конструктивних елементів балконів, еркерів, карнизів, підвіконних плит;
- влаштування в кам'яних стінах вентиляційних каналів та газоходів;
- приймання площ обпирання сталевих та дерев'яних конструкцій на фундаменти, стіни та опори, включаючи геодезичну перевірку відповідності їх фактичного положення проектного (в плані й по висоті) зі складанням виконавчої схеми;
- вибірковий контроль швів зварних з'єднань;
- антисептування дерев'яних конструкцій та захист їх гідроізоляційними матеріалами;
- обробки дерев'яних конструкцій вогнезахисними розчинами;
- ізоляція кладки зовнішніх стін термоізоляційними матеріалами;
- приймання віконних та дверних блоків;
- приймання поверхні основ під ізоляцію;
- приймання рулонного килима;
- приймання шарів ізоляції перед укладанням наступних шарів;
- приймання ізоляції на ділянках, що підлягають закриттю кам'яною кладкою, захисними огорожами, водою або ґрунтом;
- гідроізоляція деформаційних швів;
- основи під підлоги на ґрунті;
- перевірка виконання конструктивних елементів підлог перед влаштуванням наступних їх шарів;
- гідроізоляція перекриттів санвузлів, балконів та лоджій перед укладанням наступних конструкцій;
- приймання фундаментів під піч або трубу, каркасів та кожухів печі;
- перевірка вертикальності осі труби;
- готовність ніш, каналів та борозен для прокладання в них трубопроводів та встановлення санітарно-технічних приладів;
- правильність уклонів, гнуття труб, встановлення санітарно-технічних пристроїв;

- правильність встановлення та справна дія арматури, запобіжних пристроїв, автоматики та контрольно-вимірювальних приладів, санітарно-технічних пристроїв.

Акти проміжного прийняття окремих відповідальних конструкцій (опор і прогонових споруд мостів, арок, склепін, підпірних стін, несучих металевих і збірних залізобетонних конструкцій) за формою додатку 11 ДБН А.3.1-5-96.

Архітектурно-технічний паспорт об'єкта.

Довідка бюро технічної інвентаризації.

На будівлі та споруди, які приймаються в експлуатацію після капітального ремонту, акти їх обстеження, спостережень за осіданнями, результати геологічних вишукувань.

Відомості перевірки габаритності обладнання і споруд.

Протоколи замірів освітленості.

Протоколи замірів рівнів шуму та вібрації.

Опис підготовлених генеральним підрядником документів і виконавчої документації для передачі замовнику (забудовнику).

При влаштуванні залізничного земляного полотна, верхньої будови колії, штучних споруд та інших специфічних об'єктів, споруд та обладнання залізничного транспорту додатково надається відповідна документація, форма і зміст якої представлена в проекті цього відомого нормативного документу.

За результатами роботи робочих та державної комісій передбачено складання відповідних актів, форми яких також наведені.

Висновок. Таким чином, чітка регламентація затвердження складу комісій, їх повноважень, порядку роботи, надання необхідної документації установленій форми та змісту, складання відповідних актів приймання завершених будівництвом об'єктів залізничного транспорту, їх підписання та затвердження має забезпечити приймання в експлуатацію тільки якісно збудованих об'єктів, унеможливити порушення діючих норм і правил, забезпечити надійну безвідмовну тривалу безпечну експлуатацію об'єктів залізничного транспорту.

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. ДБН.А.3.1-3-94 Прийняття в експлуатацію закінчених будівництвом об'єктів. Основні положення [Текст]. – На заміну СНиП 3.01.04-87. – Чинний від 2001-04-01. – К.: Укрархбудінформ. – 29 с.
2. ДБН А.3.1-9-2000 Прийняття в експлуатацію закінчених будівництвом захисних споруд цивільної оборони та їх утримання [Текст] . – На заміну СНиП 3.01.09-84. – Чинний від 2001-04-01. – К.: Укрархбудінформ. – 35 с.

Надійшла до редколегії 23.06.2008.

ПРОДОЛЬНЫЕ И КРУТИЛЬНЫЕ КОЛЕБАНИЯ СТЕРЖНЕВЫХ СИСТЕМ С ДРЕВОВИДНОЙ ИЛИ КОЛЬЦЕВОЙ СТРУКТУРОЙ

Для дослідження поздовжніх та крутильних коливань стержневих конструкцій з деревовидною або кільцевою структурою застосовуються методи, які ґрунтуються на теорії графів і автоматів. Показана висока ефективність топологічного аналізу графів, що являють ці системи, складені таблиці переходів для визначення кодів граничних параметрів стержнів, приведена методика складання частотних рівнянь у векторно-матричній формі.

Для исследования продольных и крутильных колебаний стержневых конструкций с деревовидной или кольцевой структурой применяются методы, основанные на теории графов и автоматов. Показана высокая эффективность топологического анализа графов, представляющих такие системы, составлены таблицы переходов для определения кодов граничных параметров стержней, приведена методика составления частотных уравнений в векторно-матричной форме.

The methods based on the theory of graphs and automatic machines are applied to research of longitudinal and rotational vibrations of rod constructions with tree or ring structure. High efficiency of the topological analysis of the graphs representing such systems is shown, the tables of transition for determination of codes of boundary parameters of rods are made, the technique of drawing up frequency equations in the vector-matrix form is presented.

Рассмотренные в работе [1] однородные стержневые системы представляют один из возможных вариантов разветвленной структуры, встречающейся в практических приложениях [2–4]. Более общим случаем является стержневая система, состоящая из начальной ветви (ствола) в виде цепочки последовательно соединенных стержней и одной или нескольких дополнительных ветвей, параллельных начальной (рис. 1). Отличительной особенностью такой схемы является то, что каждая ветвь прикреплена лишь к одному сечению стволового стержня и на другом конце может иметь свои граничные условия. Согласно теории графов и автоматов, такую структуру можно определить

термином «дерево» [4–6]. Примерами могут служить разветвленные конструкции типа распределенного машинного оборудования, трубопроводные системы и др. Исследования колебаний таких систем являются актуальными.

Цель работы состоит в применении топологических и автоматных методов к расчету продольных и крутильных колебаний стержневых систем с деревовидной или кольцевой структурой.

Обозначим через p , n число участков по длине ствола и ветви, i , j – текущие номера участков ($i=1, 2, \dots, p$; $j=1, 2, \dots, n$).

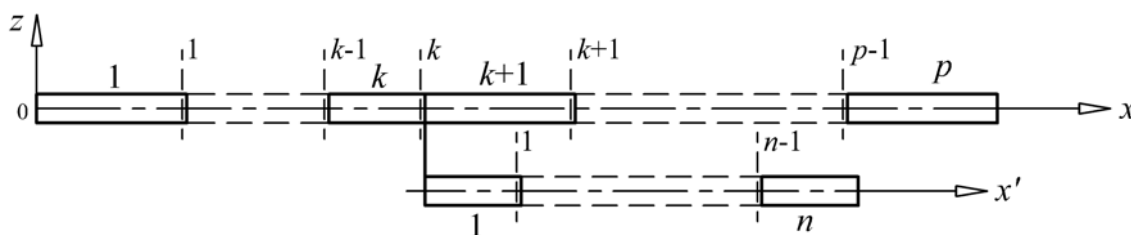


Рис. 1. Стержневая система с деревовидной структурой

Представим данную стержневую систему в виде связного графа G_x , множество вершин которого включает подмножества НП, КП каждого стержня (рис. 2).

Рассмотрим возможные состояния подграфов 1G_x и 2G_x , образованных в результате рас-

сечения связей между параметрами u_k , u'_o и q_k , q'_o в графе G_x (двойная пунктирная линия на рис. 2). Связи между подграфами 1G_x и 2G_x будем относить к внешним связям, рассечение которых создает по две дополнительные вершины, принимающие состояния 0 или 1. Учи-

тая логические условия и ограничения [7] для связанных вершин графа G_x , представим состояния I, II подграфов 1G_x и 2G_x отдельно-

ми топологическими схемами, на которых показаны только вершины и ребра стыкующихся аналогов-стержней (рис. 3).

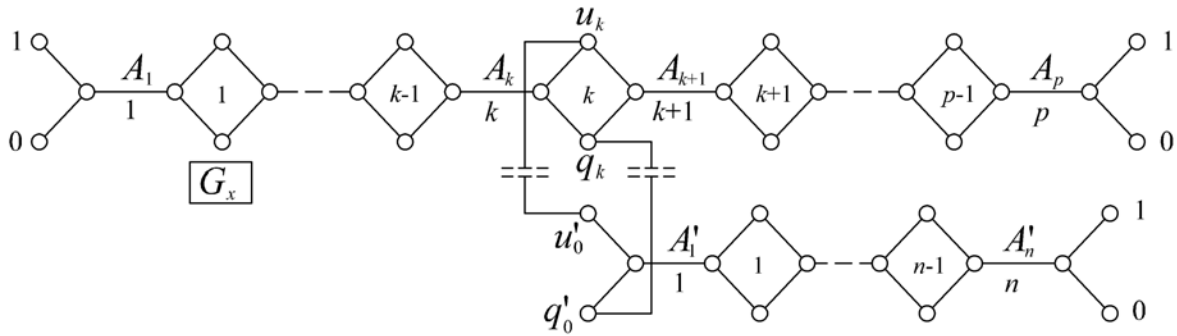


Рис. 2. Граф стержневой системы G_x

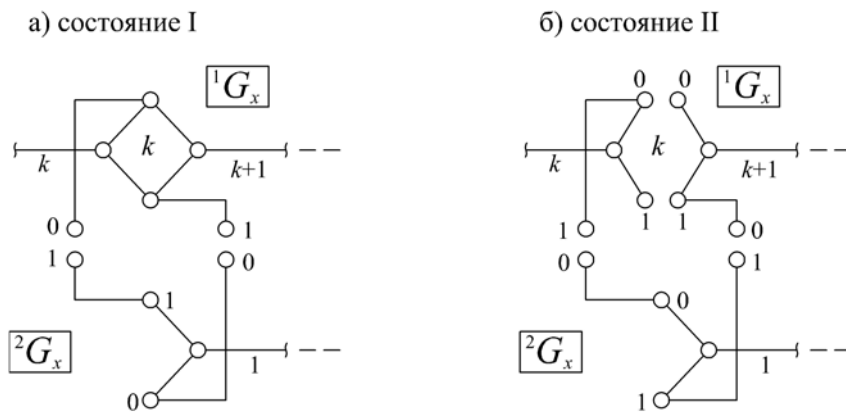


Рис. 3. Состояния подграфов 1G_x и 2G_x

Далее алгоритм построения уравнений частот будет аналогичным, как и для простых одномерных систем. Таблица переходов автомата A1 будет содержать некоторые особенности только для сечения, в котором прикреплена соответствующая ветвь системы. Поэтому в таб-

лице переходов 1 достаточно показать булевы функции лишь для НП, КП ствольных стержней k , $k+1$ и стержней ветви 1, 2. Как обычно [7], в табл. 1 сопрягаемые параметры обозначены одинаковыми буквенными символами.

Таблица 1

Таблица переходов автомата A1

		s_v							
		I				II			
x_v		k	$k+1$	1	2	k	$k+1$	1	2
НП	К	—	a	1	c	—	0	1	c
	С	—	b	0	d	—	1	0	d
КП	К	a	—	c	—	0	—	c	—
	С	b	—	d	—	1	—	d	—

Уравнение частот согласно [7] представляется в форме ортогональности двух векторов с характеристиками ствольных стержней 1, 2, ..., p и стержней ветви 1, 2, ..., n

$$\nu({}^1G_x)\tilde{\nu}({}^2G_x)=0, \quad (1)$$

где

$$V(^1G_x) = \|v_I \quad v_{II}\|; \quad \tilde{V}(^2G_x) = \left\| \begin{matrix} v'_I \\ v'_{II} \end{matrix} \right\|. \quad (2)$$

Пользуясь соотношениями кодов табл. 1, несложно составить выражения для элементов v_I, v_{II} при состояниях I, II подграфа 1G_x и элементов v'_I, v'_{II} при тех же состояниях подграфа 2G_x (символом ' помечены параметры участков ветви).

$$v_I = V_1 \prod_{i=2}^{p-1} M_{xi} \tilde{V}_p; \quad v_{II} = v_I V_{k+1} \prod_{i=k+2}^{p-1} M_{xi} \tilde{V}_p; \\ v_I = V_1 \prod_{i=2}^{k-1} M_{xi} \tilde{V}_k. \quad (3)$$

Векторы V_1, V_{k+1} определяются кодами 10 НП 1-го стержня (рис. 2) и 01 НП стержня $k+1$ (рис. 3б) матрицы M_x [7]

$$V_1 = \|\cos \lambda_1 \quad -\alpha_1 \lambda_1 \sin \lambda_1\|;$$

$$V_{k+1} = \left\| \frac{1}{\alpha_{k+1} \lambda_{k+1}} \sin \lambda_{k+1} \quad \cos \lambda_{k+1} \right\|. \quad (4)$$

В свою очередь, векторы $\tilde{V}_p, \tilde{V}_k$ в соответствии с кодами 10 и 01 КП стержней p и k примут вид

$$\tilde{V}_p = \left\| \begin{matrix} -\alpha_p \lambda_p \sin \lambda_p \\ \cos \lambda_p \end{matrix} \right\|; \quad \tilde{V}_k = \left\| \begin{matrix} \cos \lambda_k \\ \frac{1}{\alpha_k \lambda_k} \sin \lambda_k \end{matrix} \right\|. \quad (5)$$

Для элементов v'_I и v'_{II} матрицы-столбца $\tilde{V}(^2G_x)$ можно записать

$$v'_I = V_1' \prod_{j=2}^{n-1} M_{xj} \tilde{V}'_n; \quad v'_{II} = V_1'^* \prod_{j=2}^{n-1} M_{xj} \tilde{V}'_n. \quad (6)$$

В состоянии I начало 1-го стержня ветви имеет код 10, а в состоянии II – 01 (рис. 3). Соответствующие векторы

$$V_1' = \|\cos \lambda'_1 \quad -\alpha'_1 \lambda'_1 \sin \lambda'_1\|;$$

$$V_1'^* = \left\| \frac{1}{\alpha'_1 \lambda'_1} \sin \lambda'_1 \quad \cos \lambda'_1 \right\|. \quad (7)$$

Вектор-столбец $\tilde{V}'_n$ определяется кодом КП n -го стержня 10

$$\tilde{V}'_n = \left\| \begin{matrix} -\alpha'_n \lambda'_n \sin \lambda'_n \\ \cos \lambda'_n \end{matrix} \right\|. \quad (8)$$

Матрицы второго порядка M_{xi}, M_{xj} соответствуют матрице M_x [7] с характеристиками промежуточных участков по стволу и ветви.

Рассмотрим теперь дискретно-континуальную систему, отдельные подсистемы которой могут быть прикреплены к начальной ветви в нескольких ее сечениях (рис. 4). Такие системы имеют кольцевую структуру и отличаются от предыдущего случая тем, что каждая ветвь прикреплена, по крайней мере, к двум участкам стволового стержня [3, 4]. Примерами могут служить длинномерные грузы, расположенные на одном или нескольких транспортных средствах или на опорах, лежащих на балочной конструкции, отсек двигателя с турбиной или тяжелое оборудование, упруго скрепленное по торцам с корпусом и др.

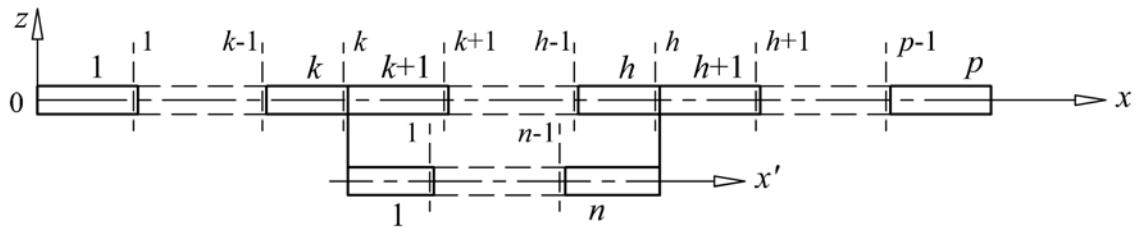


Рис. 4. Стержневая система с кольцевой структурой

Характерные элементы графа данной стержневой системы G_x изображены на рис. 5.

Рассечение внешних связей в графе G_x образует четыре состояния подграфов $^1G_x, ^2G_x$, которые представлены на рис. 6.

Как и в предыдущем случае в таблице переходов отобразим состояния подавтоматов толь-

ко для сечений, в которых прикреплена ветвь системы (табл. 2)

Векторы $V(^1G_x)$ и $\tilde{V}(^2G_x)$, входящие в уравнение частот (1) будут уже содержать по четыре компоненты в соответствии с количеством состояний автомата A2

$$V(^1G_x) = \|v_I \quad v_{II} \quad v_{III} \quad v_{IV}\|;$$

$$\tilde{V}(^2G_x) = \{v'_I \quad v_{II} \quad v'_{III} \quad v'_{IV}\}. \quad (9)$$

Несложно заметить, что выражения для v_I и v_{II} будут тождественными (3), а для v_{III} , v_{IV} в соответствии с состояниями III, IV подграфа 1G_x можно записать

$$v_{III} = V_1 \prod_{i=2}^{h-1} M_{xi} \tilde{V}_h v_3; \quad v_3 = V_{h+1} \prod_{i=h+2}^{p-1} M_{xi} \tilde{V}_p. \quad (10)$$

$$v_{IV} = v_I V_{k+1} \prod_{i=k+2}^{h-1} M_{xi} \tilde{V}_h v_3. \quad (11)$$

Векторы V_{k+1} и V_{h+1} содержат одинаковые функциональные элементы (4), за исключением

параметров α и λ , относящихся к различным участкам. Точно так же векторы $\tilde{V}_k$ и $\tilde{V}_h$ определяются выражением (5).

