

06
9.54

ISSN 1993-9175

МІНІСТЕРСТВО ТРАНСПОРТУ ТА ЗВ'ЯЗКУ УКРАЇНИ



ВІСНИК

**Дніпропетровського національного
університету залізничного транспорту
імені академіка В. Лазаряна**

Випуск 20

**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 20

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. В., 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 25.12.2007, протокол № 5

Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка
В53 В. Лазаряна. – Вип. 20. – Д.: Вид-во Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна,
2008. – 256 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»

В. И. ПРИХОДЬКО (ОАО «Крюковский вагоностроительный завод»), С. В. МЯМЛИН (ДИИТ) МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ КУЗОВА ПАССАЖИРСКОГО ВАГОНА И ТЕЛЕЖЕК	7
--	---

РОЗДІЛ «ЕКСПЛУАТАЦІЯ ТА РЕМОНТ ЗАСОБІВ ТРАНСПОРТУ»

В. И. БОБРОВСКИЙ, А. В. КУДРЯШОВ, Л. О. ЕФИМОВА (ДИИТ) СТАТИСТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ЧИСЛА РАЗДЕЛЕНИЙ ОТЦЕПОВ НА СТРЕЛКАХ ПРИ РАСФОРМИРОВАНИИ СОСТАВОВ	13
Ю. Я. ВОДЯННИКОВ, М. И. ЯЛАНСКИЙ, К. Л. ЖИХАРЦЕВ (ГП «УкрНИИВ») ИССЛЕДОВАНИЯ ПО РАСПРЕДЕЛЕНИЮ СИЛ ТОРМОЗНОГО НАЖАТИЯ КОЛОДОК НА КОЛЕСА ГРУЗОВОГО ВАГОНА	20
Ю. Я. ВОДЯННИКОВ, М. І. ЯЛАНСЬКИЙ, А. І. ШВЕДОВ (ДП «УкрНДІВ») ДОСЛІДЖЕННЯ ГАЛЬМІВНОЇ СИСТЕМИ ПАСАЖИРСЬКИХ ВАГОНІВ МОДЕЛІ 61-779 ТА ЇХ МОДИФІКАЦІЙ ВИРОБНИЦТВА ВАТ «КВБЗ»	24
І. Ю. ПОТАПЧУК, В. П. КОВАЛЬ (ДІТ) МОДЕЛЮВАННЯ РУХУ ПОВІТРЯ В ЦИЛІНДРІ ПОРШНЕВОГО ДВИГУНА	31
А. И. СКОКОВ, Л. В. БЕСПАЛОВА, А. Г. ДЯЧЕНКО, Д. Л. ПОЛИТАЕВА, Т. С. СКОРИКОВА (ГП «УНИКТИ «ДИНТЭМ») СИЛОВЫЕ РЕЗИНОТЕХНИЧЕСКИЕ ИЗДЕЛИЯ С ПРОГНОЗИРУЕМЫМИ ДЕФОРМАЦИОННЫМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ ДЛЯ КОМПЛЕКТАЦИИ ТЕЛЕЖКИ ОТЕЧЕСТВЕННОГО ПАССАЖИРСКОГО ВАГОНА	36
С. В. ШМАКОВ (ГП «УкрНИИВ») ВОЗМОЖНОСТЬ СНИЖЕНИЯ ВЛИЯНИЯ ТРАНСПОРТНОГО ШУМА НА ЧЕЛОВЕКА В ПАССАЖИРСКИХ ПОМЕЩЕНИЯХ ВАГОНОВ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА МЕТОДОМ, ОСНОВАННОМ НА ЭФФЕКТЕ МАСКИРОВКИ	38

РОЗДІЛ «ЕЛЕКТРИЧНИЙ ТРАНСПОРТ»

Ю. П. ГОНЧАРОВ, Н. В. ПАНАСЕНКО (ДНДЦ УЗ), В. Н. КОЗАЧОК (Южная железная дорога), В. В. ЗАМАРУЕВ, В. В. ИВАХНО, С. Ю. КРИВОШЕЕВ (НТУ «ХПИ»), А.И. СЕМЕНЕНКО (УкрГАЗТ) СИСТЕМА ЭЛЕКТРОСНАБЖЕНИЯ КОНТАКТНОЙ СЕТИ ПОСТОЯННОГО ТОКА С ПРОДОЛЬНОЙ ЛИНИЕЙ ПОВЫШЕННОГО НАПРЯЖЕНИЯ	42
Л. В. ДУБИНЕЦЬ, О. Л. МАРЕНИЧ, А. М. МУХА (ДІТ) ДО ПИТАННЯ ВИКОРИСТАННЯ ТЯГОВИХ ДВИГУНІВ ПОСТІЙНОГО СТРУМУ НА БАГАТОСИСТЕМНОМУ ЕЛЕКТРОРУХОМОМУ СКЛАДІ ЗАЛІЗНИЦЬ	49
О. О. КАРЗОВА (ДІТ) ВИЗНАЧЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПОКАЗНИКІВ ЕЛЕКТРИЧНИХ АПАРАТІВ КІЛ КЕРУВАННЯ ТА ЗАХИСТУ РУХОМИМ СКЛАДОМ ЗАЛІЗНИЦЬ	54
В. Г. КУЗНЕЦОВ, О. М. ПОЛЯХ (ДІТ) ВИЗНАЧЕННЯ НЕОБХІДНОЇ КІЛЬКОСТІ ЗАМІРІВ ДЛЯ ВДОСКОНАЛЕНОГО ВІБРОАКУСТИЧНОГО МЕТОДА ДІАГНОСТИКИ ЗАЛІЗОБЕТОННИХ ОПОР КОНТАКТНОЇ МЕРЕЖІ	58
А. В. ОСТАПЧУК, П. Ю. КРАСОВСКИЙ (Национальный горный университет Украины) УСТРОЙСТВО КОНТРОЛЯ ХИЩЕНИЙ ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ	63