Элементы v'_I , v'_{II} матрицы $\tilde{V}(^2G_x)$ имеют вид (6), а v'_{III} , v'_{IV} отличаются только вектором n -го участка с кодом КП 01

$$v'_{III} = V_1' \prod_{j=2}^{n-1} M_{xj} \tilde{V}_n^*; \quad v'_{IV} = V_1^* \prod_{j=2}^{n-1} M_{xj} V_n^*, \quad (12)$$

где

$$\tilde{V}_n^* = \left\| \begin{array}{c} \cos \lambda'_n \\ \frac{1}{\alpha'_n \lambda'_n} \sin \lambda'_n \end{array} \right\|. \quad (13)$$

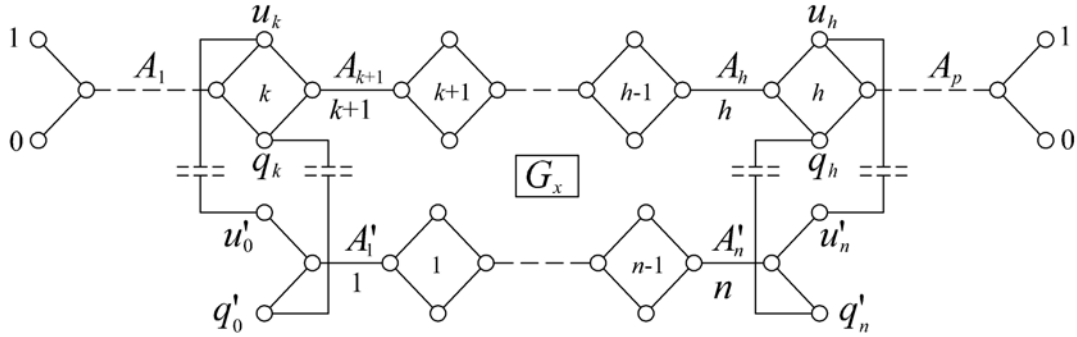


Рис. 5. Граф G_x для системы с кольцевой структурой

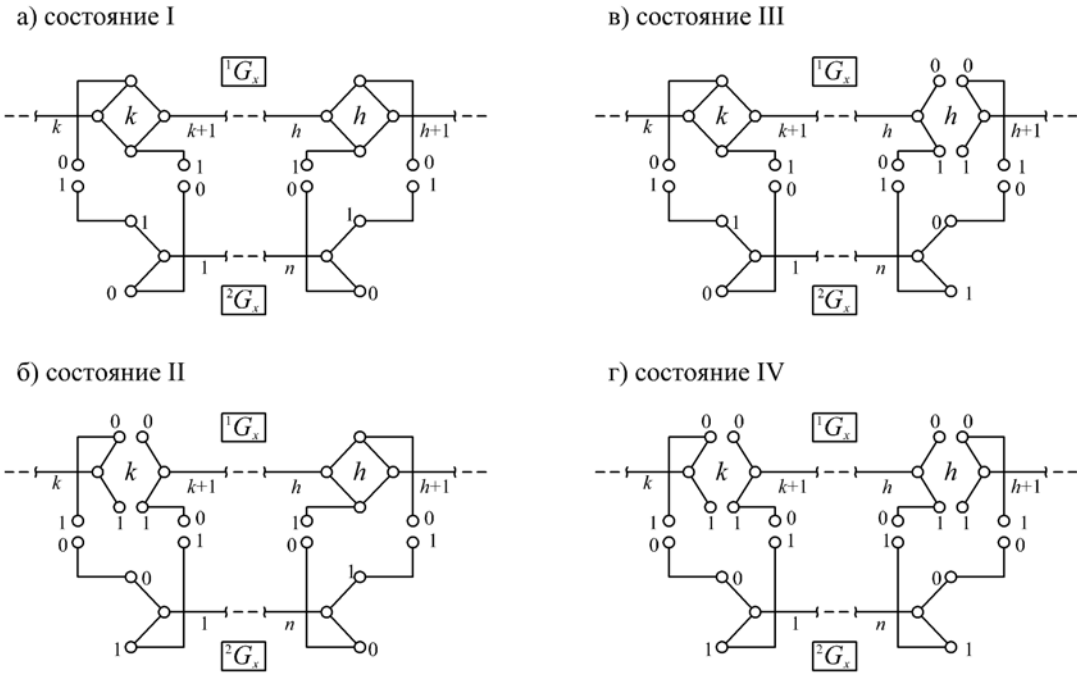


Рис. 6. Состояния подграфов 1G_x , 2G_x

Таблица переходов автомата A2

s_v x_v		I						II					
		k	$k+1$	h	$h+1$	1	n	k	$k+1$	h	$h+1$	1	n
НП	К	–	a	–	c	1	–	–	0	–	c	0	–
	С	–	b	–	d	0	–	–	1	–	d	1	–
КП	К	a	–	c	–	–	1	0	–	c	–	–	1
	С	b	–	d	–	–	0	1	–	d	–	–	0

s_v x_v		III						IV					
		k	$k+1$	h	$h+1$	1	n	k	$k+1$	h	$h+1$	1	n
НП	К	–	a	–	0	1	–	–	0	–	0	0	–
	С	–	b	–	1	0	–	–	1	–	1	1	–
КП	К	a	–	0	–	–	0	0	–	0	–	–	0
	С	b	–	1	–	–	1	1	–	1	–	–	1

Полученные в [1] зависимости для стержней, имеющих сосредоточенные включения I, II типов, позволяют достаточно просто вводить дополнительные внешние упругие связи или точечные включения в жесткость и интенсивность массы. К примеру, для неоднородного стержня ветви с сингулярной податливостью необходимо вместо матрицы M_{xj} подставить матрицу M'_{xj} [1]. При этом, если положить $EF_j \rightarrow \infty$, получим частный случай ветвления (рис. 7) в виде дискретной системы масс m_j , соединенных упругими связями (цепочки осцилляторов). Тогда необходимо для матрицы M'_{xj} использовать выражение M'_k [1].

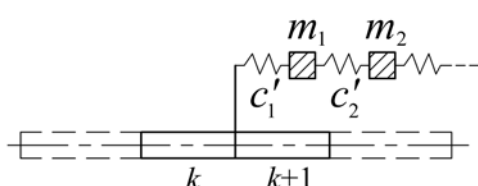


Рис. 7. Стержень с упруго присоединенной цепочкой масс

Если число внешних связей между двумя ветвями равно s , то количество элементов в матрицах $V(^1G_x)$ и $\tilde{V}(^2G_x)$, зависящее от числа состояний подграфов 1G_x и 2G_x , будет составлять $2s$.

Для общего случая стержневой системы с разветвленной структурой, состоящей из нескольких ветвей m , соединенных в одном или нескольких сечениях с начальной ветвью или

друг с другом, алгоритм расчета остается без изменений. Вначале производится расщепление внешних связей и определяются состояния подграфов $^1G_x, ^2G_x, \dots, ^mG_x$. Уравнение частот строится в форме ортогональности векторов

$$V(^1G_x) \prod_{r=2}^{m-1} M_{xr} \tilde{V}(^mG_x) = 0, \quad (14)$$

где векторы $V(^1G_x)$ и $\tilde{V}(^mG_x)$ состоят из элементов, описывающих состояния крайних ветвей 1 и m , а матрица M_{xr} промежуточной r -й ветви определяется количеством связей между $r-1$ и $r+1$ ветвями и состояниями подграфа rG_x . При этом каждый элемент матрицы будет состоять из выражений, аналогичных (10)–(12).

В целом, когда имеются сосредоточенные включения различных типов, можно получить ассоциированные матрицы, пользуясь принципом наложения. При этом уравнения частот, которые описывают ту или иную систему, представляются в форме ортогональности векторов. Для более сложных случаев необходимо составлять таблицы переходов по аналогии [7].

В дальнейших исследованиях предполагается рассмотреть совместные колебания пространственных стержневых систем с учетом различных факторов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Распопов, А. С. Колебания регулярных балочных конструкций с непрерывно-дискретными параметрами / А. С. Распопов, О. О. Рубан, С. А. Чернышенко // Технічна механіка (Ін-т

- техн. мех. НАН України і НК України). – 2008. – Вип. 1. – Д., 2008. – С. 131-139.
2. Kondou, T. Free vibration analysis of a tree structure by the transfer influence coefficient method. 1st report. Formulation for a two-dimensional tree structure / T. Kondou, A. Sueoka, Yu. Yasuda, D. H. Moon // Trans. Jap. Soc. Mech. Eng. C. – 1991. – 57, № 536. – С. 1091-1098.
 3. Григорьев, Е. Т. Продольные совместные колебания стержня и систем масс / Е. Т. Григорьев, Н. Б. Тульчинская / АН УССР. Ин-т техн. мех. – К.: Наук. думка, 1991. – 156 с.
 4. Ильин, М. М. Метод начальных параметров (МНП) для продольных (крутильных) колебаний стержневых систем / М. М. Ильин, Ю. С. Саратов // Сб. науч. ст. МГТУ им. Н. Баумана. – М.: Изд-во МГТУ, 2003. – С. 114-120.
 5. Оре, О. Теория графов / Пер. с англ. / О. Оре. – М.: Наука, Гл. ред. физ.-мат. лит., 1980. – 336 с.
 6. Гилл, А. Введение в теорию конечных автоматов / А. Гилл. – М.: Наука, 1966. – 272 с.
 7. Распопов, А. С. Конечно-автоматное моделирование пространственных колебаний стержневых и балочных конструкций / А. С. Распопов // Вестник Днепропетр. нац. ун-та жел.-дор. трансп. им. акад. В. Лазаряна. – 2007. – Вып. 19. – Д.: Изд-во ДНУЖТ, 2007. – С. 125-133.

Поступила в редколлегию 07.07.2008.

В. А. АНДРЮЩЕНКО (ДИИТ), В. Вл. СКАЛОЗУБ (Днепропетровский государственный аграрный университет)

МЕТОД СТРУКТУРНОГО ПРЕОБРАЗОВАНИЯ СТОХАСТИЧЕСКИХ СЕТЕЙ ДЛЯ ГЕРТ-МОДЕЛИРОВАНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ И ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ

Розроблено метод структурного перетворення графів стохастичних мереж, який розширює сферу застосування ГЕРТ-моделей для аналізу випадкових економічних і технологічних процесів.

Разработан метод структурного преобразования графов стохастических сетей, расширяющий сферу применения ГЕРТ-моделей для анализа случайных экономических и технологических процессов.

The method of structural transformation of graphs of stochastic networks is developed, which extends an application sphere of GERT-models for the analysis of casual economic and technological processes.

Введение

Сетевые модели и методы широко используют при решении многих категорий как технологических, так и экономических задач, например, календарного планирования, замены оборудования, проектировании транспортных сетей, управления перевозками и др. Для анализа случайных процессов, представленных стохастическими сетевыми моделями, применяют графический метод оценки и пересмотра планов, ГЕРТ-метод [1]. Он позволяет определить вероятностные оценки времен выполнения сетевых графиков заданной структуры. Суть метода состоит в выполнении эквивалентных преобразований сетевых графов, которые образуют последовательно-параллельную структуру, содержащую также и петли. В результате преобразований структуры сети для последовательных, параллельных участков и петель исходный граф сводят к одной дуге, нагруженной эквивалентным для всей сети весом – искомой при анализе величиной.

Вместе с тем, не все сетевые структуры могут быть непосредственно представлены как композиция указанных базовых элементов. К ним относится, в частности, структура типа мостиковой схемы. В связи с этим возникает задача эквивалентного автоматического преобразования структуры произвольного потокового графа, отображающего некоторый технологический или экономический процесс, к предусмотренному в ГЕРТ-моделях виду.

Применительно к железнодорожным перевозкам структура графа движения вагонопотоков часто не удовлетворяет требованиям ГЕРТ-методу – граф их движения не обязательно имеет последовательно-параллельную структуру.

В работе предложен метод структурного преобразования стохастических сетей в последовательно-параллельную форму, обеспечивающую возможности применения аппарата ГЕРТ-моделей.

Метод структурного преобразования стохастических графов для ГЕРТ-моделей

Метод основан на построении всех возможных путей в сетевом графе с одним источником (начальная вершина) и стоком (конечная вершина), по которым проходят выделенные части общего потока. При этом, естественно, производится дублирование узлов графа. Параметры дуг при преобразовании пересчитываются в соответствии с величиной потока для данного пути. Параллельно-последовательная форма сети получается рекурсивно путем объединения участков сформированных путей, которые имеют одинаковые префиксы и суффиксы.

Обозначим через d_{ij} дугу графа, направленную из i -го узла в j -й. Каждая дуга характеризуется весом (например, временем выполнения t_{ij} и величиной потока v_{ij}). Поток дуги определим как часть общего потока в сети, который примем за 1. Тогда для дуги d_{ij} графа выполняется условие $0 < v_{ij} \leq 1$. Для каждого узла графа, кроме начального и конечного, выполняется условие сохранения потока $\sum_i v_{ij} = \sum_k v_{jk}$.

Для начального узла выходной поток равен 1, а для конечного – входной поток также равен 1. Пусть j_s – дубликаты узла j . Суммарный поток для узлов-дубликатов равен потоку для ис-

ходного узла $\sum_s v_{ij_s} = v_{ij}$. Правила определения потока для дуг преобразованного графа рассмотрим на фрагменте сети (рис. 1, 2):

$$v_{b_i c_i} = v_{bc_i};$$

$$v_{ab_i} = v_{ab} \cdot \frac{v_{bc_i}}{\sum_i v_{bc_i}}.$$

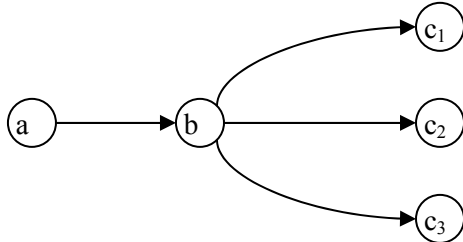


Рис. 1. Фрагмент сети до преобразования

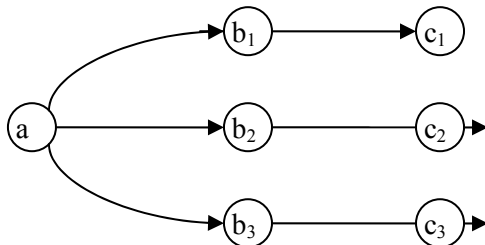


Рис. 2. Фрагмент преобразованной сети

На рис. 2 показано формирование всех возможных путей в сетевом графе рис. 1 и создание узлов-дубликатов, необходимых для преобразования сети в последовательно-параллельную форму.

Рассмотрим идею метода структурного моделирования на примере стохастической сети рис. 3 [3]. Граф связности узлов сети задается парами $G = \{(1, 2), (2, 5), (1, 3), (3, 2), (3, 4), (4, 2), (4, 5)\}$. Связь (4, 5) не позволяет использовать ГЕРТ-преобразования непосредственно. На рис. 4 представлено множество путей из вершины 1 к вершине 5, построенное для структурного преобразования сети. На рис. 5а, 5б, 5с даны этапы преобразования.

Преобразование сети состоит в следующем:

1. Построить множество $P = \{p_i\}$ всех путей в графе от начальной вершины до конечной, $p_i = \{x_1^i = x_1, x_2^i, \dots, x_{n_i}^i = x_n\}$.

2. Выполнить конъюнкцию (объединение) вершин путей p_k, p_j (последовательности узлов), если выполняются условия:

- у путей p_k, p_j маршруты от корня к некоторому узлу A (префиксы) одинаковые,
- в каждом из путей p_k, p_j существует вершина B , после которой маршруты к стоку x_n (суффиксы) также одинаковые.

При конъюнкции узлов подпути p_k, p_j от начального узла x_0 к узлу A отождествляются так же, как и подпути $\{B, \dots, x_n\}$, а между узлами A, B появляются параллельные маршруты, которые далее обрабатываются подобным образом.

В результате получаем структуру, к которой можно применить эквивалентные преобразования ГЕРТ-моделирования сети.

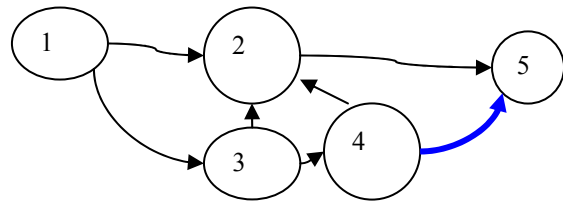


Рис. 3. Исходная структура сети

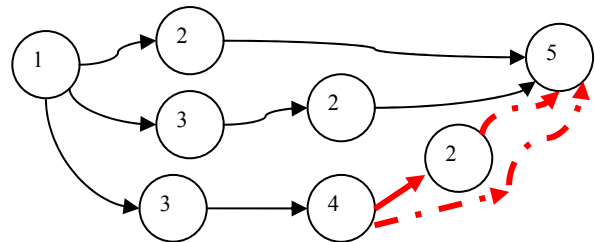


Рис. 4. Множество возможных путей в сети

Обобщая сказанное, получаем метод структурного преобразования стохастических сетей:

- объединить все начальные узлы графа, создать один узел-исток, а также и узел-сток;
- получить все возможные пути от истока к стоку как последовательности символов узлов;
- рекурсивно выполнить процедуру конъюнкции путей, у которых совпадают подцепочки-префиксы и суффиксы относительно некоторых узлов A и B ; для узлов A и B как новых источников и стоков повторить процедуру конъюнкции;
- процедура структурирования сети заканчивается, если на очередном шаге операции конъюнкции не удастся выделить новых узлов источников и стоков.

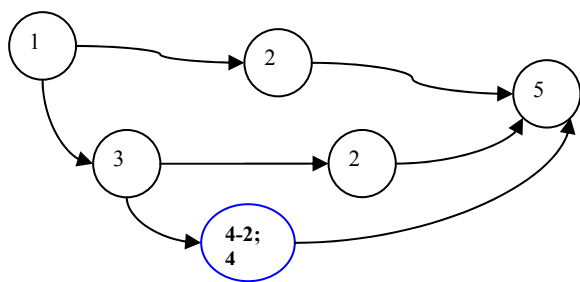


Рис. 5а

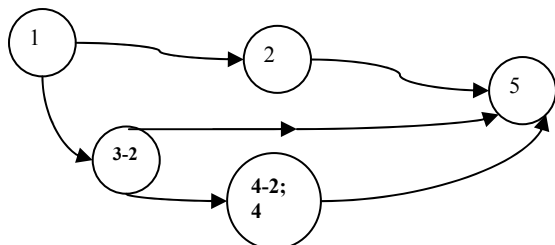


Рис. 5б

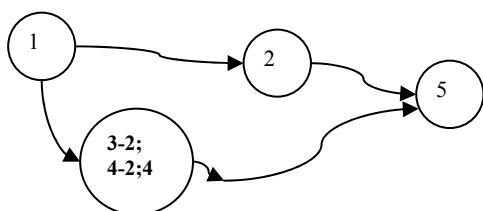


Рис. 5с. Преобразованная структура сети

Расчет нечетких характеристик сетевых потоковых графов

Преобразованная структура может быть использована не только для оценки параметров стохастических сетевых графов, но и для сетей, нагруженных нечеткими величинами. При этом метод оценки значений временных характери-

стик (например, вагонопотоков) состоит в получении нечеткого аналога топологического уравнения Мейсона [1, 2]. Уравнение используется для определения характеристик специально введенной дуги, которая является эквивалентной заменой всего нечеткого графа.