В. М. САМСОНКИН, Н. В. ПАНАСЕНКО, В. В. БОЖКО (ДНДЦ УЗ), Ю. П. ГОНЧАРОВ, А. В. ЕРЕСЬКО, В. В. ЗАМАРУЕВ, Р. И. ЛЮБИЧ (НТУ «ХПИ»), В. Г. СЫЧЕНКО (ДИИТ) ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНЫЙ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЬНЫЙ АГРЕГАТ С ФУНКЦИЯМИ ФИЛЬТРАЦИИ ГАРМОНИК ВЫХОДНОГО НАПРЯЖЕНИЯ ТЯГОВОЙ ПОДСТАНЦИИ СИСТЕМЫ ЭЛЕКТРОСНАБЖЕНИЯ ПОСТОЯННОГО ТОКА НАПРЯЖЕНИЕМ 3 кВ	66
Е. М. ФРИШМАН (Иерусалимский академический технологический колледж, Израиль), М. И. УМАНОВ (ДИИТ) ВЕРТИКАЛЬНОЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ПУТИ И ЭКИПАЖА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ МАГНИТНОЙ ОПОРЫ СТУПЕНЧАТОГО ТИПА	73
Ф. П. ШКРАБЕЦ, А. В. ОСТАПЧУК, А. Н. ГРЕБЕНЮК (Национальный горный университет Украины) ЗАЩИТНОЕ ОТКЛЮЧЕНИЕ ПРИ ОБРЫВЕ КОНТАКТНОГО ПРОВОДА В СИСТЕМЕ ЭЛЕКТРОСНАБЖЕНИЯ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА	76

РОЗДІЛ «ЗАЛІЗНИЧНА КОЛІЯ»

О. С. ЧЕРНИШОВА (ДІТ) ЗНИЖЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ВИТРАТ ПРИ ВІДМІНІ ПОПЕРЕДЖЕНЬ З ОБМЕЖЕННЯ ШВИДКОСТІ РУХУ ПОЇЗДІВ	78
--	----

РОЗДІЛ «ЕКОЛОГІЯ НА ТРАНСПОРТІ»

Н. Н. БЕЛЯЕВ, П. Б. МАШИХИНА, О. П. ШАКИНА (ДИИТ) МОДЕЛИРОВАНИЕ РАССЕЙВАНИЯ ТОКСИЧНОГО ГАЗА В АТМОСФЕРЕ С УЧЕТОМ РЕЛЬЕФА МЕСТНОСТИ	82
Е. Ю. ГУНЬКО (ДИИТ) ОЦЕНКА РИСКА ТОКСИЧНОГО ПОРАЖЕНИЯ ЛЮДЕЙ ПРИ АВАРИЙНОМ ВЫБРОСЕ ХИМИЧЕСКИ ОПАСНОГО ВЕЩЕСТВА	87
Ю. Л. ЗАЕЦ, В. В. БЕЛЯЕВА (ДИИТ) РАСЧЕТ ОБРАЗОВАНИЯ ВЗРЫВООПАСНОЙ КОНЦЕНТРАЦИИ В ПОМЕЩЕНИИ ПРИ АВАРИЙНОЙ УТЕЧКЕ ГАЗА	91
Ю. В. ЗЕЛЕНЬКО, ЧЖУ ЖУЙ, Л. А. ЯРЫШКИНА (ДИИТ), Т. М. ПУСТОВАРОВА (НМетАУ) ПРИНЦИПЫ РАЗРАБОТКИ ЛИКВИДАЦИОННЫХ МЕРОПРИЯТИЙ ПРИ АВАРИЙНЫХ РАЗЛИВАХ НА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ МАГИСТРАЛЯХ	94

РОЗДІЛ «ТРАНСПОРТНЕ БУДІВНИЦТВО»

А. В. БІЛЬЧЕНКО, О. Г. КІСЛОВ (ХНАДУ) ВПЛИВ ДЕЯКИХ ДЕФЕКТІВ МОСТОВИХ СПОРУД НА ЇХ ЕКСПЛУАТАЦІЙНУ ДОВГОВІЧНІСТЬ	97
В. И. БОЛЬШАКОВ, Ю. Л. САВИН, А. П. ПРИХОДЬКО, Л. С. САВИН, В. Н. КУЛЬБАШНЫЙ (ПГАСА) ФИЗИКО-ХИМИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ВОВЛЕЧЕНИЯ d-ЭЛЕМЕНТОВ ЧЕТВЕРТОЙ ГРУППЫ (ТИТАН, ЦИРКОНИЙ, ГАФНИЙ) ПРИ СИНТЕЗЕ СТРОИТЕЛЬНО-СИЛИКАТНЫХ МАТЕРИАЛОВ	99
С. В. БОРЩЕВСКИЙ (ДонНТУ) УЧЕТ ПЕРЕМЕННОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ БЕТОНА В РАННЕМ ВОЗРАСТЕ ПРИ МОДЕЛИРОВАНИИ КРЕПИ ВЕРТИКАЛЬНЫХ СТВОЛОВ	102
С. В. БОРЩЕВСКИЙ, В. И. КАМЕНЕЦ, А. А. ДРЮК (ДонНТУ) СПОСОБ ВОЗВЕДЕНИЯ НАБРЫЗГ-БЕТОННОЙ КРЕПИ В ВЕРТИКАЛЬНЫХ ВЫРАБОТКАХ	107
И. Г. ГАНИЕВ (Джизакский политехнический институт, Узбекистан) ПРИБЛИЖЕННАЯ ОЦЕНКА ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ ПРИГОДНОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ ПРОЛЕТНЫХ СТРОЕНИЙ	111
Л. Л. КАУФМАН (Нью-Йорк), Б. А. ЛЫСИКОВ, К. Н. ЛАБИНСКИЙ, И. А. КОМЫШАН (ДонНТУ) ЗАРУБЕЖНЫЙ ОПЫТ СТРОИТЕЛЬСТВА ТУННЕЛЕЙ В СЕЙСМИЧЕСКИХ ЗОНАХ	113
Ю. А. КИРИЧЕК, И. Е. КАЧАН (ПГАСА), В. А. ВАКАРЧУК (Служба автомобильных дорог Украины в Одесской области), А. В. МОЛЧАНОВ (Региональное отделение Фонда государственного имущества Украины в Днепропетровской области) О РАЗВИТИИ УЛИЧНО-ДОРОЖНОЙ СЕТИ г. ДНЕПРОПЕТРОВСКА	117

В. П. КОЖУШКО (ХНАДУ) НАПРАВЛЕНИЯ РАЗВИТИЯ МЕТОДОВ РАСЧЕТА ТОННЕЛЬНЫХ ОБДЕЛОК ПРЯМОУГОЛЬНОГО ОЧЕРТАНИЯ	121
В. М. КОНОВАЛ, М. В. ШЕЛЕГОН, Д. В. ГРЕЦКИЙ (ЧДТУ) УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКТИВНИХ ТА ТЕХНОЛОГІЧНИХ ОСОБЛИВОСТЕЙ ПАЛЬОВИХ ФУНДАМЕНТІВ У ПРОСАДОЧНИХ ҐРУНТАХ II ТИПУ	124
С. С. НАСОНОВА (УГХТУ) ОПТИМИЗАЦИЯ РИСКА ОТКАЗА В ЗАДАЧАХ УПРАВЛЕНИЯ НАДЕЖНОСТЬЮ СТАЛЬНЫХ РЕЗЕРВУАРОВ ДЛЯ НЕФТЕПРОДУКТОВ	126
Н. А. НИКИФОРОВА, А. Ф. МАСЛЯЕВ (ДИИТ) ВЗАИМОСВЯЗЬ УПРУГИХ И ПРОЧНОСТНЫХ СВОЙСТВ КЕРАМЗИТОБЕТОНА И ЕГО СОСТАВЛЯЮЩИХ	130
В. Ф. ОГЛОБЛИН, И. В. ГИРЕЙКО (ДонИЖТ) ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ ИНЖЕНЕРНЫХ РЕШЕНИЙ ПРИ СТРОИТЕЛЬСТВЕ В СЛОЖНЫХ УСЛОВИЯХ	134
В. Д. ПЕТРЕНКО, А. Л. ТЮТЬКИН (ДИИТ), Т. А. СЕЛИХОВА (ЗАО «Динамо-силейр») МОДАЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ФУНДАМЕНТА ПУТЕПРОВОДА МОСТОВОГО ТИПА МЕТОДОМ КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ	139
Л. Г. ПОЛІТКОВА, В. И. ЛЕЩЕНКО, М. В. ЗАГОРСЬКИЙ, М. В. МИХАЙЛЕНКО, М. С. ХОРОЛЬСКИЙ (ДП «УНДКТІ «ДІНТЕМ») ПРОБЛЕМИ І ПЕРСПЕКТИВИ ВИКОРИСТАННЯ ЕЛАСТОМЕРНИХ УЩІЛЬНЮВАЧІВ ДЛЯ ГЕРМЕТИЗАЦІЇ ПІДЗЕМНИХ СПОРУД	144
О. М. ПШІНЬКО, А. В. КРАСНЮК, Т. В. УЛЬЧЕНКО, Б. Г. КЛОЧКО (ДІТ) ОСОБЛИВОСТІ ТЕХНОЛОГІЇ ІН'ЄКТУВАННЯ В БЕТОННІ МАСИВИ ТРАНСПОРТНИХ СПОРУД	148
А. С. РАСПОПОВ (ДИИТ) ЛОГИЧЕСКАЯ МАТРИЦА ДЛЯ ПРОДОЛЬНЫХ И КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ КОНТИНУАЛЬНЫХ БАЛОК	152
Ю. Л. САВИН, А. П. ПРИХОДЬКО, Л. С. САВИН (ПГАСА) О РОЛИ ЖИВОГО ВЕЩЕСТВА В БЕТОНОВЕДЕНИИ	158
Ю. Л. САВИН (ПГАСА) ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ПРОЦЕССА КОНДЕНСАЦИИ ПРОДУКТОВ ХЛОРИРОВАНИЯ И ФОРМИРОВАНИЕ ТИТАНХЛОРСОДЕРЖАЩИХ ОТХОДОВ С ПРИМЕНЕНИЕМ В СТРОИТЕЛЬСТВЕ	162
Б. Д. СУХОРУКОВ (ДИИТ), С. Б. СУХОРУКОВ (МФТИ, Российская Федерация) ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭКВИВАЛЕНТНОЙ НАГРУЗКИ ОТ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА ДЛЯ ЛИНИЙ ВЛИЯНИЯ ПРОИЗВОЛЬНОЙ ФОРМЫ	166
О. Л. ТЮТЬКІН (ДІТ) ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ОБРОБКИ ПЕРЕГІННОГО ТУНЕЛЮ ІЗ УРАХУВАННЯМ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПРОЦЕСІВ	169
М. С. ХОРОЛЬСКИЙ, А. И. СКОКОВ (ГП «УНИКТИ «ДИНТЕМ») РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК РЕЗИНОАРМИРОВАННЫХ ОПОРНЫХ ЧАСТЕЙ ПОВЫШЕННОЙ ДОЛГОВЕЧНОСТИ	174

РОЗДІЛ «АВТОМАТИЗОВАНІ СИСТЕМИ УПРАВЛІННЯ НА ТРАНСПОРТІ»

В. А. ДЗЕНЗЕРСКИЙ, С. В. ПЛАКСИН, Л. М. ПОГОРЕЛАЯ, И. И. СОКОЛОВСКИЙ (Институт транспортных систем и технологий НАН Украины «Трансмаг», Днепропетровск) АВТОМАТИЗИРОВАННАЯ ИНФОРМАЦИОННО-УПРАВЛЯЮЩАЯ СИСТЕМА МАГНИТОЛЕВИТИРУЮЩЕГО ЭКИПАЖА	182
--	-----

РОЗДІЛ «МОДЕЛЮВАННЯ ЗАДАЧ ТРАНСПОРТУ ТА ЕКОНОМІКИ»

В. Г. КУЗНЕЦОВ, О. Н. ЛИСОГУРСКИЙ (Белорусский государственный университет транспорта, Гомель, Республика Беларусь) ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ПРОДВИЖЕНИЯ ВАГОНОПОТОКОВ В ТЕХНИЧЕСКОМ НОРМИРОВАНИИ	188
---	-----