Охарактеризуем выполнение дуг графа $G(U, \tilde{W})$ аналогом производящей функции ГЕРТ-систем [1] в форме пары двух нечетких величин $\tilde{w}_{ij} = (\tilde{T}_{ij}; \tilde{\alpha}_{ij})$, где величина $\tilde{\alpha}_{ij}$ устанавливает, что операция дуги (i, j) будет иметь место, если имеет место узел « i », а $\tilde{T}_{ij}$ – временная характеристика этой операции. Величина $\tilde{\alpha}_{ij}$ характеризует объемную составляющую дуги. Определим эквивалентные преобразования нечеткой сети $G(U, \tilde{W})$ при ее «стягивании» в один узел для следующих случаев:

- 1) замена последовательности дуг $(\tilde{w}_{ij}, \tilde{w}_{jk}) \Leftrightarrow \tilde{w}_{ik}$;
- 2) параллельные дуги $(\tilde{w}_{ij}^a, \tilde{w}_{ij}^b) \Leftrightarrow \tilde{w}_{ij}^{a+b}$;
- 3) композиция элементов сети петля – дуга $(\tilde{w}_{ii}^a, \tilde{w}_{ij}) \Leftrightarrow \tilde{w}_{ij}^a$;
- 4) две вложенные петли в узле – дуга $(\tilde{w}_{ii}^a, \tilde{w}_{ii}^b, \tilde{w}_{ij}) \Leftrightarrow \tilde{w}_{ij}^{a \times b}$.

Структура с вложенными петлями введена дополнительно к [1]. Ее производящая функция равна произведению рядов, порожденных петлями. В табл. 1 приведены алгоритмы расчета эквивалентных параметров преобразованных подсетей как нечетких «треугольных» величин.

Таблица 1

Расчет нечетких характеристик эквивалентных подсетей

№ п/п	ГЕРТ-операции преобразования сетей	Аналоги операций над нечеткими дугами	Расчет эквивалентных величин
1	$w_{ij} \times w_{jk} = w_{ik}$	$\tilde{w}_{ij} \tilde{\cdot} \tilde{w}_{jk} = \tilde{w}_{ik}$	$(\tilde{T}_{ij} \tilde{\cdot} \tilde{T}_{jk}; \tilde{\alpha}_{ij} \tilde{\times} \tilde{\alpha}_{jk})$
2	$w_{ij}^a + w_{ij}^b = w_{ij}^{(a+b)}$	$(\tilde{w}_{ij}^a \circ \tilde{w}_{ij}^b) = \tilde{w}_{ij}^{(a+b)}$	$((\tilde{T}_{ij}^a \circ \tilde{T}_{ij}^b); \tilde{\alpha}_{ij}^a \tilde{\cdot} \tilde{\alpha}_{ij}^b)$
3	$w_{ij} / (1 - w_{ii}^a) = w_{ij}^a$	$\tilde{w}_{ij} \tilde{\cdot} (1 - \alpha_{\Delta ii}^a)^{-1} \tilde{\cdot} \tilde{T}_{ii}^a = \tilde{w}_{ij}^a$	$(\tilde{T}_{ij} \tilde{\cdot} \text{inv}(1 + \text{im}(\tilde{\alpha}_{ii}^a)) \tilde{\times} \tilde{T}_{ii}^a; \tilde{\alpha}_{ij})$
4	не определена	$\tilde{w}_{ij} \tilde{\cdot} \prod_s ((1 - \alpha_{\Delta ii}^s)^{-1} \tilde{\cdot} \tilde{T}_{ii}^s)$	$\left(\tilde{T}_{ij} \tilde{\cdot} \text{inv}(1 + \text{im}(\tilde{\alpha}_{ii}^a)) \tilde{\times} \tilde{T}_{ii}^a \tilde{\times} \right. \\ \left. \text{inv}(1 + \text{im}(\tilde{\alpha}_{ii}^b)) \tilde{\times} \tilde{T}_{ii}^b; \tilde{\alpha}_{ij} \right)$

В таблице знаками $\{\tilde{+}, \tilde{\times}\}$ обозначены операции нечеткого сложения и умножения, соответственно, а $\text{im}(*), \text{inv}(*)$ являются операциями построения изображения и инверсии нечетких величин с треугольной функцией принадлежности. Знаком $\{\circ\}$ обозначена операция суперпозиции нечетких величин. Константа 1 как «треугольная» величина представляется тройкой (1, 1, 1). Измененные по сравнению с [1] формулы расчета эквивалентных величин (4-й столбец из табл. 1) позволяют вычислять как временные, так и объемные характеристики исследуемых процессов, в частности, вагонопотоков.

Таким образом, для построения ГЕРТ-эквивалентов нечетких сетей, характеризующих транспортные или же некоторые экономические процессы, необходимо выполнить их преобразование в последовательно-параллельную форму, а далее в нечеткое OR-AND представление, используя табл. 1. После этого производится расчет нечетких характеристик дуги, являющейся эквивалентной заменой сети в целом.

На рис. 6, 7 приведен пример преобразования нечеткой сети к структурированному виду, допускающему использование методов свертки табл. 1 и анализа системы в рамках нечеткого топологического уравнения. Процедура и этапы построения соответствуют рис. 3–5.

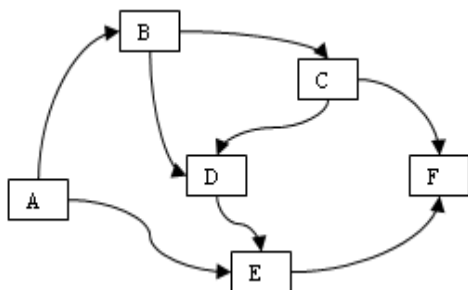


Рис. 6. Нечеткий граф до преобразования

Выводы

Широкое использование сетевых моделей и методов анализа технологических, экономических и других процессов при использовании стохастических и нечетких параметров опирается на математический аппарат ГЕРТ-преобразований. Вместе с тем, этот метод может быть использован лишь при определенной структуре сетевых моделей. В статье разработан метод автоматического структурного преобразования стохастических и нечетких сетей к виду, необходимому при ГЕРТ-моделировании, что дает возможность расширить сферу эффективного сетевого моделирования.

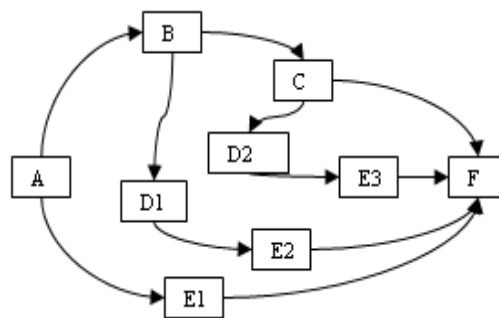


Рис. 7. Структурированный аналог нечеткого графа сети после преобразования к последовательно-параллельному виду

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Филлипс, Д. Методы анализа сетей [Текст] / Д. Филлипс, А. Гарсиа-Диас. – М.: Мир, 1984. – 496 с.
2. Прогнозирование показателей движения вагонов иностранных собственников на основе нечетких моделей исходных данных [Текст] / В. А. Андриященко и др. // Вестник Днепропетр. нац. ун-та железнодорож. трансп. им. акад. В. Лазаряна. – 2003. – Вып. 1. – Д.: Изд-во ДНУЖТ, 2003. – С. 84-90.
3. Скалозуб, В. Вл. Метод структурного перетворення поточкових графів для ГЕРТ-моделювання економічних систем [Текст] / В. Вл. Скалозуб // В зб.: Тези доп. конф., Дніпропетр. аграрн. ун-т. – Д., 2008. – С. 125-126.

Поступила в редколлегию 08.07.2008.

ОБ ОДНОМ ЭЛЕМЕНТАРНОМ МЕТОДЕ РЕШЕНИЯ НЕОПРЕДЕЛЕННЫХ УРАВНЕНИЙ В ЦЕЛЫХ ПОЛОЖИТЕЛЬНЫХ ЧИСЛАХ

Разработан метод решения неопределенных уравнений в целых положительных числах. Метод применен для доказательства теоремы П. Ферма.

Розроблено метод розв'язання невизначених рівнянь у цілих додатних числах. Метод застосовано для доведення теореми П. Ферма.

A method of solution of indefinite equations in integer positive numbers has been developed. The method has been applied to proof of the P. Fermat's theorem.

Введение

Предлагаемый метод, как представлено далее, позволяет решить проблему Ферма [1, 2]: доказать неразрешимость уравнения

$$x^k + y^k = z^k$$

при натуральных числах $x, y, z \in \mathbb{Z}^+$ для любого простого показателя $k > 2$ (k – простое число).

Отметим запись П. Ферма на полях «Арифметики» Диофанта (опубликована в 1970 г.): «Наоборот, невозможно разложить ни куб на два куба, ни биквадрат на два биквадрата, ни вообще какую-либо степень, большую квадрата, на две степени с тем же показателем» [1].

Метод возврата по утверждениям исходного предположения

Утверждение Ферма означает, что уравнение

$$x^n + y^n = z^n, \quad n \in \mathbb{N} \quad (1)$$

при $n > 2$ и $x, y, z \neq 0$ не имеет решений в целых положительных числах.

При доказательстве утверждения Ферма нами используются:

1. Разработанный метод бесконечного спуска, который позволяет составить бесконечно-убывающую последовательность натуральных чисел.

2. Формулы Абеля [1, 2].

Пусть рассматривается уравнение

$$x^k + y^k = z^k, \quad (2)$$

где k – простое число, $k > 2$.

Тогда имеет место предложение Абеля [2, 3]:

Случай I

Для любых попарно взаимно простых и не делящихся на k целых чисел x, y, z , удовлетворяющих уравнению (2), существуют такие пары чисел (u_1, v_1) , (u_2, v_2) , (u_3, v_3) , состоящие из взаимно простых чисел, что:

$$\begin{aligned} x + y &= u_1^k; & \frac{(x^k + y^k)}{x + y} &= v_1^k; \\ z &= u_1 v_1; & z - y &= u_2^k; \\ \frac{(z^k - y^k)}{z - y} &= v_2^k; & x &= u_2 v_2; \\ z - x &= u_3^k; & \frac{(z^k - x^k)}{z - x} &= v_3^k; \\ y &= u_3 v_3. \end{aligned} \quad (3)$$

Случай II

Аналогичные формулы имеют место и в случае, когда одно из чисел делится на k [2].

Согласно [3], теорему Ферма достаточно доказать для $n = k$, где k – простое число, $k > 2$.

В этом случае уравнение (1) имеет вид (2).

Доказательство неразрешимости уравнения

Случай I. Пусть уравнение (2) имеет решение в натуральных числах, $x, y, z \neq 0$.

Решение будем находить таким образом, чтобы эти числа были попарно взаимно простые. Это можно сделать, сокращая уравнение (2) на общие делители для любой пары чисел x, y, z , т.е. чтобы $(x, y)=1$, $(x, z)=1$, $(y, z)=1$.

В этом случае, в частности, среди чисел x, y, z должно быть только одно четное, а два нечетных.

Пусть в уравнении (2) x, y – нечетные числа, следовательно, z – четное число. Так как сумма и разность двух нечетных чисел – числа четные, будем иметь:

$$\begin{aligned}x + y &= 2p; \\x - y &= 2q.\end{aligned}\quad (4)$$

Откуда находим:

$$\begin{aligned}x &= p + q; \\y &= p - q.\end{aligned}\quad (5)$$

Запишем уравнение (2) в следующем виде:

$$z^k = (x + y) \frac{(x^k + y^k)}{x + y}.$$

Это уравнение удовлетворяет требованиям предложения Абеля, поэтому по формулам (3) будем иметь:

$$\begin{aligned}x + y &= u^k; \quad \frac{(x^k + y^k)}{x + y} = v^k; \\z &= uv.\end{aligned}\quad (6)$$

Учитывая (4) и (6), получим:

$$2p = u^k. \quad (7)$$

В этом равенстве слева число четное, тогда и справа – число четное. Поэтому u должно быть четным.

Пусть

$$u = 2p_1. \quad (8)$$

Представим $2p_1$ как сумму двух нечетных чисел x_1, y_1 , получим

$$2p_1 = x_1 + y_1.$$

Разность $x_1 - y_1$ также число четное. Пусть

$$x_1 - y_1 = 2q_1.$$

Получаем систему уравнений, аналогичную системе (4):

$$\begin{aligned}x_1 + y_1 &= 2p_1; \\x_1 - y_1 &= 2q_1.\end{aligned}\quad (9)$$

Откуда находим:

$$\begin{aligned}x_1 &= p_1 + q_1; \\y_1 &= p_1 - q_1.\end{aligned}\quad (10)$$

Примечание 1

Уравнение (2), также как и уравнение (1) получено, исходя из противоположного утверждения Ферма. В этих уравнениях x, y, z взяты произвольно. После небольшого анализа мы установили, что в (2) два числа нечетные, одно четное. Это видно из соотношений (4). Учитывая это, уравнение (2) можно составить следующим образом.

Пусть дано четное число $2p$. Представим его как сумму двух нечетных чисел $2p = x + y$. Разность этих чисел тоже число четное, $x - y = 2q$. Мы получили систему (4), откуда:

$$\begin{aligned}x &= p + q; \\y &= p - q.\end{aligned}$$

Сумму степеней этих чисел с показателем 1 (1 – простое), т.е. $x^k + y^k$, приравняем некоторой степени z^k . Получим уравнение (2) – аналог противоположному утверждению Ферма.

Если перефразировать высказывание Ферма для случая теперь уже нечетных x и y , т.е. $x + y = 2p$, тогда утверждение Ферма можно сформулировать следующим образом:

Невозможно разложить ни куб четного числа на два куба нечетных чисел, ни биквадрат четного числа, ни вообще какую-либо степень четного числа, большую квадрата, на две степени нечетных чисел с тем же показателем.

Мы снова приходим к уравнению (2).

Следуя примечанию 1, учитывая (9) и (10), аналогично представлениям для (4) и (5), можно составить для x_1, y_1 уравнение вида (2):

$$x_1^k + y_1^k = z_1^k. \quad (11)$$

Из (4), (7), (8), (9) получим:

$$x + y = 2p = u^k = (2p_1)^k = (x_1 + y_1)^k. \quad (12)$$

Эти соотношения показывают зависимость неизвестных уравнений (2) и (11).

Уравнение (11), из предположения, должно иметь решение в Z^+ . Из (12) находим x, y , а затем и z из (2).

Теперь необходимо решить уравнение (11). Как известно, это уравнение вида (2). Все математические, логические выкладки при решении уравнения (11) аналогичны выкладкам при решении (2). В результате мы придем к уравнению вида (11), а потому и к уравнению вида (2):

$$x_2^k + y_2^k = z_2^k.$$

Для этого уравнения будем иметь:

$$\begin{aligned}x_2 + y_2 &= 2p_2; & x_2 &= p_2 + q_2; \\x_2 - y_2 &= 2q_2; & y_2 &= p_2 - q_2.\end{aligned}$$

Кроме этого, получаем соотношения вида (12):

$$x_1 + y_1 = 2p_1 = u_1^k = (2p_2)^k = (x_2 + y_2)^k.$$

Процесс составления уравнения вида (2) можно продолжить до бесконечности, по известному уже алгоритму методом возврата по исходному предположению (его разъяснение указано в примечаниях).

В результате построения и решения уравнений получим соотношения:

$$\begin{aligned}2p &= (2p_1)^k; 2p_1 = (2p_2)^k; \dots; 2p_k = (2p_{k+1})^k, \\k &\in N.\end{aligned}$$

Из этих соотношений следует, что

$$p > p_1 > p_2 > \dots > p_k > \dots \quad (13)$$

Таким образом, исходя из допущения существования решений уравнения (2), получаем бесконечно убывающую последовательность натуральных чисел. Но такой последовательности не существует. Мы пришли к противоречию, которое и доказывает утверждение Ферма для простых показателей $k > 2$.

Для разности степеней $x^k - y^k$, где x, y – нечетные, доказательство аналогично доказательству для суммы $x^k + y^k$.

Случай II доказывается аналогично случаю I.

Примечание 2

Для случая $n = 2$ числовую последовательность вида (13) получить невозможно. Это следует из того, что здесь предложение Абеля (3) не имеет места.

Примечание 3

Доказательство неразрешимости уравнения (2) дано при z – некотором четном числе, тогда как x, y – нечетные. Как было указано, имеем:

$$\begin{aligned}x + y &= 2p; & x - y &= 2q; \\x &= p + q; & y &= p - q.\end{aligned}$$

Подставим эти значения в уравнение (2) и получим:

$$\begin{aligned}z^k &= x^k + y^k = (x + y)(x^{k-1} - x^{k-2}y + \\&+ x^{k-3}y^2 - \dots - y^{k-2}x + y^{k-1}) =\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}&= 2p[(p + q)^{k-1} - (p + q)^{k-2}(p - q) + \\&+ (p + q)^{k-3}(p - q)^2 - \dots - (p + q) \times \\&\times (p - q)^{k-2} + (p - q)^{k-1}]\end{aligned}$$

– степень с показателем целого положительного числа.

К такому же виду можно прийти и при нечетном z и четном x или y . Пусть для определенности y нечетное, перенесем его в правую часть, получим:

$$\begin{aligned}x^k &= z^k - y^k = (z - y)(z^{k-1} + z^{k-2}y + \\&+ z^{k-3}y^2 + \dots + zy^{k-2} + y^{k-1}).\end{aligned}$$

Тогда

$$\begin{aligned}z - y &= 2p; & z + y &= 2q; \\z &= p + q; & y &= q - p,\end{aligned}$$

где p, q – взаимно простые целые положительные числа. Далее имеем:

$$\begin{aligned}x^k &= 2p[(p + q)^{k-1} - (p + q)^{k-2}(p - q) + \\&+ (p + q)^{k-3}(p - q)^2 - \dots - (p + q) \times \\&\times (p - q)^{k-2} + (p - q)^{k-1}]\end{aligned}$$

– степень с показателем k целого положительного числа, что приводит к тому же самому заключению.

Выводы

В статье предложен метод возврата, который позволил получить доказательство неразрешимости уравнений (1). Исходя из предположения о разрешимости (2), на основе метода возврата по утверждениям исходного предположения получена бесконечная последовательность целых положительных чисел вида (13), но такой последовательности не существует, что и доказывает утверждение П. Ферма.

Послесловие рецензента

В статье Василия Васильевича Волощука представлен метод возврата, предназначенный для решения одной из извечных проблем теории чисел – Великой теоремы Ферма, сформулированной в 1637 году. На протяжении более 350 лет ее решением занимались выдающиеся математики – Эйлер, Дирихле, Лежандр, Ламе, Софи Жермен, Куммер и многие другие.

В 1995 году теорема Ферма была полностью доказана Эндрю Джоном Уайлсом, причем его труд занял 130 страниц. За доказательство тео-

ремы, работа над которым продолжалась восемь лет, Э. Уайлс получил титул сэра, денежную премию, был посвящен в рыцари. Построенное в работе Э. Уайлса доказательство открыло новые горизонты математики (<http://www.ega-math.narod.ru/Singh/ch8.htm>).

Читатели имеют возможность оценить мужество, выдающуюся проницательность автора статьи, лаконизм и доступность для понимания предложенного метода доказательства теоремы П. Ферма.

По нашему мнению, метод возврата в доказательстве теоремы П. Ферма все же неявно использует **недоказанное** до сих пор **предположение** теории чисел – гипотезу Христиана Гольдбаха, которая восходит к 1742 году. Она состоит в том, что каждое четное число представимо в виде суммы двух простых чисел.

Остановимся на этом более подробно. Как указано в приведенном доказательстве, формулы Абеля предполагают существование попарно взаимно простых и неделящихся на k целых чисел x, y , сумма которых равна четному числу, например, $x + y = 2p$. При выполнении процедуры «возврата», перехода путем извлечения корня любой степени к меньшему четному числу и составления уравнения $2p_1 = x_1 + y_1$, предполагается выполнение для него того же допущения (существования попарно взаимно про-

стых и неделящихся на k целых чисел x_1, y_1 и т.д.). Для произвольных натуральных чисел такое условие может быть выполнено только в том случае, если в формулах Абеля требовать существования не взаимно простых, а простых чисел. Таким образом, с учетом произвольности степени n в уравнении (1) формулы (3) и их аналоги предполагают, что произвольное четное число представимо в виде суммы двух простых. Это и составляет гипотезу Х. Гольдбаха.

Приглашаем знающего, пытливого и заинтересованного читателя ознакомиться с прекрасным результатом В. В. Волощука и принять участие в обсуждении этого доказательства.

Рецензент – д.т.н., проф. Скалозуб Владислав Васильевич.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Хрестоматия по истории математики [Текст] / под ред. А. П. Юшкевича. – М.: Просвещение, 1976. – 356 с.
2. Постников, М. М. Введение в теорию алгебраических чисел [Текст] / М. М. Постников. – М.: Наука, 1972. – 268 с.
3. Эдвардс, Г. Последняя теорема Ферма [Текст] / Г. Эдвардс. – М.: Мир, 1980. – 484 с.

Поступила в редколлегию 26.07.2008.

СТРУКТУРНІ ПЕРЕТВОРЕННЯ В МЕТАЛІ ЗАЛІЗНИЧНОГО КОЛЕСА ВІД ВЗАЄМОДІЇ З РЕЙКОЮ

Виникнення руйнування залізничного колеса обумовлено формуванням високих локальних напружень від неоднорідної пластичної деформації за рахунок циклічної зміни температур під час гальмування.

Возникновение разрушения железнодорожного колеса обусловлено формированием высоких локальных напряжений от неоднородной пластической деформации при циклической смене температур при торможении.

The destruction occurrence in a railroad wheel is caused by formation of the high local stresses produced by the inhomogeneous plastic deformation when the cyclic temperature change takes place during and after braking using brake shoes.

Протягом останніх років прийняття рішень щодо неухильного зростання питомого навантаження на вісь рухомого складу з одночасним збільшенням швидкості його руху вимагають розробки заходів щодо підвищення надійності експлуатації залізничного транспорту взагалі. Одна із складових такої системи є визначення оптимального співвідношення між комплексом властивостей «залізничне колесо – рейка». Відомо, що величина зносу залізничного колеса від взаємодії в місцях контакту з рейкою значною мірою пов'язана з міцнісними властивостями як металу по поверхні кочення, так і по робочій поверхні рейки [1]. На підставі достатньо великої кількості проведених досліджень з моделювання процесу зносу, а також натурних випробувань визначено, що мінімальні значення зносу як залізничних коліс, так і рейок досягаються за умовами приблизно однакових значень їх твердості [1, 2]. З іншого боку, відомо, що однаковий рівень міцнісних властивостей у сталях можна досягти за різноманітного структурного стану – після термічної зміцнюючої обробки – поліпшення, коли карбідна фаза має глобулярну форму, або після прискореного охолодження (зі швидкостями, нижчими за критичне значення) пластинковою формою [3].

Метою дослідження є пояснення щодо оптимального структурного стану металу по поверхні кочення залізничних коліс за умовами їх мінімального зношення.

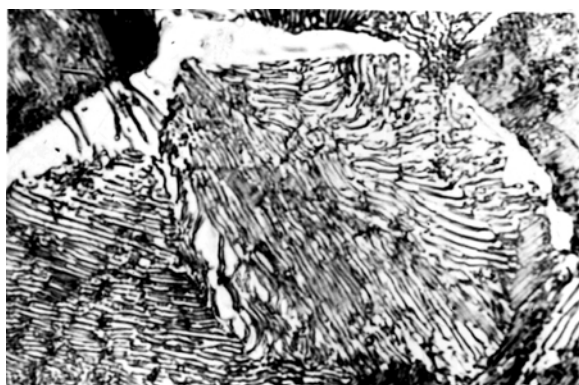
Матеріалом для дослідження були зразки металу, які відібрані від залізничних коліс після обробок на різні рівні твердості. Структурні дослідження металу залізничних коліс проводили під світловим і електронним мікроскопами. Механічні властивості визначали при випробуваннях на розтягнення, із швидкістю деформації 10^{-3} с^{-1} .

Аналіз нормативно-технічної документації [3, 4] свідчить, що в умовах України залізничні колеса в основному виготовляють із вуглецевої сталі з 0,55...0,65 % вуглецю, в той час як для рейок застосовують більш високовуглецеву сталь з 0,7...0,8 % С. В гарячекатаному стані, або після відпалу структура сталі для залізничних коліс з урахуванням стехіометрії може мати приблизно до 25 % структурно вільного фериту. Він розташовується у вигляді прошарків, що розділяють перлітні колонії, або при достатньо низьких швидкостях охолодження у вигляді окремих об'ємів – зерен (рис. 1а).

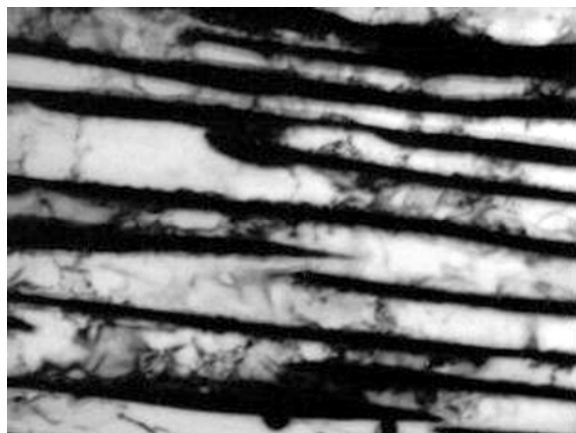
Збільшення швидкості охолодження, наприклад, як при термічному зміцненні обох коліс, супроводжується одночасним диспергуванням перліту і частковим зменшенням об'ємної частки структурно вільного фериту за рахунок формування псевдоевтектоїда. Однак, навіть використання максимально високих швидкостей охолодження (обмеження геометричними розмірами обода коліс) не дозволяє повністю усунути присутність структурно вільного фериту. За нормативно-технічною документацією [4], дозволяється наявність структурно вільного фериту у вигляді переривчастої сітки по границях аустенітних зерен. В той же час, швидкості охолодження достатньо, щоб аустенітні зерна після видалення структурно вільного фериту перетворилися у дрібнодиференційований сорбіт за перлітним механізмом (рис. 1б). Таким чином, структура металу залізничних коліс в об'ємах поблизу поверхні кочення представляє собою дрібнопластинковий перліт з прошарками структурно вільного фериту, що забезпечує необхідний рівень опору процесам втомлення та зносу при експлуатації.

В порівнянні з пластинковою формою карбідної фази, яка у складі перлітної колонії спроможна до пластичного деформування, глобулярні карбіди, наприклад, після поліпшення,

навпаки, навіть після деформації, яка приводить до повного руйнування виробу, практично залишаються незмінними [5]. В цьому випадку на процеси деформаційного зміцнення при навантаженні металу дуже велике значення має характер розташування карбідних глобулів у матриці. У випадку, коли глобулярні частки в основному розташовуються по границям феритних зерен (рис. 2а), спостерігається підвищення пластичних властивостей і, особливо, опору металу зародженню та розповсюдженню тріщин за низьких температур. Пояснення наведеного прикладу засновано на тому факті, що міжфазна ферито-карбідна поверхня виконує функції як джерела, так і місця анігіляції дислокацій [6]. На підставі цього стає зрозумілим, що збільшення об'ємної частки без зміни дисперсності карбідів супроводжується не тільки підвищенням міцнісних властивостей а, що особливо важливо, збільшується опір зародженню і зростанню тріщин за низьких температур навантаження.



а

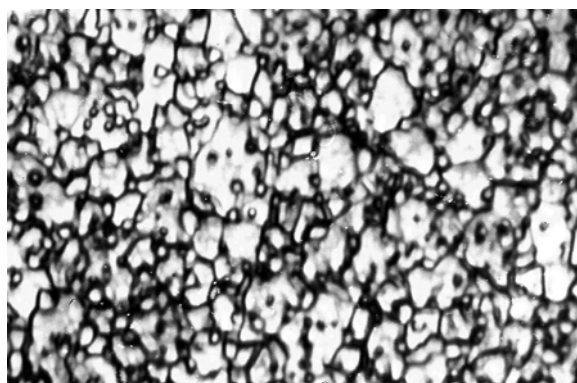


б

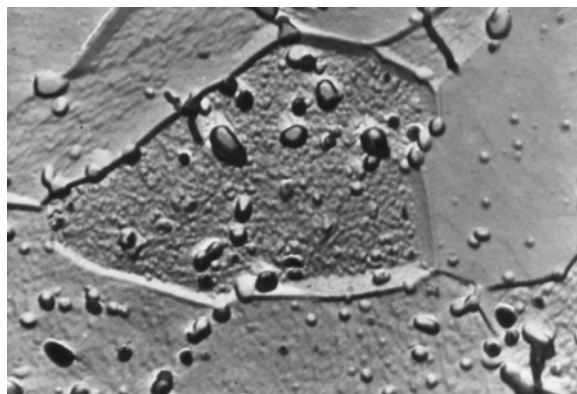
Рис. 1. Структура металу ободу залізничного колеса після термічного зміцнення (а), перлітної колонії після 30 % пластичної деформації (б), (збільшення 1000 – а, 16500 – б)

У випадках, коли розмір зерна фериту значно перевищує міжкарбідну відстань (рис. 2б), картина суттєво змінюється. Враховуючи, що міжфазна поверхня ферит-глобуль карбіду має можливість поглинати дислокації тільки у ви-

падку, коли частка розташована в площині ковзання дислокацій, стає зрозумілою роль великокутових границь фериту в розвитку анігіляційних процесів дислокацій під час пластичного деформування. В результаті отримаємо, що збільшення об'ємної частки карбідної фази при незмінному розмірі зерна фериту буде супроводжуватись зростанням кількості джерел дислокацій, в той час як кількість місць їх анігіляції залишається незмінною. В цьому випадку зайвий залишок дислокацій буде, вже на початкових етапах пластичної течії металу, сприяти формуванню навкологлобулярних карбідних часток нашарування із взаємозаблокованих дислокацій. В свою чергу, формування наведених об'ємів навколо карбідів може розглядатися як майбутні осередки з високою вірогідністю зародження субмікротріщин.



а



б

Рис. 2. Структура вуглецевої сталі після холодної пластичної деформації і нагріву до 700 °С, коли розмір зерна фериту (d) дорівнює відстані між карбідами (λ) (а), та при $d \gg \lambda$ (б), (збільшення 2000 – а, 4000 – б)

На підставі проведеного аналізу розвитку процесів деформаційного зміцнення у вуглецевих сталях з різною морфологією карбідної складової стає можливим визначити оптимальний структурний стан металу з урахуванням умов експлуатації виробу.

Так, залізничне колесо, окрім формування прошарку металу по поверхні кочення з високою концентрацією дефектів кристалічної бу-

дови і, в першу чергу, дислокацій, піддається температурним впливам від взаємодії з гальмівними колодками. Характер сумісного впливу (холодне деформування і розігрів) на метал ободу колеса обумовлює виникнення достатньо високих градієнтів структурних змін, що, в свою чергу, може розглядатися, як вплив на рівень внутрішніх остаточних напружень. Але наведений вплив значною мірою залежить від численних факторів, основні з яких: ступінь наклепу металу по поверхні кочення колеса та інтенсивність розігріву (питома енергія гальмування, частота та тривалість взаємодії з гальмівними колодками). Враховуючи існування градієнта температур від поверхні кочення, збільшення інтенсивності розігріву буде супроводжуватись розвитком процесів структурних перетворень у металі. При цьому сам характер наведених структурних змін значною мірою буде зв'язаний з відстанню прошарків металу від поверхні розігріву. Так, у приповерхневих прошарках металу, за рахунок дуже високого підвищення температур до 700...800 °С, формується дрібнозеренна структура фериту з цементитними частками різної морфології. Причому, об'ємам металу з підвищеним ступенем накопиченої деформації (більш високий наклеп) буде відповідати більш дрібнозеренна будова фериту з підвищеною кількістю глобулярного цементиту з різним співвідношенням напівосей. У наведеному прошарку металу, за рахунок розвитку процесів динамічної рекристалізації, суттєво будуть знижені остаточні напруження від наклепу і, як наслідок цього, буде підвищення спроможності металу до деформаційного зміцнення та опору до зародження тріщин.

Для більш заглиблених від поверхні кочення прошарків металу, для яких температура не перебільшує 500...550 °С, картина складається інша. Відомо, що за температур нагріву металу до початку рекристалізації, в процесі витримки починають свій розвиток полігонізаційні процеси. Їх розвиток супроводжується перерозподілом дислокацій, які накопичуються під час наклепу та врешті-решт виникають конфігурації у вигляді полігональних субструктурних поверхонь розподілу. Слід урахувати, що чим більшою мірою завершуються процеси полігонізації, тим менша вірогідність розвитку рекристалізації. Таким чином, на визначеній глибині від поверхні кочення виникає прошарок металу з повністю або частково закінченими процесами формування структур полігонізації. При цьому за різними оцінками [7] може залишитися до 70 % накопиченої щільності дислокацій, які практично всі знаходяться у зв'язаному стані. Чисельні послідовні етапи гальмування, окрім нагріву, будуть супроводжуватись зносом металу з поверхні кочення. Прошарок ме-

талу з полігональною структурою буде наближуватись до поверхні кочення та послідовно (пропорційно градієнту деформації) піддаватись наклепу. При цьому нові дислокації, взаємодіючи з полігональною структурою, будуть блокуватися, що в свою чергу приведе до ускладнення розвитку процесу рекристалізації, та не буде досягнутий необхідний рівень зниження наклепу. В цьому випадку гальмування розвитку релаксації внутрішніх напружень повинно сприяти зниженню спроможності металу до деформаційного зміцнення і, як наслідок такого положення, до зниження опору колісної сталі зародженню субмікротріщин.

Таким чином, на визначеній глибині від поверхні кочення залізничного колеса формуються прошарки металу з підвищеним рівнем окрихлення. Експериментально спостерігаючи відсутність виникнення в наведеному шарі металу (крім випадків розташування поза нормативними обмеженнями окислів, шлакових включень та інш.) тріщин може бути зобов'язаним існуванню розірваної сітки структурно вільного фериту. Наявність такої складової в структурі колісної сталі додатково сприяє розвитку релаксаційних процесів при досягненні максимально можливої концентрації дефектів кристалічної будови у фериті перліту. Одним із пояснень є дуже швидкий розвиток рекристалізації структурно вільного фериту в порівнянні з перлітною колонією при нагріві під час гальмування рухомого складу.

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Шур, Е. А. Влияние структурных неоднородностей на свойства термически обработанной рельсовой стали [Текст] / Е. А. Шур, Я. Ф. Раузин. – В кн.: Труды ЦНИИМП, 1966. – Вып. 314. – С. 115-137.
2. Ларин, Т. В. Пути повышения надежности и долговечности цельнокатаных колес [Текст] / Т. В. Ларин, Ю. М. Парышев // Жел.-дор. трансп. – 1973. – С. 56-59.
3. Большаков, В. И. Термическая обработка строительной стали [Текст] / В. И. Большаков, К. Ф. Стародубов, М. А. Тылкин. – М.: Металлургия, 1977. – 200 с.
4. ГОСТ 10791 Колеса цельнокатаные. Технические условия [Текст].
5. Вакуленко, И. А. Структура и свойства углеродистой стали при знакопеременном деформировании [Текст] / И. А. Вакуленко. – Д.: Guadeamus, 2003. – 94 с.
6. Бабищ, В. К. Деформационное старение стали [Текст] / В. К. Бабищ, Ю. П. Гуль, И. Е. Должинков. – М.: Металлургия, 1972. – 320 с.
7. Бернштейн, М. Л. Структура деформированных металлов [Текст] / М. Л. Бернштейн. – М.: Металлургия, 1977. – 431 с.

Надійшла до редколегії 27.08.2008.

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРИЧИН ВИНИКНЕННЯ ВИЩЕРБИН МЕТАЛУ НА ПОВЕРХНІ КОЧЕННЯ ЗАЛІЗНИЧНИХ КОЛІС

У статті наведено результати досліджень стосовно виникнення дефектів – вищербин металу по поверхні кочення залізничних коліс.