В. В. ЛАГУТА (ДНІТ) НЕПРЕРЫВНЫЙ КОНТРОЛЬ СДВИЖЕК В ЗАДАЧЕ АВТОМАТИЗАЦИИ РАСЧЕТА ВЫПРАВКИ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ КРИВЫХ	193
Г. І. МУЗИКІНА, Т. В. БОЛВАНОВСЬКА (ДПТ), Є. М. ЖОРОВА (Ясинуватська дирекція залізничних перевезень) ВПЛИВ ПАРАМЕТРІВ НАКОПИЧЕННЯ ВАГОНІВ НА ЇХ ПРОСТІЙ НА СОРТУВАЛЬНІЙ СТАНЦІЇ	198
О. Ю. ПАПАХОВ, А. М. ОКОРОКОВ, О. М. ЛОГВІНОВ (ДПТ) ВИЗНАЧЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ВИТРАТ НА МАНЕВРОВУ РОБОТУ ПО ФОРМУВАННЮ БАГАТОГРУПНОГО СОСТАВУ З ВИКОРИСТАННЯМ ТЯГОВИХ РОЗРАХУНКІВ	202
А. В. СИЧЕНКО (Ліцей інформаційних технологій, Дніпропетровськ) МОДЕЛЮВАННЯ РУХУ СИСТЕМИ ТІЛ З ПРУЖНИМИ ЗВ'ЯЗКАМИ	205
В. О. ЯКОВЕНКО (Академія митної служби України, м. Дніпропетровськ) МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ РОЗДРІБНЕННЯ ЗАМЕРЗЛИХ НАСИПНИХ ВАНТАЖІВ У ЗАЛІЗНИЧНИХ ВАГОНАХ З ВИКОРИСТАННЯМ МІКРОХВИЛЬОВОЇ ЕНЕРГІЇ	208

РОЗДІЛ «МАТЕРІАЛОЗНАВСТВО»

І. О. ВАКУЛЕНКО, М. А. ГРИЩЕНКО (ДПТ), О. М. ПЕРКОВ (ІЧМ НАНУ) ЗАЛЕЖНІСТЬ РІВНЯ ВНУТРІШНІХ НАПРУЖЕНЬ В ЕЛЕМЕНТАХ ЗАЛІЗНИЧНИХ ВІСЕЙ ВІД РЕЖИМІВ ЗМІЦНЮЮЧОЇ ОБРОБКИ	213
И. А. ВАКУЛЕНКО (ДНІТ), О. Н. ПЕРКОВ (ИЧМ НАНУ) ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ОСОБЕННОСТИ ПРОИЗВОДСТВА УПРОЧНЕННЫХ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ КОЛЕС	216

ГАЛУЗЬ ЕКОНОМІЧНИХ НАУК

РОЗДІЛ «ЕКОНОМІКА ТРАНСПОРТУ»

В. Є. ВЛАСЮК (ДПТ) УПРАВЛІНСЬКІ СПРЯМУВАННЯ У ФОРМУВАННІ СОЦІАЛЬНО-ЕКОНОМІЧНОЇ ПОЛІТИКИ УКРАЇНИ	219
С. В. КАЛАМБЕТ (ДПТ), Г. Р. ПЕШИКОВ ПРОБЛЕМИ ЗАГАЛЬНОДЕРЖАВНОГО ПОДАТКОВОГО ПЛАНУВАННЯ	221
В. В. КОМПАНИЕЦ (УкрГАЗТ) ПРОБЛЕМА МОРАЛЬНОГО ФАКТОРА В ЕКОНОМІКЕ: ИСТОРИЯ И СОВРЕМЕННОСТЬ	225
І. П. КОРЖЕНЕВИЧ, М. Б. КУРГАН, Ю. С. БАРАШ, Д. М. КУРГАН (ДПТ) ВПЛИВ ПІДВИЩЕННЯ ШВИДКОСТІ РУХУ ПОЇЗДІВ НА ВИТРАТИ ЕНЕРГОРЕСУРСІВ	233
Л. М. ЛОБОЙКО (Укрзалізниця), Ю. С. БАРАШ, О. О. КАРАСЬ (ДПТ) ОЦІНКА ВАРІАНТІВ ПОДОВЖЕННЯ ТЕРМІНУ СЛУЖБИ ПАСАЖИРСЬКИХ ВАГОНІВ	240
Р. І. СОЛОПЕНКО (Київський національний авіаційний університет) МЕТОДИЧНІ ПИТАННЯ ЕКОНОМІЧНОГО ОБГРУНТУВАННЯ УПРАВЛІНСЬКИХ РІШЕНЬ НА АВІАЦІЙНОМУ ПІДПРИЄМСТВІ	246
В. Г. ЩЕРБАК (Харківський національний економічний університет) МЕТОДИЧНИЙ ПІДХІД ЩОДО ОЦІНКИ БРЕНД-КАПІТАЛУ УКРЗАЛІЗНИЦІ	251

В. И. ПРИХОДЬКО (ОАО «Крюковский вагоностроительный завод»), С. В. МЯМЛИН (ДИИТ)

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ КУЗОВА ПАССАЖИРСКОГО ВАГОНА И ТЕЛЕЖЕК

В статті наводяться результати математичного моделювання просторових коливань пасажирських вагонів з визначення сил динамічної взаємодії кузовів та візків, які використовуються для визначення динамічних ходових і міцнісних характеристик.

В статье приводятся результаты математического моделирования пространственных колебаний пассажирских вагонов по определению сил динамического взаимодействия кузовов и тележек, которые используются при определении динамических ходовых и прочностных характеристик.

The results of mathematical simulation of spatial oscillations of passenger coaches for determination of forces of dynamical interaction of bodies and bogies, which are used in determination of dynamic run and strength characteristics, are presented in this paper.

Математическое моделирование пространственных колебаний рельсовых экипажей, и пассажирских вагонов в том числе, сопровождается формированием соответствующих расчетных схем. При этом рассматриваются возможные абсолютные и относительные перемещения отдельных элементов. Как правило, разбивая конструкцию пассажирского вагона на отдельные компоненты, совершающие взаимные линейные и угловые перемещения, принимаются допущения и гипотезы, которые способствуют упрощению математического описания пространственных колебаний. Но при этом расчетная схема несколько отдалается от физического объекта. Все же не теряет актуальности задача по максимальному сближению математической модели и оригинала при рассмотрении динамической нагруженности рельсовых экипажей и пассажирских вагонов в частности.

При моделировании динамической нагруженности пассажирских вагонов в некоторых случаях с целью упрощения математической модели рассматривают кузов и наддрессорные балки как один инерционный элемент конструкции вагона [1-3]. Это оправдано в тех случаях, когда необходимо определить величины основных динамических показателей пассажирского вагона – коэффициент запаса устойчивости колеса от схода с рельсов, коэффициенты вертикальной и горизонтальной динамики первой и второй ступеней подвешивания. Однако, в ряде случаев, когда, например, необходимо определить ускорение кузова или определить динамические нагрузки, действующие на кузов в процессе движения, возможности таких моделей оказываются не вполне достаточными.

Для определения сил взаимодействия и взаимных перемещений кузова и наддрессорных балок необходимо рассмотреть кузов и наддрессорные балки, как отдельные элементы конструкции, причем следует считать, что кузов опирается на наддрессорные балки в четырех точках (скользунах) [4, 5].

Отметим некоторые особенности рассматриваемой конструктивной схемы пассажирского вагона.

В поперечном и продольном направлениях перемещения кузова относительно наддрессорных балок действуют силы сухого трения (рис. 1). В вертикальном направлении кузов связан с наддрессорными балками неукрепленной упругой связью (рис. 2).

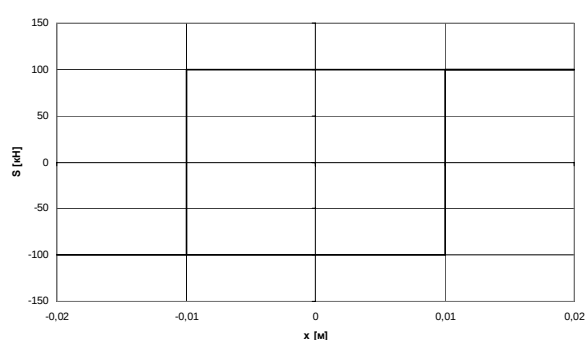


Рис. 1. Характеристика поперечной и продольной связи скользунов и кузова

В пятниковом узле кузова имеются упругие связи с наддрессорными балками, ограничивающие взаимные перемещения в поперечном и продольном направлениях (рис. 3) и удерживающие от относительных вертикальных перемещений (рис. 4).

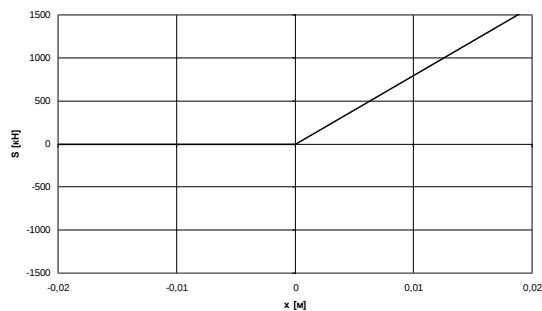


Рис. 2. Характеристика вертикальной связи скользунов и кузова

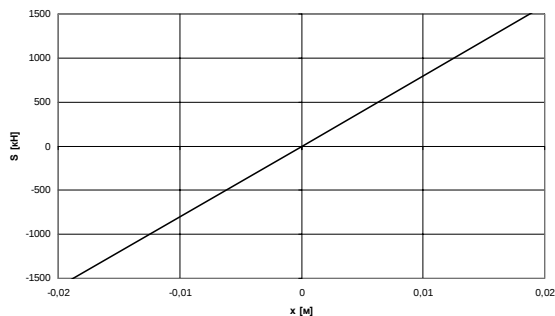


Рис. 3. Характеристика поперечной и продольной связи надрессорных балок и кузова в пятниковом узле

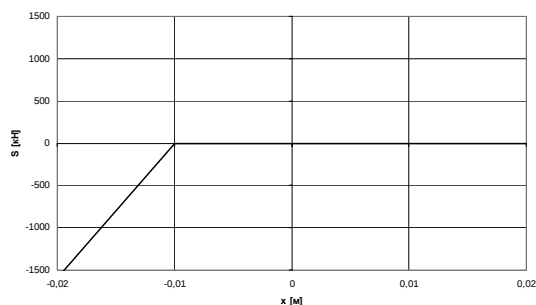


Рис. 4. Характеристика вертикальной связи надрессорных балок и кузова в пятниковом узле

Далее выполнены теоретические исследования по определению вертикальных и поперечных горизонтальных сил взаимодействия кузова пассажирского вагона и надрессорных балок в районе скользунов. При выполнении расчетов в качестве возмущений использовались вертикальные и горизонтальные неровности рельсовых нитей, полученные экспериментальным путем. Подробно процесс моделирования неровностей рельсовых нитей рассмотрен ранее [6-8]. Расчеты выполнены для случаев движения пассажирского вагона по прямому участку пути, а также по кривым среднего (600 м, возвышение наружного рельса 150 мм) и малого (300 м, возвышение наружного рельса 150 мм) радиусов с максимально допустимыми скоростями для данных участков.

Для математического моделирования использованы технические характеристики пассажирского вагона модели 61-779 на тележках 68-7007 производства ОАО «Крюковский вагоностроительный завод» [9-11].

Далее на рис. 5-28 приведены осциллограммы сил между скользунами тележки и кузовом, полученные в результате расчетов для различных участков пути.

Как видим, в кривых участках пути осциллограммы для горизонтальных сил несколько повторяют план пути (рис. 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20), при этом значения осциллограмм вертикальных сил колеблются относительно статической нагрузки (рис. 5, 9, 11, 13, 15, 17, 19).

В прямых участках пути отклонение значений вертикальных сил происходит также относительно значения статической нагрузки (рис. 21, 23, 25, 27), а отклонение значений горизонтальных сил происходит относительно нулевой отметки (рис. 22, 24, 26, 28).

Полученные силы динамического взаимодействия кузова пассажирского вагона и тележек позволяют более полно оценить динамическую нагруженность экипажа в целом, а также выбрать необходимые характеристики систем гашения колебаний и связей между элементами, которые позволят улучшить динамические ходовые качества.