В статті приведені результати досліджень относительно возникновения дефектов – выкрашивания металла по поверхности качения железнодорожных колес.

In the article the research results related to an origin of defects – crumbling out of metal on the tread contact surface of railway wheels – are presented.

В місцях контакту з рейкою колесо піддається значним статичним і динамічним навантаженням. В результаті цього в зонах дотику коліс з рейками виникають великі контактні напруження. В процесі гальмування між колесами і колідками створюються великі сили тертя, які сприяють утворенню цілого ряду дефектів [1–3]. Удари коліс на стиках рейок можуть викликати появу тріщин в ободі.

Наведені фактори експлуатаційного характеру, разом з недосконаlostями металу за вимогами нормативно-технічної документації на виробі, можуть приводити до передчасного вилучення з експлуатації залізничних коліс.

На основі аналізу випадків передчасного вилучення коліс з експлуатації визначено, що переважна кількість дефектів пов'язана з металом ободу колеса.

На підставі цього метою роботи є аналіз причин передчасного вилучення залізничних коліс з експлуатації.

Матеріалом для дослідження служили відібрані зразки металу з чотирьох залізничних коліс з найбільш виразним руйнуванням – вищербинами металу на поверхні кочення (рис. 1) (№1 – 86 2 42685 20 3592200; №2 – 84 2 05280 18 181732; №3 – 01 2 32305 20 037692; №4 – 02 2 21189 20 045642).

Макроструктуру вивчали за допомогою методик, наведених у [4]. Мікроструктурні дослідження проводили з використанням світлового мікроскопа «Еріquant». Розмір структурних складових визначали використовуючи методики кількісної металографії [5]. Результати дослідження хімічного складу металу пошкоджених коліс наведені в табл. 1. Результати визначення механічних властивостей наведені в табл. 2.

Таблиця 1

Результати дослідження хімічного складу металу пошкоджених коліс

№ плавки, маркіру- вання	Вміст елементів, %									
	C	Mn	Si	P	S	Cr	Ni	Cu	Al	Ti
				не більше 0,035						
1	0,61	0,78	0,30	0,027	0,027	0,14	0,09	0,15	0,005	—
2	0,55	0,72	0,31	0,018	0,02	0,1	0,06	0,08	0,006	—
3	0,57	0,68	0,33	0,009	0,01	0,07	0,06	0,09	0,002	—
4	0,57	0,66	0,32	0,012	0,014	0,09	0,04	0,06	0,023	—
ГОСТ 10791	0,50	0,50	0,22	0,035	0,040	не більше 0,25 % кожного			—	—
	...	...	...							
	0,65	0,90	0,45							

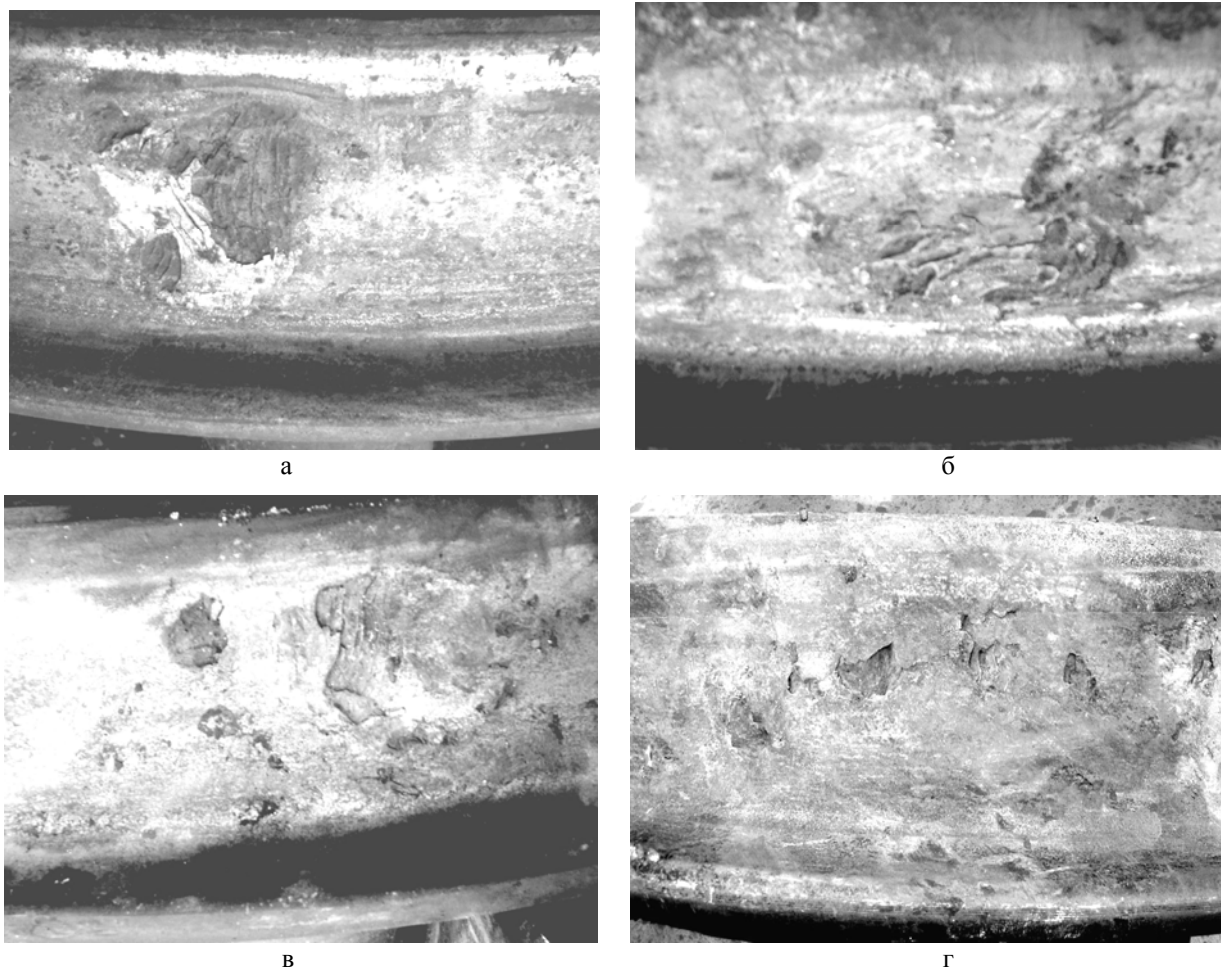


Рис. 1. Вигляд вищербин металу на поверхні кочення досліджуваних коліс
(а – № 1; б – № 2; в – № 3; г – № 4)

Таблиця 2

Результати дослідження механічних властивостей пошкоджених коліс

№ плавки, маркіру- вання	Межа міцності σ_B , Н/мм ²	Відносне подов- ження δ , %	Відносне звуження ψ , %	Твердість <i>HB</i>	Ударна в'язкість при руйнуванні при $t = 20^\circ\text{C}$, МДж/м ²
1	980	12,0	32,0	290	0,34
2	925	9,0	24,0	290	0,28
3	960	15,5	39,0	266	0,32
4	975	14,5	31,0	262	0,31

Наведені в табл. 1 і 2 експериментальні дані свідчать, що досліджувані колеса в першому наближенні відповідають вимогам нормативно-технічної документації [6].

При проведенні зовнішнього огляду вищербин встановлено, що їх глибина становила значення від 2 до 5 мм. Так, для колеса № 4 (рис. 1г) вищербини малих розмірів сконцентровані на 200 мм уздовж поверхні кочення, а для коліс № 1 і № 2 мають більший розмір,

який досягає до 100 мм в перетині, та сконцентровані в одному місці. Для колеса № 3 характер розташування дефектів в порівнянні з № 2 і № 4 займає проміжне положення.

Як показали макроструктурні дослідження у зразках коліс № 1, 3, 4, флокени, тріщини, розшарування металу відсутні. На темплеті з колеса № 2 виявили, що метал на радіальній поверхні (після травлення в гарячому розчині кислоти) має дуже значні тріщини, які розташовані

паралельно поверхні кочення (рис. 2). При цьому зростання тріщин зорієнтовано від місць вищербин металу в об'єми, де не спостерігали виникнення дефектів.



Рис. 2. Вигляд темплету колеса № 2 на радіальному перетині

Мікроструктурні дослідження для колеса № 1 не виявили відхилень щодо вимог ГОСТ 10791-89. Для колеса № 4 визначена наявність неметалевих включень поблизу місць вищербин металу, – це підтверджують тріщини з виходом на поверхню кочення колеса, які повністю заповнені окислами металу. Оцінка кількості та розміру неметалевих включень для колеса № 2 показала, що забруднення металу досягає рівнів, які суттєво перебільшують вимоги ГОСТ (у декілька разів) (рис. 3). На підставі цього можна вважати залежність зародження тріщин від неметалевих включень.

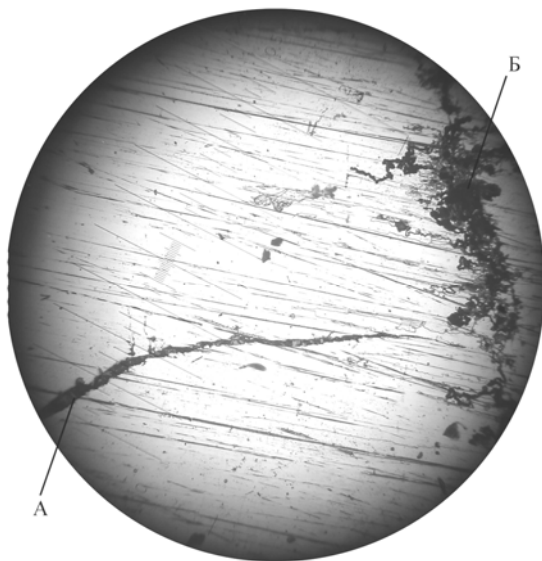


Рис. 3 Мікроструктура залізничного колеса № 2 поблизу тріщин під поверхнею кочення (А – тріщина, Б – частки неметалевих включень)

Дослідження колеса № 3 показали в окремих місцях формування сітки структурно-вільного фериту, який розташований по границях перлітних колоній. Крім цього, як свідчить аналіз розміру перлітних колоній, перлітна складова структури має 5 бал, та в місцях поблизу руйнування можна спостерігати наявність зерен структурно-вільного фериту з розміром до 40 мкм в перетині (рис. 4), що не відповідає вимогам ГОСТ.

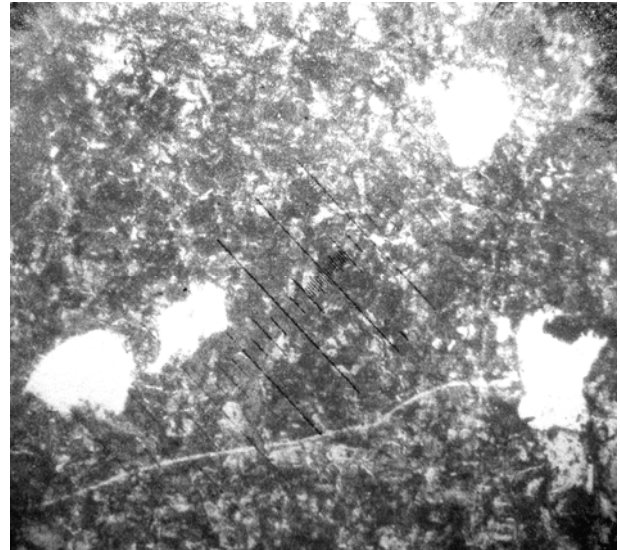


Рис. 3. Мікроструктура залізничного колеса № 3 поблизу поверхні руйнування металу

В порівнянні з іншими колесами, дослідження внутрішньої будови колеса № 1 не виявило ознак, які можна пов'язати з порушеннями технології виробництва залізничних коліс. Формування смуг структурно-вільного фериту, які перехрещуються, що експериментально спостерігаються безпосередньо під поверхнею кочення, можна вважати відповідальними за появу в цих місцях (поблизу з вищербинами металу) сітки тріщин, перпендикулярно орієнтованих до напрямку кочення. Зовнішній вигляд тріщин вказує на термічний характер їх походження [7]. В процесі кочення колеса, за рахунок циклічного навантаження та пластичної деформації металу, розвиток релаксаційних процесів в приповерхневих шарах призводить до зниження рівня остаточних напружень стискання [8]. На підставі цього вказані об'єми металу мають аномально знижений опір зростанню тріщин. В процесі гальмування рухомого складу підвищення температури в поверхневому шарі металу може сягати рівня до 750...800 °С. В цьому випадку структурні перетворення, разом з високим градієнтом внутрішніх напружень, будуть сприяти зростанню тріщин. Враховуючи відсутність відхилень по

неметалевим включенням (ГОСТ 10719), інші впливи сприяють виникненню менших вищербин, що експериментально підтверджено (глибина до 2...2,5 мм). Указана тріщина, коли не досягала критичного розміру, при якому відбувається її прискорене зростання, при наступному пластичному деформуванні за рахунок складової зсувом може закатуватись. Подальше зношення металу по поверхні кочення може привести до послідуячого розкриття тріщини і її зростання. Таким чином, якщо для етапу прискореного зростання тріщини не буде складено додаткових умов, то при черговому обточуванні колеса цей дефектний шар металу з нестабільним опором зростанню тріщин буде знятий. В цьому випадку можна очікувати збільшення тріщиностійкості металу, особливо на поверхні кочення.

Для колеса № 2 разом з температурним впливом, який визначено по мікроструктурі металу, достатньо велика кількість неметалевих включень, які розташовані в мікротріщинах, можуть розглядатись як напрямки подальшого розповсюдження зростаючої тріщини. Циклічна зміна температурного впливу, з достатньо високим градієнтом температур в указаному шарі металу (1...1,5 мм), супроводжується зміною етапів зміцнення (від наклепу металу при коченні колеса по рейках) та знеміцнення при різкому розігріві при гальмуванні. Найбільший рівень внутрішніх напружень в металі буде спостерігатись поблизу міжфазної поверхні «матриця – неметалева включення». На підставі цього можна вважати, що основною причиною руйнування колеса № 2 є перебільшення кількості неметалевих включень стосовно вимог ГОСТ.

Мікроструктурні дослідження металу колеса № 3 показали наявність сітки структурно-вільного фериту, який виділюється по великокутових границях аустенітного зерна. Обумовлено це тим, що структура металу в досліджуваних місцях має відхилення від вимог ГОСТ щодо бальності перлітної складової. Наявність зерен структурно-вільного фериту може розглядатись як явище структурної неоднорідності, яке тільки сприяє процесам руйнування. Враховуючи, що твердість фериту приблизно в 2...2,5 рази нижча за твердість перлітної складової, а чим більше розмір зерна перліту та нижче його дисперсність, тріщиностійкість металу зменшується, зародження та розповсюдження тріщин в цих областях відбувається за відносно зниженого рівня навантажень, ніж у сусідніх областях, які не мають відхилень щодо

вимог ГОСТ по структурі. Таким чином, формування смуг в металі зі зниженим опором процесам зростання тріщин приводить до прискорення виникнення дефектів на поверхні кочення залізничних коліс.

Дослідження внутрішньої будови залізничного колеса № 4 показали формування тріщин, що за своїм характером відрізняються від тих, які спостерігали на колесах № 2 і № 3, хоча мають і спільні ознаки. Так, наявність неметалевих включень поблизу місць вищербин металу, в яких, можна вважати, незначне відхилення від вимог ГОСТ щодо неметалевих включень указує на існування об'ємів металу з локально зниженим опором зростанню тріщини. Окрім цього, тріщини великої довжини являли собою безперервну смугу окислів, з явними ознаками перепалу металу. Одне з пояснень щодо формування указаних тріщин може бути пов'язане з дуже великим зростанням температури, при якій може відбуватися, по-перше, перетворення сульфідної евтектики в рідину. На основі чого, при навантаженні тонкого шару металу колеса (від контакту з рейкою) може статися локальний зсув одного об'єму металу від другого по смугі рідини. По-друге, при таких великих температурах (до 900...1000 °С) неодмінно відбувається окислення берегів тріщини [9]. На підставі цього, найбільш вірогідною причиною виникнення вищербин металу є дуже швидке зростання температури до рівня перепалу металу, при якому виникають гарячі тріщини.

Висновок

Дослідження внутрішньої будови металу коліс показало, що практично для всіх зруйнованих коліс в об'ємах металу безпосередньо під поверхнею кочення розташована область з чітко орієнтованою смуговою структурою. Для різних коліс товщина шару металу з указаною структурою коливається від 0,2 до 0,4 мм. При цьому необхідно відзначити: якщо для колеса № 1 ця зона має максимальний розмір і більш чіткий вираз, то для колеса № 2 вона практично відсутня і знайдена лише в одному місці, з сумнівними ознаками. Наведені результати, разом з наявністю неметалевих включень та їх розташуванням, свідчать, що причини виникнення руйнування металу в своїй більшості відрізняються для різних коліс.

Для колеса № 1 – формування осередків руйнування обумовлено перегрівом металу колеса в процесі гальмування рухомого складу.

Для колеса № 2 – невиконання ГОСТ 10791 по кількості та розмірах неметалевих включень призвели до руйнування.

Для колеса № 3 – незначне відхилення від ГОСТ щодо бальності перлітної складової разом з накопиченням дефектів металу в результаті термічної утомленості обумовило руйнування металу по поверхні кочення колеса.

Для колеса № 4 – руйнування на поверхні кочення від сумарного впливу накопичення дефектів поблизу неметалевих включень, перегріву колеса в процесі гальмування.