Кроме этого, использование сил динамического взаимодействия между кузовом и тележками пассажирского вагона позволяет более точно оценить прочностные качества кузова.

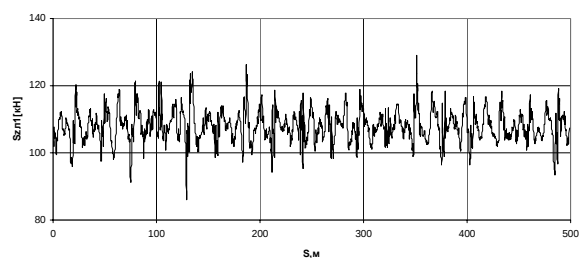


Рис. 5. Вертикальная сила в связи Левый скользящий 1 – Кузов (Кривая 300 м)

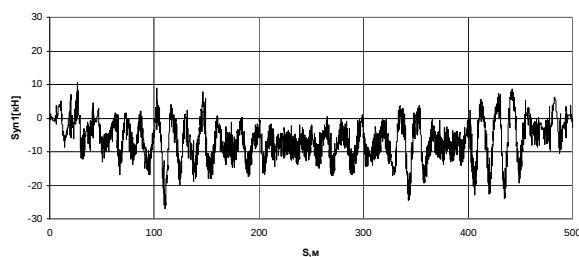


Рис. 6. Горизонтальная сила в связи Левый скользящий 1 – Кузов (Кривая 300 м)

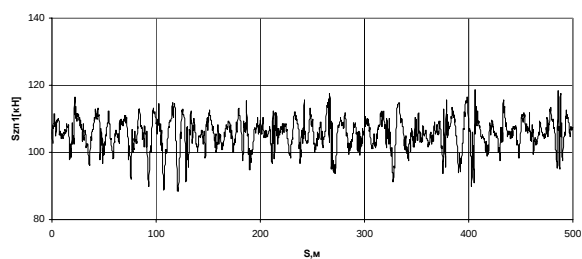


Рис. 7. Вертикальная сила в связи
Правый скользящий 1 – Кузов (Кривая 300 м)

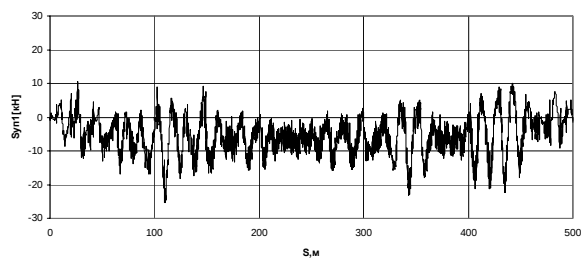


Рис. 8. Горизонтальная сила в связи
Правый скользящий 1 – Кузов (Кривая 300 м)

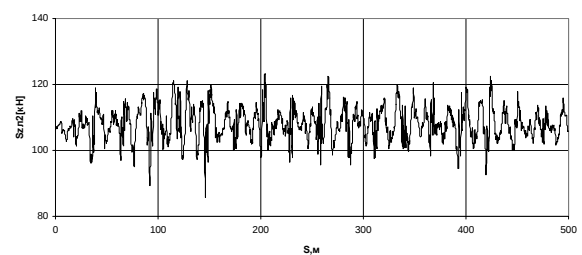


Рис. 9. Вертикальная сила в связи
Левый скользящий 2 – Кузов (Кривая 300 м)

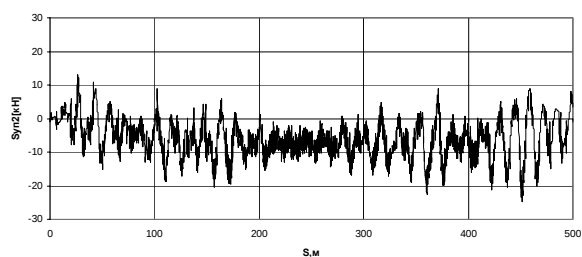


Рис. 10. Горизонтальная сила в связи
Левый скользящий 2 – Кузов (Кривая 300 м)

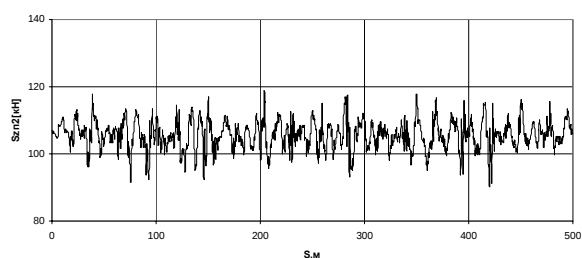


Рис. 11. Вертикальная сила в связи
Правый скользящий 2 – Кузов (Кривая 300 м)

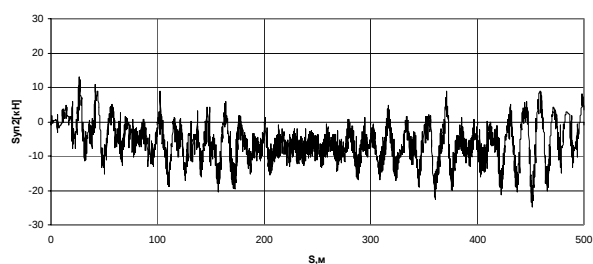


Рис. 12. Горизонтальная сила в связи
Правый скользящий 2 – Кузов (Кривая 300 м)

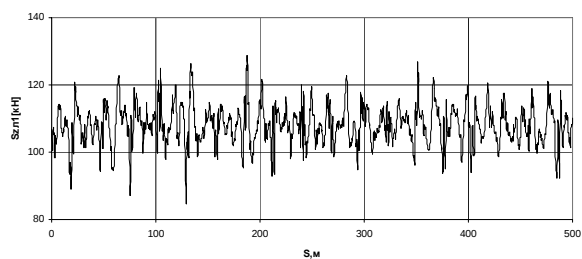


Рис. 13. Вертикальная сила в связи
Левый скользящий 1 – Кузов (Кривая 600 м)

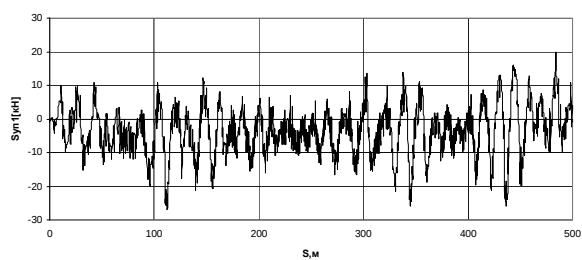


Рис. 14. Горизонтальная сила в связи
Левый скользящий 1 – Кузов (Кривая 600 м)

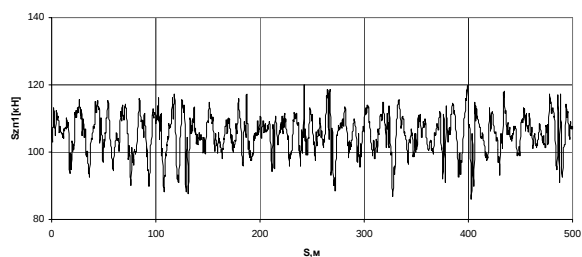


Рис. 15. Вертикальная сила в связи
Правый скользящий 1 – Кузов (Кривая 600 м)

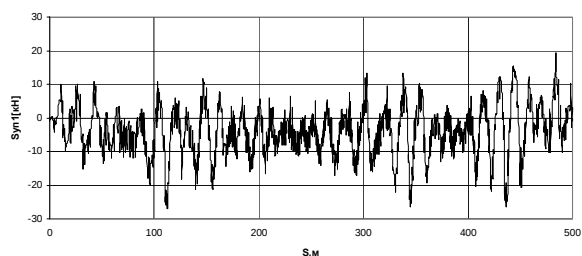


Рис. 16. Горизонтальная сила в связи
Правый скользящий 1 – Кузов (Кривая 600 м)

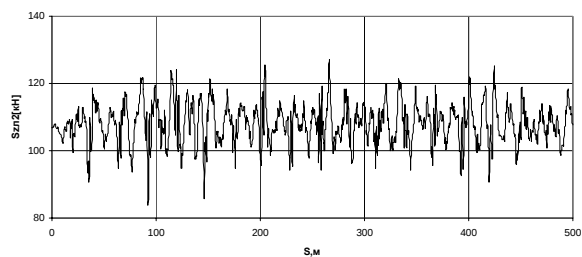


Рис. 17. Вертикальная сила в связи
Левый скользящий 2 – Кузов (Кривая 600 м)

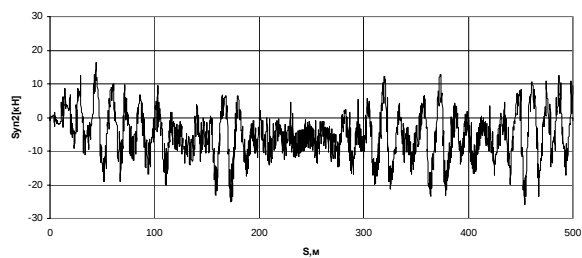


Рис. 18. Горизонтальная сила в связи
Левый скользящий 2 – Кузов (Кривая 600 м)

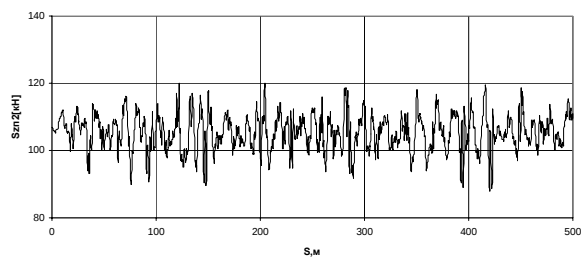


Рис. 19. Вертикальная сила в связи
Правый скользящий 2 – Кузов (Кривая 600 м)

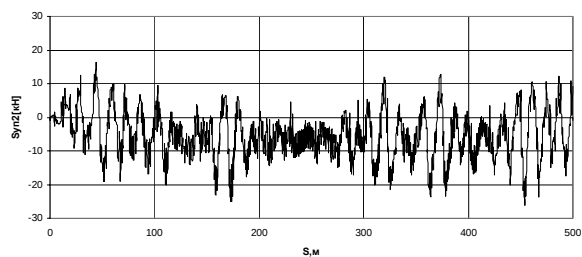


Рис. 20. Горизонтальная сила в связи
Правый скользящий 2 – Кузов (Кривая 600 м)

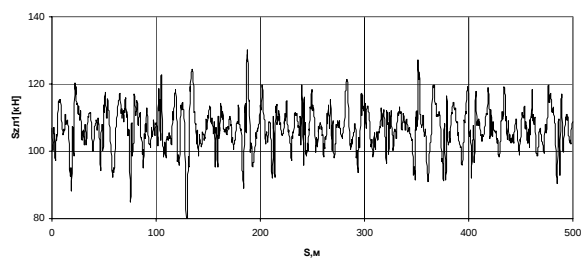


Рис. 21. Вертикальная сила в связи
Левый скользящий 1 – Кузов (Прямая)

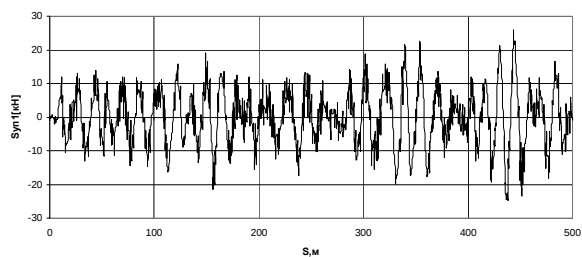


Рис. 22. Горизонтальная сила в связи
Левый скользящий 1 – Кузов (Прямая)

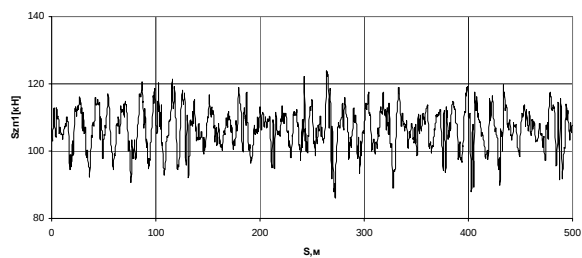


Рис. 23. Вертикальная сила в связи
Правый скользящий 1 – Кузов (Прямая)