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Класифікація несправностей вагонних колісних пар та їх елементів [Текст]. – К.: Державна адміністрація залізн. трансп. України, 2006. – 79 с.
2. Вакуленко, И. А. Факторы, влияющие на надёжность и долговечность железнодорожных колёс [Текст] / И. А. Вакуленко, Г. В. Рейдемейстер, О. Н. Перков // Вісник Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – 2005. – Вип. 9. – Д.: Вид-во ДНУЗТ, 2005. – С. 129-132.
3. Вакуленко, И. А. Зависимость усталостной прочности от структурного состояния стали для железнодорожных колёс [Текст] / И. А. Вакуленко, Н. А. Грищенко, О. Н. Перков. – В кн.: Современные проблемы подготовки производства, заготовительного производства, обработки, сборки и ремонта в промышленности и на транспорте. – К., 2007. – С. 242-244.
4. Панченко, Е. В. Лаборатория металлографии [Текст] / Е. В. Панченко, Ю. А. Скаков, Б. И. Кример. – М.: Металлургия, 1965. – 439 с.
5. Салтыков, С. А. Стереометрическая металлография [Текст] / С. А. Салтыков. – М.: Металлургиздат, 1958. – 446 с.
6. ГОСТ 10791 Колеса цельнокатанные. Технические условия [Текст].
7. Структурные изменения в металле железнодорожных колёс при формировании термических трещин [Текст] / О. Н. Перков и др. // Залізн. трансп. України. – 2006. – № 1. – С. 44-45.
8. Вакуленко, И. А. Структура и свойства углеродистой стали при знакопеременном деформировании [Текст] / И. А. Вакуленко. – Д.: Gaudeamus, 2003. – 94 с.
9. Вакуленко, І. О. Чинники, які впливають на розвиток втомленості металу в процесі експлуатації залізничних коліс [Текст] / І. О. Вакуленко, О. Н. Перков, М. А. Грищенко // Залізн. трансп. України. – 2007. – № 5. – С. 70-71.

Надійшла до редколегії 26.08.2008.

И. М. СПИРИДОНОВА, Н. Ю. ФИЛОНЕНКО, С. Б. ПИЛЯЕВА (ДНУ, Днепропетровск)

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОЙ ХОЛОДНОЙ ПЛАСТИЧЕСКОЙ ДЕФОРМАЦИИ НА ДИФФУЗИЮ УГЛЕРОДА И БОРА В БОРСОДЕРЖАЩИХ СПЛАВАХ НА ЖЕЛЕЗНОЙ ОСНОВЕ

В роботі досліджували вплив попередньої холодної деформації на процес дифузії вуглецю і бору в бормістячому сплаві на основі заліза. Встановлено, що попередня холодна пластична деформація бормістячого сплаву зменшує дифузійну рухливість бору та вуглецю при насиченні поверхні.

В работе исследовали влияние предварительной холодной деформации на процесс диффузии углерода и бора в борсодержащем сплаве на основе железа. Установлено, что предварительная холодная пластическая деформация борсодержащего сплава уменьшает диффузионную подвижность бора и углерода при насыщении поверхности.

In the article the influence of preliminary cold deformation on the process of diffusion of carbon and boron in the boron-containing alloy on the basis of iron was explored. The preliminary cold plastic deformation of boron-containing alloy decreases boron and carbon diffusion mobility under surface saturation.

Диффузия относится к структурно чувствительным процессам, скорость которых зависит от предварительной обработки. Литературные данные о влиянии предварительной пластической холодной деформации на диффузионную подвижность углерода противоречивы. В работах [1, 2] указывают на уменьшение диффузионной подвижности углерода после предварительной холодной деформации, в других [3, 4] результаты исследований показывают об ускорении действия деформации на формирование диффузионной зоны. Известно также, что присутствие бора в сталях и в средах для цементации способствует ускорению процессов науглераживания [5]. В то же время влияние предварительной холодной пластической деформации на диффузию бора и углерода в борсодержащих сталях изучена недостаточно.

В связи с этим в данной работе исследовали влияние предварительной холодной деформации на диффузию углерода и бора в борсодержащем сплаве.

Исследование проводили на образцах со следующим составом: углерода 0,25 %, бора 0,002...0,0035 %. Предварительную обработку исследуемых сплавов осуществляли следующим образом:

- отжиг при температуре 900 °С в течение 5 часов;
- деформация сжатия при температуре 25 °С со степенью деформации 7...40 %;

После предварительной обработки насыщали поверхность образцов углеродом в течение 8 часов при температуре + 850, 950 °С в твердом карбюризаторе.

Структуру и свойства диффузионных зон исследовали методами металлографического, послыйного спектрального, дюраметрического и рентгеноструктурного анализов.

Микроструктура цементационного слоя для борсодержащего сплава, прошедшего предварительную холодную пластическую деформацию, имеет традиционный характер. На рис. 1 представлено распределение концентрации углерода по глубине цементационного слоя от степени предварительной холодной пластической деформации для борсодержащего сплава.

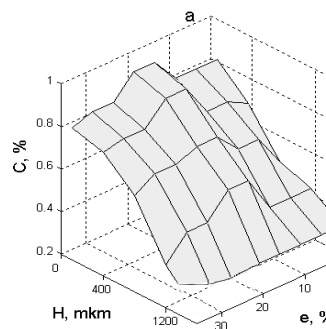


Рис. 1. Распределение концентрации углерода по глубине диффузионной зоны от степени предварительной холодной пластической деформации в борсодержащем сплаве

Как видно из рис. 1, глубина диффузионной зоны уменьшается в результате предварительной деформации.

На рис. 2 представлены результаты измерения микротвердости перлитной составляющей зоны диффузии углерода для борсодержащего

сплава, для деформированного и отожженного состояния.

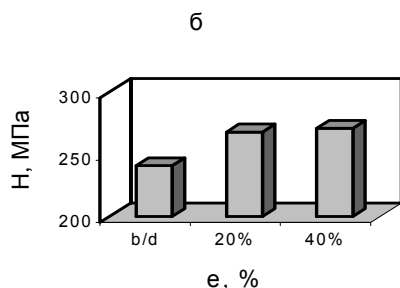


Рис. 2. Зависимость микротвердости цементационного слоя от степени предварительной деформации

Как видно из рис. 2, микротвердость цементационного слоя борсодержащего сплава увеличивается с увеличением степени деформации.

При цементации концентрация диффундирующего вещества изменяется по закону [6]:

$$c(x, \tau) = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^{\frac{h}{2\sqrt{D\tau}}} \Phi\left(\tau - \frac{h^2}{4D\mu^2}\right)^{1/2} e^{-\mu^2} d\mu, \quad (1)$$

где $\Phi(\tau)$ – концентрация на поверхности как функция времени; μ – переменная интегрирования, h – глубина цементационного слоя, D – коэффициент диффузии углерода, τ – время цементации.

Зная концентрацию углерода на поверхности после цементации и в объеме образца, время цементации, глубину диффузионной зоны, проведен расчет коэффициента диффузии по соотношению (1) и энергии активации углерода (табл. 1).

Таблица 1

Результаты расчета коэффициента диффузии и энергии активации углерода

Состав сплава		Вид предварит. т/о	ξ , % (степень деформации)	$Q \cdot 10^3$, ккал/г-атом	$D \cdot 10^{-7}$, см/с ²
С, %	В, %				
0,25	0,0035	Отожжен.	0	29,353	6,06
		деформ	20	33,239	4,91
		деформ	40	35,938	3,29

Как видно из результатов, приведенных в табл. 1, предварительная холодная деформация приводит к уменьшению величины коэффициента диффузии углерода при цементации борсодержащего сплава.

На рис. 3 представлена микроструктура борсодержащего сплава после насыщения поверхности бором.

При насыщении бором борсодержащего сплава на поверхности образуется борированный слой, а под ним слой, содержащий перлитную структуру (рис. 3б, в).

В зоне под боридным слоем наблюдали увеличение размеров зерна перлита по сравнению с величиной зерна перлита в объеме образца. Кроме того, с увеличением степени деформации борсодержащего сплава наблюдалось уменьшение глубины борированного слоя и толщины перлитной зоны по сравнению с предварительно отожженным состоянием (табл. 2).

Результаты влияния предварительной деформации на глубину диффузионной зоны приведены в табл. 2.

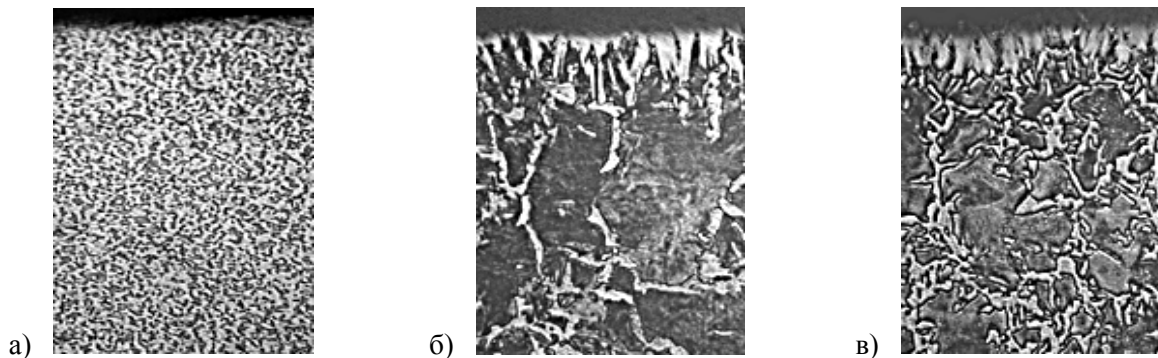


Рис. 3. Микроструктура поверхностной зоны борсодержащего сплава:

а) исходное состояние, б) после насыщения поверхности отожженного сплава, в) после насыщения поверхности предварительно деформированного сплава со степенью 20 % $\times 125$

Таблица 2

Зависимость глубины диффузионной зоны от степени предварительной деформации

Содержание		Предварительная хол. деф. ξ , %	Величина диффузионной зоны бора	
C, %	B, %		боридов	полная
0,2	0,0035	-	155,2	1237,8
0,2	0,0035	20	116,3	1071,2
0,2	0,0035	40	87,3	925,3

Под боридным слоем в сплаве наблюдали мелкодисперсные включения борцементита $\text{Fe}_3(\text{CB})$, преимущественно по границам зерен.

Предварительная холодная пластическая деформация приводит к уменьшению размеров перлитного зерна под борированным слоем (рис. 4а).

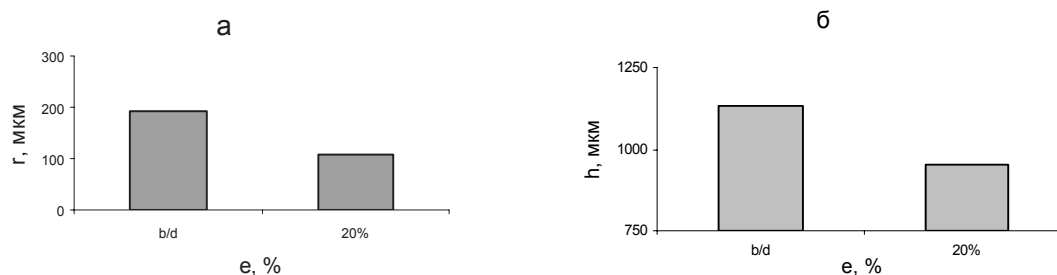


Рис. 4. Влияние предварительной обработки в борсодержащем сплаве на:
а) размер зерна перлита, б) глубину перлитной зоны

На основании экспериментальных данных по распределению содержания бора по глубине диффузионной зоны, полученных с помощью метода послойного спектрального

анализа, был осуществлен расчет эффективного коэффициента диффузии бора.

В табл. 3 представлены результаты расчета эффективного коэффициента диффузии бора.

Таблица 3

Результаты расчета эффективного коэффициента диффузии бора

Состав сплава		Вид предварит. т/о	ξ , % (степень деформации)	$D_{\text{eff}} \cdot 10^{-5}$, cm^2/s
C, %	B, %			
0,25	0,0035	Отожжен.	0	7,1
		деформ	20	5,2
		деформ	40	4,5

Процесс насыщения поверхности является диффузионным процессом, скорость которого зависит от условий предварительной обработки. В борсодержащем сплаве (рис. 1, табл. 1), при насыщении поверхности углеродом наличие предварительной холодной деформации уменьшает глубину диффузионной зоны и коэффициент диффузии углерода по сравнению с отожженным состоянием. Увеличение степени деформации приводит к уменьшению величины зоны диффузии углерода.

В результате насыщения одновременно бором и углеродом борсодержащего сплава на поверхности образуется не только боридный

слой, но и подслой, содержащий перлитную составляющую. В отожженном сплаве наблюдали увеличение величины зерна перлита по сравнению со сплавами прошедшими предварительную холодную пластическую деформацию. Известно, что бор сдвигает точку эвтектоидного превращения влево [6], приводит к увеличению зерна аустенита [7], увеличивает активность углерода [8], способствуя увеличению коэффициента диффузии углерода. Бор является горючим элементом. В результате насыщения поверхности отожженного борсодержащего сплава одновременно бором и углеродом бор будет преимущественно диффундировать по

границам зерен. В отожженном сплаве, микролегированном бором, в результате насыщения бором и углеродом преобладает зернограничная диффузия бора.

Как видно из табл. 3, в сплаве, содержащем бор, прошедшем предварительную холодную пластическую деформацию, наблюдали уменьшение глубины боридного слоя и размеров перлитной зоны. Наличие предварительной холодной пластической деформации изменяет механизм насыщения поверхности углеродом борсодержащего сплава. В сплаве, прошедшем предварительную холодную пластическую деформацию, бор будет диффундировать не только по границам зерен, но и по объему зерна. При этом бор насыщает неоднородности структуры, возникающие в объеме зерна в результате предварительной холодной пластической деформации, что приводит к уменьшению эффективного коэффициента диффузии бора.

Выводы

1. Предварительная холодная пластическая деформация уменьшает интенсивность процесса насыщения углеродом борсодержащего сплава.

2. В сплавах, содержащих бор, не прошедших предварительную холодную пластическую деформацию, процесс насыщения поверхности углеродом и бором происходит более интенсивно.

3. Предварительная холодная пластическая деформация борсодержащего сплава уменьшает диффузионную подвижность бора при насыщении поверхности бором и углеродом.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Матосян, М. А. Влияние микродефектов на диффузию атомов внедрения [Текст] / М. А. Матосян, В. Т. Борисов, В. М. Голиков // Физика металлов и металловед. – 1970. – Т. 29, Вып. 4. – С. 824.
2. Кидин, И. Н. Влияние предварительной холодной пластической деформации на диффузию углерода в аустените [Текст] / И. Н. Кидин, Г. В. Щербединский, В. И. Андрушечкин // Металловед и термич. обработ. – 1981. – № 12. – С. 26.
3. Диффузия углерода в аустенитной стали, полученной динамическим горячим прессованием [Текст] / П. Л. Грузин и др. // Физика металлов и металловед. – 1971. – Т. 29, Вып. 3. – С. 668-671.
4. Лахтин, Ю. М. Влияние предварительной холодной деформации на цементацию стали [Текст] / Ю. М. Лахтин, В. Д. Кальнер, В. К. Седуков, Т. А. Смирнова // Металловедение и термич. обработка. – 1971. – № 12. – С. 22-25.
5. Авторское свидетельство СССР № 1352979, кл. С 23 С8/06, 1985 [Текст].
6. Гудермон Э. Специальные стали [Текст] / Э. Гудермон. – М.: Металлургиздат, 1959. – Т. 2. – 1638 с.
7. Гольдштейн, Я. Г. Низколегированные стали в машиностроении [Текст] / Я. Г. Гольдштейн. – М., 1963. – С. 239.
8. Криштал, М. А. Механизм диффузии в железных сплавах [Текст] / М. А. Криштал. – М.: Металлургия, 1972. – 399 с.

Поступила в редколлегию 24.06.2008.

ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ МЕТОДІВ ОЦІНКИ ЕФЕКТИВНОСТІ ІНВЕСТИЦІЙНИХ ПРОЕКТІВ НА ТРАНСПОРТІ

В роботі розглянуто методи оцінки ефективності інвестиційних проектів. Запропоновано критерій вибору оптимального проекту. Розглянуто задачі розподілу інвестицій між залізницями.

В работе рассмотрены методы оценки эффективности инвестиционных проектов. Предложен критерий выбора оптимального проекта. Рассмотрены задачи распределения инвестиций между железными дорогами.

The methods of estimation of efficiency of investment projects are considered in the paper. The criterion of choice of optimum project is offered. The tasks of distribution of investments between railways are considered.

ВСТУП

Для багатьох підприємств з часом постає питання про розширення та модернізацію своєї діяльності. З цього приводу підприємство повинно визначитися із джерелом фінансування та розглянути набір інвестиційних проектів для вибору найпривабливішого проекту.

На залізничному транспорті гостро стоїть проблема оновлення рухомого складу, заміни існуючих магістралей на швидкісні, впровадження нових технологій моніторингу руху поїздів, підвищення безпеки руху тощо. Для вирішення будь-якої з цих проблем необхідно виконати докладне планування, розробити інвестиційні проекти та виконати їх оцінку.

Проведення оцінки ефективності проектів прийнято поділяти на два етапи. На першому етапі розраховуються показники ефективності проекту, які базуються на прогнозах даних грошових потоків, визначається суспільна значимість та комерційна ефективність проектів, розробляється схема фінансування. На другому етапі уточнюється склад учасників проекту, визнається можливість фінансування та плановий прибуток кожного з учасників проекту [1, с. 86].

Однією із задач оцінки ефективності проектів є визначення його комерційної ефективності. Багато авторів виділяють такі методи: метод чистого дисконтованого доходу, індекс рентабельності інвестиційного проекту тощо [1–3]. Але чи потрібно при проведенні аналізу ефективності інвестиційних проектів застосовувати всі ці методи? Для відповіді на це питання проведемо класифікацію методів та визначимо слабкі та сильні сторони кожного методу.

КЛАСИФІКАЦІЯ МЕТОДІВ ОЦІНКИ ЕФЕКТИВНОСТІ ІНВЕСТИЦІЙНИХ ПРОЕКТІВ

До методів оцінки ефективності інвестиційних проектів відносять такі методи [2, с. 157–162; 4, с. 187–191; 5]:

- 1) *чистий дохід (ЧД)* представляє собою суму грошових потоків за період реалізації інвестиційного проекту:

$$ЧД = \sum_{i=0}^N CF_i, \quad (1)$$

де CF_i – грошовий потік в i -му періоді, який складається з грошових потоків від операційної, інвестиційної та фінансової діяльності та визначається як $CF_i = R_i - Z_i$, R_i – результати, що досягаються на i -му кроці, Z_i – витрати на i -му кроці інвестиційного проекту; N – кількість періодів планування проекту.

- 2) *чистий дисконтований дохід (ЧДД)* є інтегральним показником ефективності інвестиційного проекту, що показує величину дисконтованого грошового потоку, який формується протягом життя інвестиційного проекту:

$$ЧДД = \sum_{i=1}^N \frac{CF_i}{(1+d)^i} - IC, \quad (2)$$

де IC – початкові інвестиції; d – ставка дисконту. Формулу (2) застосовують для розрахунку ЧДД, коли періодом планування виступає рік. Якщо $ЧДД > 0$, то інвестиційний проект є прибутковим; якщо $ЧДД < 0$, то інвестиційний проект є неприбутковим і його слід відхилити;

якщо $ЧДД = 0$, то проект є неприбутковим та незбитковим.

- 3) *індекс рентабельності інвестицій (PI)* показує рентабельність інвестицій, що вкладаються в інвестиційний проект:

$$PI = \frac{\sum_{i=1}^N \frac{CF_i}{(1+d)^i}}{IC}. \quad (3)$$

Якщо $PI = 1$, то дохідність інвестиційного проекту відповідає закладеному нормативу рентабельності; якщо $PI > 1$, то інвестиційний проект є прибутковим; якщо $PI < 1$, то проект є неприбутковим і його слід відхилити.

- 4) *внутрішня норма дохідності (ВНД)* – ставка дисконту, застосування якої при розрахунку забезпечило б рівність поточної вартості очікувальних грошових надходжень та відтоків. ВНД характеризує максимальний допустимий рівень витрат при реалізації інвестиційного проекту:

$$\sum_{i=1}^N \frac{CF_i}{(1+ВНД)^i} = IC, \quad (4)$$

$$\sum_{i=0}^N \frac{CF_i}{(1+ВНД)^i} = 0, \quad (5)$$

$$\sum_{i=0}^N \frac{CF_i^-}{(1+ВНД)^i} = \sum_{i=0}^N \frac{K_i}{(1+ВНД)^i}, \quad (6)$$

де K_i – капіталовкладення на i -му кроці реалізації інвестиційного проекту; $CF_i^- = CF_i - K_i$ – грошовий потік на i -му кроці без врахування капіталовкладень.

Оцінка інвестицій основана на порівнянні ВНД та норми прибутку (НП), яку хотіли б отримати інвестори. Якщо $ВНД > НП$, то це означає, що дохідність інвестиційного проекту перевищує необхідну НП чи дохідність альтернативного інвестиційного проекту. В цьому випадку проект можна приймати на розгляд. Якщо $ВНД < НП$, то в проект не слід вкладати капітал. Якщо $ВНД = НП$, то дохідність інвестиційного проекту співпадає з дохідністю альтернативного вкладення капіталу.

На практиці для визначення ВНД застосовують формулу (7), при обчисленні якої слід вибрати дві ставки дисконту d_1 та d_2 , $d_1 < d_2$, таким чином, щоб на заданому інтервалі $(d_1; d_2)$ ЧДД змінював знак.

$$ВНД = d_1 + \frac{ЧДД_1}{ЧДД_1 - ЧДД_2} (d_2 - d_1), \quad (7)$$

де $ЧДД_1 = ЧДД(d_1)$, $ЧДД_2 = ЧДД(d_2)$.

- 5) *строк окупності інвестицій (CO)* – час, за який вкладені інвестиції повністю повертаються за рахунок отриманого прибутку від реалізації проекту:

$$CO = \frac{IC}{CF_{cp}}, \quad (8)$$

де CF_{cp} – щорічний середній прибуток за інвестиційним проектом.

Але такий розрахунок не дає точного визначення строку окупності інвестицій, тому слід застосовувати таку формулу:

$$\sum_{i=1}^{CO} CF_i \geq IC. \quad (9)$$

- 6) *дисконтований строк окупності інвестицій (ДСО)* – час, за який вкладені інвестиції повністю повертаються за рахунок отриманого прибутку від реалізації проекту з урахуванням процесу дисконтування:

$$\sum_{i=1}^{CO} \frac{CF_i}{(1+d)^i} \geq IC. \quad (10)$$

- 7) *індекс доходності витрат (ІДВ)* – відношення суми грошових надходжень до суми грошових відтоків.
8) *індекс доходності дисконтованих витрат (ІДДВ)* – відношення суми дисконтованих грошових надходжень до суми дисконтованих грошових відтоків.
9) *бухгалтерська рентабельність інвестицій чи коефіцієнт прибутковості інвестицій (БР) у звітному періоді:*

$$БР = \frac{\Pi(1+k)}{A_{cp}} \times 100\%, \quad (11)$$

де Π – прибуток за інвестиційним проектом в звітному періоді; k – ставка оподаткування прибутку; A_{cp} – середня вартість активів у звітному періоді

$A_{cp} = \frac{A_n + A_k}{2}$, A_n – вартість активів на початок звітного періоду, A_k – вартість активів на кінець звітного періоду.

- 10) *норма прибутку на вкладені інвестиції:*

$$НП_{инв} = \frac{ЧП}{IC} \times 100\%, \quad (12)$$

де $ЧП$ – чистий прибуток за інвестиційним проектом.

В результаті огляду та аналізу методів оцінки інвестиційного проекту можна виділити такі кваліфікаційні признаки:

1. З урахуванням дисконтування

Методи оцінки інвестиційних проектів, які використовують норму дисконту:

- чистий дисконтований дохід;
- дисконтований строк окупності інвестицій;
- індекс рентабельності інвестицій;
- внутрішня норма доходності інвестиційного проекту.

2. За одиницями виміру

1) абсолютні грошові одиниці виміру

- чистий дохід;
- чистий дисконтований дохід;
- 2) абсолютні одиниці виміру часу*
- строк окупності;
- дисконтований строк окупності;

3) відносні одиниці виміру

- внутрішня норма доходності;
- індекс доходності витрат;
- індекс доходності дисконтованих витрат;
- бухгалтерська рентабельність інвестицій чи коефіцієнт прибутковості інвестицій;
- норма прибутку на вкладені інвестиції.

3. За періодом розрахунку

- використовуються дані за період реалізації інвестиційного проекту;
- використовуються дані за певний період (рік, квартал тощо).

До слабких сторін методів, що не використовують ставку дисконтування, можна віднести той факт, що вони не враховують зміну вартості грошей у часі. Це є досить вагомим недоліком, оскільки при розрахунку будь-якої майбутньої чи приведеної вартості грошей слід враховувати темпи зміни інфляції.

Також можна відокремити декілька показників, що не показують достатньо повно дані щодо ефективності інвестиційного проекту. Наприклад, показник бухгалтерської рентабельності інвестицій відображає значення лише за певний крок реалізації інвестиційного проекту. Показники «індекс доходності витрат» та «індекс доходності дисконтованих витрат» показують, скільки доходу отримують інвестори на кожну гривню понесених витрат. Але вони не відображають повну інформацію для прийняття рішення щодо вкладення капіталу у певний інвестиційний проект.

Показники чистого дисконтованого доходу та індексу рентабельності інвестицій дублюють один одного. Різниця між ними постає в тому, що чистий дисконтований дохід представляється як абсолютна величина, а індекс рентабельності інвестицій є відносною величиною.

При виконанні розрахунків за методами, що використовують дисконтування, слід також враховувати фактор інфляції та різноманітні ризики, що притаманні конкретному інвестиційному проекту. Для включення величини інфляції до ставки дисконту слід застосовувати таку формулу [4, с. 194]:

$$d_I = (1 + d)(1 + I) - 1, \quad (13)$$

де d – ставка дисконту без урахування інфляції; d_I – ставка дисконту з урахуванням інфляції; I – середньорічний індекс інфляції.

Але ж в кожному році індекс інфляції не є константною величиною, тому при обчисленнях ЧДД можна застосувати один із наступних варіантів розрахунку:

1. На кожному році реалізації інвестиційного проекту норма дисконту буде змінюватися. Норма дисконту представляє собою вектор $d = [d_1, \dots, d_N]$.
2. Темпи зміни інфляції прийняти однаковими для всіх років реалізації проекту [6, с. 210]:

$$T_I = \left(\frac{I_N}{I_1} \right)^{\frac{1}{n-1}} \times 100 \%. \quad (14)$$

В результаті детального розгляду кожного методу оцінки ефективності було прийнято рішення виділити два найважливіших показника, на основі яких інвестор матиме змогу приймати рішення щодо вкладання капіталу. Це чистий дисконтований дохід та внутрішня норма доходності інвестиційного проекту.

ПРОПОЗИЦІЇ ЩОДО УДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДІВ ОЦІНКИ ЕФЕКТИВНОСТІ ІНВЕСТИЦІЙНИХ ПРОЕКТІВ

1. Обчислення внутрішньої норми доходності інвестиційного проекту.

Використовуючи формулу (6), можна виконати ряд перетворень для знаходження ВНД. Зробимо заміну $\alpha = 1 + \text{ВНД}$. Потім ліву та праву частини слід помножити на α^N :

$$\alpha^N \sum_{i=0}^N \frac{CF_i^-}{\alpha^i} = \alpha^N \sum_{i=0}^N \frac{K_i}{\alpha^i}, \quad (15)$$

$$\sum_{i=0}^N CF_i^- \alpha^{N-i} = \sum_{i=0}^N K_i \alpha^{N-i}, \quad (16)$$

$$\sum_{i=0}^N (CF_i^- - K_i) \alpha^{N-i} = 0. \quad (17)$$

Розв'язавши рівняння (17), буде знайдено значення α , а відповідно і ВНД: $BHD = 1 - \alpha$.

Розглянемо приклад обчислення ВНД для інвестиційного проекту, період реалізації якого дорівнює трьом рокам. Відомі грошові потоки $CF^- = (CF_1^-, CF_2^-, CF_3^-)$ та капіталовкладення за роками $K = (K_1, K_2, K_3)$. Використовуючи формули (15)–(17), виконаємо ряд перетворень:

$$\begin{aligned} \frac{CF_1^-}{\alpha} \times \alpha + \frac{CF_2^-}{\alpha^2} \times \alpha + \frac{CF_3^-}{\alpha^3} \times \alpha = \\ = \frac{K_1}{\alpha} \times \alpha + \frac{K_2}{\alpha^2} \times \alpha + \frac{K_3}{\alpha^3} \times \alpha \end{aligned}, \quad (18)$$

$$CF_1^- + \frac{CF_2^-}{\alpha} + \frac{CF_3^-}{\alpha^2} = K_1 + \frac{K_2}{\alpha} + \frac{K_3}{\alpha^2}, \quad (19)$$

$$\begin{aligned} (CF_1^- - K_1) \alpha^2 + (CF_2^- - K_2) \alpha + \\ + (CF_3^- - K_3) = 0 \end{aligned}, \quad (20)$$

Нехай $A = (CF_1^- - K_1)$, $B = (CF_2^- - K_2)$, $C = (CF_3^- - K_3)$, тоді розв'язавши квадратичне рівняння $A\alpha^2 + B\alpha + C = 0$, можна знайти значення α . Але квадратичне рівняння може не мати розв'язків у випадку, коли дискримінант $D = B^2 - 4AC$ – від'ємне число. Це можна пояснити тим, що грошові потоки інвестиційного проекту є негативними, тоді графік функції $ЧДД(d)$ ніколи не перетинає вісь абсцис.

Також може бути ситуація, коли рівняння має два розв'язки. Тоді постає питання, який із розв'язків відповідає дійсно ВНД. Якщо один корінь є додатне число, а інший – від'ємне, то відповідно ВНД відповідає додатній корінь. Але невідомо, який корінь слід обрати при обох додатних коренях.

2. Вибір оптимального проекту.

Для вибору оптимального інвестиційного проекту пропонується використовувати два показника: ЧДД та ВНД. Кожен інвестор прагне збільшити прибуток від вкладення капіталу в інвестиційний проект, тобто критерієм вибору проекту може служити критерій $ЧДД \rightarrow \max$. З іншого боку, раціонально вкладати капітал у

проект з найбільшим ВНД, тобто критерієм може виступати $BHD \rightarrow \max$. Але ці два критерії є протилежними один до одного, оскільки при збільшенні ВНД зменшується ЧДД. Тому необхідно побудувати область компромісних рішень. Критерієм вибору оптимального інвестиційного проекту пропонується використовувати критерій:

$$\Phi(P) = \max_{P_i} \min \left\{ \frac{d_i}{d^*}; \frac{ЧДД_i}{ЧДД^*} \right\}, \quad (21)$$

де P_i – i -тий проект, d^* – мінімально допустиме значення норми дисконту, $ЧДД^*$ – мінімально допустиме значення ЧДД, яке прийнятне для інвесторів.

За проектами, наведеними у [7, с. 203–204], була побудована залежність ЧДД від норми дисконту (рис. 1). ВНД проекту № 2 складає 0.355, а ВНД проекту № 1 дорівнює 0.32.

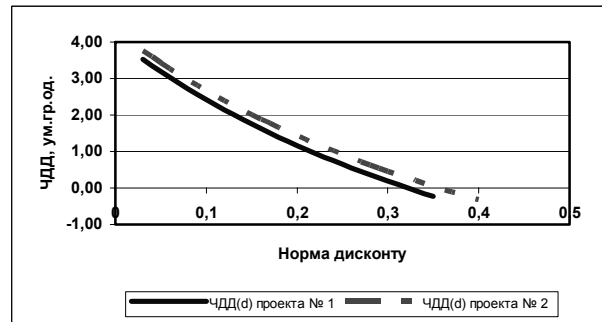


Рис. 1. Залежність ЧДД від норми дисконту проектів № 1 та № 2

Було виконано розрахунки ЧДД проектів за критерієм (21) для вибору оптимального з двох проектів. Таким проектом виявився проект № 2.

ЗАДАЧА РОЗПОДІЛУ ІНВЕСТИЦІЙ МІЖ ЗАЛІЗНИЦЯМИ НА ОДИН РІК

Припустимо, що кожен рік для Укрзалізниці виділяються кошти на розвиток та реалізацію пасажирських перевезень. Кошти можуть бути спрямовані на закупівлю нових пасажирських вагонів, ремонт вагонів, що знаходяться в експлуатації і потребують ремонту.

Слід розв'язати задачу оптимального розподілу інвестицій між залізницями таким чином, щоб максимізувати сумарний прибуток від пасажирських перевезень за рік. Під інвестиціями будемо розуміти кредити банків, а також власний прибуток за попередні роки.

Для оцінки ефективності вкладених інвестицій пропонується застосовувати чистий дисконтований дохід.

Нехай для пасажирських перевезень було виділено деякі ресурси на рік. Нехай є N залізниць, які займаються пасажирськими перевезеннями. Кожній залізниці ставиться у відповідність номер від 1 до N , а також деяка функція, яка оцінює ефективність роботи залізниці: величина прибутку, яка залежить від обсягу виділених ресурсів для залізниці, а також прибутку, отриманого за попередні роки [8].

Нехай x_i – кількість ресурсу, що виділяється для залізниці з номером i ($i = \overline{1, N}$), а величина прибутку, який приносить залізниця, задається функцією $g_i = g(x_i, x_{i-1}, \dots, x_1)$. Для обчислення значення функції g_i розроблено спеціальний оператор, який враховує виконання пасажирських перевезень за планом формування пасажирських поїздів [9].

Сумарний прибуток від пасажирських перевезень всіма залізницями можна представити таким виразом:

$$R(x_1, x_2, \dots, x_N) = \sum_j g_j(x_j, x_{j-1}, \dots, x_1). \quad (22)$$

Нехай Z – обсяг ресурсів, які було виділено на рік залізницям. Тоді має місце таке обмеження для x_i ($i = \overline{1, N}$):

$$\sum_{i=1}^N x_i = Z. \quad (23)$$

На ресурси x_i накладаються умови невід'ємності:

$$x_i \geq 0, i = \overline{1, N}. \quad (24)$$

Повинна забезпечуватися мінімальна потреба пасажирських перевезень:

$$\{P_i(x_i) \geq P_i^*\}, \quad (25)$$

де $P_i(x_i)$ – обсяг пасажирських перевезень i -тої залізниці при об'ємі інвестування x_i ; P_i^* – мінімально допустимий обсяг пасажирських перевезень i -тої залізниці.

Умови (23)–(25) задають допустиму область визначення функції (22).

Таким чином, задача оптимального розподілу обмеженого ресурсу складається в пошуку таких значень x_i ($i = \overline{1, N}$), за яких функція $R(x_1, x_2, \dots, x_N)$ була б максимальною, при виконанні обмежень (23)–(25). Рішення задачі (22)–(25) можна представити виразом:

$$X^0 = \{x_1^0, x_2^0, \dots, x_N^0\} = \arg \max_{\sum_{i=1}^N x_i = Z, x_i \geq 0, i = \overline{1, N}} R(x_1, x_2, \dots, x_N). \quad (26)$$

Задача (22)–(25) відноситься до класу задач умовної оптимізації, для вирішення якої можна використати метод динамічного програмування.

ЗАДАЧА РОЗПОДІЛУ ІНВЕСТИЦІЙ МІЖ ЗАЛІЗНИЦЯМИ НА ДЕКІЛЬКА РОКІВ

Припустимо, що планується фінансування в декілька етапів, де етап представляє собою один рік. Слід розв'язати задачу оптимального розподілу ресурсів по етапах між залізницями таким чином, щоб максимізувати сумарний прибуток від пасажирських перевезень за кожен рік, а також за всіма роками, коли проводиться фінансування.

Нехай для пасажирських перевезень було виділено деякі фінансові ресурси на T років.

Нехай є N залізниць, які займаються пасажирськими перевезеннями. Кожній залізниці ставиться у відповідність номер від 1 до N , а також деяка функція, яка оцінює ефективність роботи залізниці: величина прибутку, яка залежить від обсягу виділених ресурсів для залізниці.

Нехай x_{ij} – кількість ресурсу, що виділяється для залізниці з номером i у рік з номером j ($i = \overline{1, N}, j = \overline{1, T}$), а величина прибутку, який приносить залізниця, задається функцією

$$g_{ij} = g\left(x_{ij} + \sum_{k=1}^{j-1} a_k g(x_{ik})\right), \quad (27)$$

де a_k – коефіцієнт, який визначає долю використання отриманого прибутку на k -му етапі фінансування;

$\sum_{k=1}^{j-1} g(x_{ik})$ – сума прибутку, який отримає i -та залізниця за періоди фінансування від 1 до $j-1$.

Сумарний прибуток від пасажирських перевезень всіма залізницями можна представити таким виразом:

$$R = \sum_{j=1}^T R(x_{1j}, x_{2j}, \dots, x_{Nj}) = \sum_{j=1}^T [g_{1j}(x_{1j}) + g_{2j}(x_{2j}) + \dots + g_{Nj}(x_{Nj})]. \quad (28)$$

Нехай Z – обсяг ресурсів, які було виділено залізницям на весь період фінансування. Тоді має місце таке обмеження для x_{ij} :

$$\sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^T x_{ij} = Z, \quad (29)$$

$$\sum_{i=1}^N x_{ij} = z_j, \quad (30)$$

$$\sum_{j=1}^T z_j = Z, \quad (31)$$

де z_j – обсяг ресурсів, що було виділено на j -тий рік.

На ресурси x_{ij} накладаються умови невід’ємності:

$$x_{ij} \geq 0, i = \overline{1, N}, j = \overline{1, T}. \quad (32)$$

А також слід враховувати забезпеченість пасажирських перевезень планом формування пасажирських поїздів [9]:

$$\{P(x_{ij}) \geq P_{ij}^*\}. \quad (33)$$

Умови (29)–(33) задають допустиму область визначення функції (28). Таким чином, задача оптимального розподілу обмеженого ресурсу складається в пошуку таких значень x_{ij} , за яких функція (28) була б максимальною, при виконанні обмежень (29)–(33):

$$R = \sum_{j=1}^T R(x_{1j}, x_{2j}, \dots, x_{Nj}) \rightarrow \max. \quad (34)$$

Кроки розв’язання задачі (29) – (33):

1. Вирішити задачу (22)–(25) для першого року фінансування для z_1 , $z_1 = 0..Z$.
2. Визначити коефіцієнт використання прибутку a_1 .
3. Вирішити задачу (22)–(25) для другого року фінансування для z_2 , $z_2 = 0..(Z - z_1)$. При вирішенні слід враховувати прибуток, який отримують залізниці в першому році.
4. Повторювати кроки 2 та 3 для років

$$j = \overline{3, T}, \text{ де } z_j = 0.. \left(Z - \sum_{k=1}^{j-1} z_k \right).$$

Для вирішення поставленої задачі можна використати метод динамічного програмування.

ВИСНОВКИ

Використання запропонованого критерію вибору інвестиційних проектів дозволить будувати множину компромісних варіантів, а також обирати оптимальний інвестиційний проект.

Застосування задач розподілу інвестицій між залізницями дозволить виконувати оптимальне планування використання інвестицій на оновлення і модернізацію основних та обігових фондів залізниць, підвищить ефективність планування діяльності залізниць.

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Кулаєв, Ю. Ф. Економіка залізничного транспорту: навч. посібник [Текст] / Ю. Ф. Кулаєв. – Ніжин: ТОВ «Вид-во «Аспект-Поліграф», 2006. – 232 с.
2. Экономика железнодорожного транспорта: учебник для вузов ж.-д. трансп. [Текст] / под ред. Н. П. Терешинной, Б. М. Лапидуса, М. Ф. Трихункова. – М.: УМК МПС России, 2001. – 600 с.
3. Бланк, И. А. Инвестиционный менеджмент: учебный курс [Текст] / И. А. Бланк. – 2-е изд., перераб. и доп. – К.: Эльга, Ника-Центр, 2006. – 552 с.
4. Майорова, Т. В. Инвестиционная деятельность: навч. посібник [Текст] / Т. В. Майорова. – К.: Центр навч. літератури, 2004. – 376 с.
5. Стрелков, И. А. Подход до прогнозування основних характеристик економічної ефективності ППС [Текст] / И. А. Стрелков, П. П. Ігнатенко // Проблеми програмування. – 2007. – № 4. – С. 13-20.
6. Красс, М. С. Математические методы и модели для магистрантов экономики: учеб. пособие [Текст] / М. С. Красс, Б. П. Чупрынов. – СПб.: Питер, 2006. – 496 с.
7. Дилигенский, Н. В. Нечеткое моделирование и многокритериальная оптимизация производственных систем в условиях неопределенности: технология, экономика, экология [Текст] / Н. В. Дилигенский, Л. Г. Дымова, П. В. Севастьянов. – М.: Изд-во «Машиностроение – 1», 2004.
8. Горелов, Ю. Н. Метод динамического программирования в задачах оптимального распределения и управления запасами: лаб. практикум [Текст] / Ю. Н. Горелов, С. Б. Данилов, К. Л. Терехов; Федеральное агентство по образованию. – Самара: Изд-во «Самарский университет», 2006. – 40 с.
9. Скалзуб, В. В. Удосконалення методу оптимізації плану формування пасажирських поїздів з урахуванням обсягів інвестицій [Текст] / В. В. Скалзуб, Ю. С. Бараш, І. М. Вишнякова // Вісник Дніпропетр. нац. ун-ту заліз. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – 2006. – Вип. 12. – Д.: Вид-во ДНУЗТ, 2006. – С. 249-255.

Надійшла до редколегії 22.07.2008.

ВПЛИВИ ІНФЛЯЦІЙНИХ ПРОЦЕСІВ НА ЕКОНОМІЧНИЙ РОЗВИТОК СУСПІЛЬСТВА

Стаття присвячена теоретико-методичним проблемам дослідження факторів впливу інфляційних процесів на економічний розвиток суспільства. Автором аналізуються державні заходи нейтралізації негативних проявів інфляції.

Статья посвящена теоретико-методическим проблемам исследования факторов влияния инфляционных процессов на экономическое развитие общества. Автором анализируются государственные меры нейтрализации негативных проявлений инфляции.

The article is devoted to theoretical-methodical problems of the study of factors of influencing the inflation processes on the economic development of society. The author has analyzed the state counter-measures to neutralize the negative effects of inflation.

Однією із передумов скорочення, або недостатності запланованих інвестицій та непередбаченості одержання певних обсягів інвестицій, які могли б бути залучені в економіку країни, є інфляція, яка може проявлятися як результат розбалансованості сукупного попиту й сукупної пропозиції в суспільстві та виявлятися у зростанні загального рівня цін, знецінюванні грошових коштів, у формі відносного подорожчання іноземної валюти чи золота.

Інфляція, яка перекладається як «здіймання», за своєю сутністю сприймається як переповнення каналів обертання надлишковими грошовими коштами, що не забезпечені відповідним зростанням товарної маси. Можливо вважати, що інфляція обумовлена деформацією грошового обертання, яке стало постійним та вже хронічним явищем із середини 30-х рр. XX ст. у багатьох країнах світу.

У сучасній економіці акцент робиться на виділенні п'яти основних причин сьогодення, які впливають на виявлення інфляційних процесів:

1. Незбалансованість державних витрат та прибутків, що позначається на дефіциті державного бюджету, який фінансується за рахунок позик Національного банку, що веде до зростання грошової маси в наявному обігу.

2. Надмірне, завищене інвестування, яке призводить до перевищення обсягів інвестицій у можливостях економіки та сприяє стримуванню зростання споживання. Такі явища можуть спостерігатись у воєнізованій економіці, де збільшення видатків у військових цілях викликає потребу щодо розширення грошової емісії, до того ж це виснажує ресурси, через що уповільнюється розвиток споживання, тобто

грошова маса не знаходить адекватного покриття.

3. Розвиток тенденцій монополізації в економіці та переважання монополізму над конкуренцією тягне за собою зменшення пропозиції, встановлює й утримує високий розмір цін та посилює невідповідність між грошовою і товарною масою.

4. Скорочення надходжень від зовнішньої торгівлі та зростання цін на імпортовану продукцію й товари.

5. Інвестиційне очікування, яке через постійне підвищення цін на товари та послуги обумовлює підвищений попит на товари, продукцію, матеріальні цінності, які споживачі прагнуть придбати надмірно, аби позбутись грошової маси, понад своїх поточних потреб. В той же час виробники, в очікуванні підвищення цін на ресурси, сировину, матеріали, підвищують ціни на готову продукцію, тобто відбувається загальне підвищення цін, а інфляція набуває самопідтримуючого характеру.

Враховуючи те, що інфляція є наслідком не тільки внутрішніх, але й зовнішніх причин, при підтриманні на державному рівні стабільного валютного курсу, а також постійних надходжень іноземної валюти до країни, через зростання цін на імпортовані товари, в змозі виникнути так звана імпортована інфляція.

Інфляція являє собою безперечно негативне економічне явище, яке, набувши високого рівня, переростає у економічне лихо. Якщо ж інфляція набуває галопуючого вигляду, то економічне господарство зазнає втрат і дезорганізації ще й через невизначеність ринкової кон'юнктури, тоді ціна вже не виконує свою головну функцію у ринковому господарстві – перестає бути

об'єктивним показником.

П. Хейне свого часу відмічав, що невизначеність щодо майбутніх цін, яка виявляється через інфляцію, може призвести до зростання взаємного незадоволення, яке порушує здатність щодо співробітництва між різними прошарками суспільства. До того ж, інфляція породжує скорочення надходжень інвестицій, підриває стимули щодо грошового накопичення, збільшує рівень бартерних операцій, тобто провокує перехід від грошової до натуральної форми платежів, а все це стримує економічний розвиток, обмежуючи міжгосподарські зв'язки, обумовлюючи падіння виробництва, що призводить, у свою чергу, й до зменшення пропозиції та занепадає господарство.

Інфляційні процеси підривають соціальну, економічну й політичну стабільність у суспільстві, що являє собою одну із найбільш гострих проблем в сучасному розвитку економіки не тільки в Україні, але й у багатьох країнах світу. Високі темпи зростання цін призводять також і до зниження конкурентоспроможності вітчизняних товарів, через що зростає імпорт не тільки необхідних ресурсів та товарів, а навпаки, збільшується заїзз не якісних товарів широкого вжитку й низького гатунку, зменшується експорт, зростає безробіття й, відповідно, відбувається зруйнування економіки. Зростання інфляції провокує підвищення попиту на іноземну валюту, як найбільш стабільну, спонукає до спекуляцій на валютному ринку, позначається на відпливі капіталів за кордон, що, в свою чергу, прискорює зростання цін.

Інфляція впливає також і на кредитну пропозицію, оскільки в цей період кредитори значно скорочують, або запобігають їх надання у зв'язку із тим, що позика одержується як «дорогі» гроші, а повертається вже як «дешеві».

Негативні наслідки інфляції на практиці використовуються як банками, так й урядовими установами, оскільки, якщо є значні нагромадження державних боргів, інколи проводять практику короткотермінового стимулювання інфляції, з метою знецінення своєї заборгованості, а також за допомогою випуску у обіг так званих «безтоварних» грошей, тобто через збільшення видатків бюджету проводять пожвавлення економіки, надаючи їй необхідний динамізм.

Сучасне спрямування кейнсіанської теорії виділяє такі два впливові види інфляції: попиту й витрат. Інфляцію попиту можливо представити як перевищення сукупного попиту над поточними виробничими можливостями, які призводять до підвищення рівня цін. Інфляція та-

кого роду починається із зростання цін на кінцевий продукт, поступово поширюючись на фактори виробництва, при цьому зростання цін на останні відстає від зростання цін на перші. Якби не були причини початкового зростання цін, вони негайно наштовхуються на обмеження, які пов'язані із фактичним обсягом грошової маси. Інакше кажучи, підвищення попиту породжує не стільки інфляцію, скільки її загрозу, звідси виникають проблеми, у більшості випадків для державних органів (наприклад, для уряду й Національного банку), щодо запровадження регулюючих механізмів обсягів грошової маси. На цей період держава, намагаючись запобігти загрозі спаду виробництва, запроваджує важелі впливу, застосовуючи їх в основному адміністративного й, меншою мірою, економічного характеру, одними з яких можуть бути паліативне розширення грошової сфери обертання, для чого збільшуються обсяги грошової маси, що, відповідно, в змозі спровокувати інфляційні процеси. У короткостроковій перспективі така державна політика визначається підвищенням цін та збільшенням реального виробництва продукції, а у довгостроковій перспективі адміністрування призводить тільки до зростання цін випуску, тобто до інфляційної спіралі.

Якщо ж держава стримує зростання грошової маси, то через достатньо короткий термін часу відбувається дезінфляція, а саме скорочується попит та відновлюється рівновага. Вітчизняна практика вже довела, що наявність бажаних придбати продукцію, яка ще не гарантована від того, буде вона у продажу чи ні, виявляє опційний характер взаємовідносин, як це відбувалось в Україні у 1995-1999 рр., коли перед посівною та й перед періодом збору врожаю монопольні утворення, незважаючи на підвищений попит на паливно-мастильні матеріали, приховували, в очікуванні підвищення цін, свою продукцію у багатьох регіонах країни.

Один із видів інфляції – інфляція витрат, через ряд суб'єктивних й об'єктивних обставин, внутрішніх та зовнішніх впливів, визначається зростанням витрат виробництва, у розрахунку на одиницю продукту, а відповідно пропозиція, при попередніх цінах, падає, що викликає, у свою чергу, підвищення цін, внаслідок чого, при недостатньому попиті, обсяги виробництва, а також зайнятості скорочуються. Такого роду інфляція починається із зростання цін на фактори виробництва, а вже потім розповсюджується за технологічним ланцюжком на кінцевий продукт. Якщо ж при інфляції витрат, з метою

запобігання спаду виробництва, зменшити контролюючі дії (тобто адміністрування) за збільшенням грошової маси, то можливо припустити, з високим ступенем вірогідності, що очікування розкручення такої інфляційної спіралі, як і у випадку із інфляцією попиту – у короткостроковій перспективі відбувається зростання цін й реального випуску продукції, а у довгостроковій – тільки зростання цін. І навпаки, при проведенні політики жорсткого бюджетного обмеження, спад виробництва, з часом, зводить інфляцію до мінімуму. Через специфіку конкретних факторів зростання витрат, а також тривалість цього періоду, дезінфляція може бути достатньою для того, щоб так звані номінальні витрати, при застосуванні визначених традиційних заходів, зросли до неприйнятного у соціальному й політичному відношенні рівня.

У розроблених та запропонованих монетаристами підходах щодо факторів інфляційних процесів підкреслюється, що вони завжди є грошовим явищем й тому вирішення цієї проблеми пов'язується із заходами у сфері грошового обертання. За їх визначенням існує взаємозв'язок між попитом на гроші й кількістю самих грошей в обігу. Суб'єкти господарської діяльності виявляють, в процесах господарських відносин, стабільний попит на грошові кошти, а якщо кількість грошей в обігу перевищує рівень попиту, тоді суб'єкти прагнуть пред'являти стабільний попит на гроші, й навпаки, в іншому випадку суб'єкти прагнуть позбавлятися надлишкової грошової маси, що, у свою чергу, різними шляхами призводить до виникнення та розвитку інфляції.

Одним із антиінфляційних заходів, якими в змозі керуватись для забезпечення сталого розвитку економіки, може бути зменшення кількості грошей в обсягу, а по мірі того, як суб'єкти господарювання пристосовуються до нових умов, при скороченні кількості грошей, в дію вступають сили, які спрямовані на зниження темпів інфляції.

При переході до ринкової економіки визначається обумовленість того, що в ній здатні діяти сили у напрямку вирівнювання протиріччя між кількістю грошей, яку суб'єкти бажали б мати, й наявною грошовою масою в обігу, саме тому можливі спроби зменшення кількості цінних паперів (що в Україні ще не набуло свого значення), які також є в обігу, а це, відповідно, призведе до підвищення норми проценту, або зниження попиту приватного сектору на товари та послуги. Такі заходи зможуть призвести до скорочення виробництва, а через деякий час й до зниження темпів зростання цін. Однак мож-

ливо спрогнозувати й підвищення обмінного курсу валют (що спостерігалось в Україні), як можливого варіативного підходу щодо вирішення наявної проблеми. Такі заходи в змозі знизити ціни на імпортовані товари та на певний час скоротити активність орієнтованих на експорт галузей, які відчують зниження тиску на витрати виробництва.

Механізм, за допомогою якого зменшення кількості грошей в обігу повинно знизити темпи інфляції, залежить від певних конкретних обставин, звідси швидкість досягнення результатів запровадження грошової політики в економіці значною мірою залежить від того, що від неї чекають.

Таким чином, проявляється уявлення, яке широко розповсюджено та визначає, що контролювання грошового обертання послаблює інфляцію тим більше, чим скоріше вдається її приборкати, й тим меншими будуть втрати від скорочення виробництва.

Підходи монетаристської теорії виходять із того, що інфляція викликана змінами рівня попиту й не носить витратного характеру, отож ця теорія, у чистому вигляді, не виділяє місця політиці у галузі доходів.

При цьому підході припускається, що підприємства, при певних умовах, тривалий час здатні одержувати товарно-грошову рівновагу на ринку, тому держава за цих обставин не має необхідності втручатись в їх діяльність із запровадженням антиінфляційних цін.

Звідси, стримування інфляції може бути забезпеченим регулюючими заходами виключно у грошовій формі, а саме грошово-кредитною політикою національних банків, яка має бути спрямованою на обмеження грошової маси. Цим визначенням і розкриваються завдання, які постають перед фінансово-кредитними й банківськими системами сучасного ринкового спрямування.

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Базилевич, В. Д. Державні фінанси: навч. посібник [Текст] / В. Д. Базилевич, Л. О. Баластрик; за заг. ред. В. Д. Базилевича. – К.: АТІКА, 2002. – 368 с.
2. Василик, О. Д. Теорія фінансів [Текст] / О. Д. Василик. – К.: Основи, 2002. – 547 с.
3. Власюк, В. Є. Важелі управлінських впливів на проведення фінансово-кредитної політики: монографія [Текст] / В. Є. Власюк. – Д.: Вид-во ДНУЗТ, 2006. – 268 с.

Надійшла до редколегії 22.04.2008.

Наукове видання

В І С Н И К

Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна

Випуск 23

Українською, російською та англійською мовами

Відповідальний за випуск *І. П. Корженевич*
Комп'ютерна верстка *В. В. Кузьменко*

Статті в збірнику друкуються в авторській редакції

Здано до набору 01.09.2008. Підписано до друку 01.09.2008. Формат 60×84 1/8.
Папір офсетний. Друк офсетний. Умов. друк. арк. 16,39.
Обл.-вид. арк. 17,33. Тираж 100 прим. Зам. № 1536. Вид. № 101.

Видавництво Дніпропетровського національного університету залізничного
транспорту імені академіка В. Лазаряна. ДК № 1315 від 31.03.2003

Адреса видавництва та дільниці оперативної поліграфії:
49010, Дніпропетровськ, вул. Лазаряна, 2, www.diitrvv.dp.ua, admin@diitrvv.dp.ua