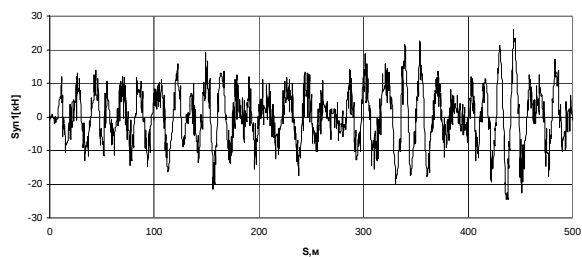


Рис. 24. Горизонтальная сила в связи
Правый скользящий 1 – Кузов (Прямая)

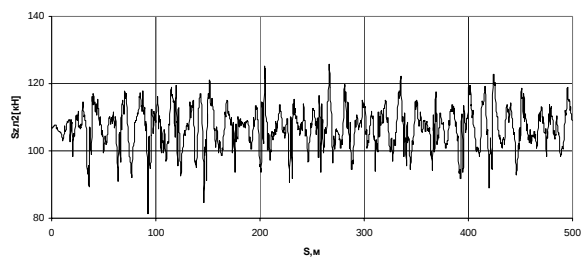


Рис. 25. Вертикальная сила в связи
Левый скользящий 2 – Кузов (Прямая)

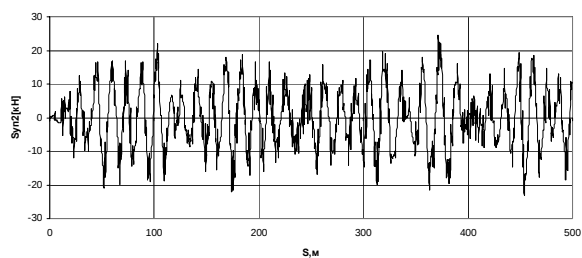


Рис. 26. Горизонтальная сила в связи
Левый скользящий 2 – Кузов (Прямая)

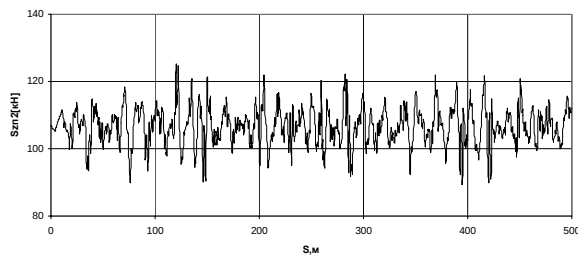


Рис. 27. Вертикальная сила в связи
Правый скользящий 2 – Кузов (Прямая)

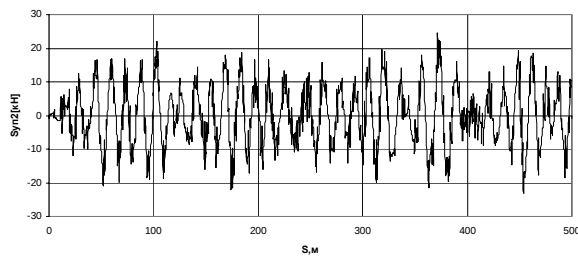


Рис. 28. Горизонтальная сила в связи
Правый скользящий 2 – Кузов (Прямая)

А именно, предложенная математическая модель может быть использована при определении динамических нагрузок в процессе расчета кузова на прочность. Так, в «Нормах ...» [12] при расчете кузовов пассажирских вагонов на прочность предлагается определять коэффициент вертикальной динамики по формуле:

$$K_{\text{дв}} = \frac{\overline{K_{\text{дв}}}}{\beta} \sqrt{\frac{4}{\pi} \ln \frac{1}{1 - P(K_{\text{дв}})}}, \quad (1)$$

где $\overline{K_{\text{дв}}}$ – среднее вероятное значение коэффициента вертикальной динамики (определяется для скоростей движения, больших 15 м/с, по формуле: $\overline{K_{\text{дв}}} = a + 3.6 \cdot 10^{-4} b \frac{V - 15}{f_{\text{ст}}}$, $a = 0.05$, $b = 1$, $f_{\text{ст}} = 0.015$ м;
 β – параметр распределения случайной величины $K_{\text{дв}}$ (для пассажирских вагонов равен 1);
 $P(K_{\text{дв}})$ – расчетная вероятность (принимается равной 0.97).

Рассчитанная по этим формулам величина коэффициента вертикальной динамики для диапазона скоростей 55...125 км/ч составляет 0.10...0.12. В то же время, по полученным в результате расчетов величинам вертикальных сил можно установить, что величина коэффициента вертикальной динамики во всех рассмотренных вариантах расчетов составляет примерно 0.21...0.23. Эти величины примерно

в 2 раза выше, чем полученные по принятым при расчетах кузовов на прочность формулам.

Таким образом, учет сил динамического взаимодействия кузова и наддресорных балок тележек способствует уточнению в определении характеристик связей и систем гашения колебаний, а также позволяет совершенствовать расчеты кузова на прочность и приблизить результаты математического моделирования к реальности.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Блохин Е. П. Математическая модель пространственных колебаний четырехосного рельсового экипажа / Е. П. Блохин, В. Д. Данович, Н. И. Морозов. – Д.: Днепропетровский институт инженеров железнодорожного транспорта, 1986. – 39 с. – Рус. – Деп. в ЦНИИТЭИ МПС 29.09.86, № 7252 ж.д.
2. Мямлин С. В. Математическая модель пространственных колебаний пассажирского вагона / С. В. Мямлин, В. И. Приходько // Вісник Східноукраїнського нац. ун-ту ім. В. Даля. – Луганськ: Вид-во СХУ ім. В. Даля, 2006, № 8. – С. 266-276.
3. Данович В. Д. Пространственные колебания вагонов на инерционном пути: Дис. докт. техн. наук: 05.22.07. – Д., 1981. – 465 с.
4. Теоретичні дослідження динаміки пасажирського вагону для швидкостей руху до 250 км/год: Звіт про НДР (заключ.) / Науково-виробниче підприємство «Укртранскад». – 4-107/ЮР; № ДР 0106U007472; Інв. № 0307U007208. – Д., 2006. – 386 с.
5. Мямлин С. В. Улучшение динамических качеств рельсовых экипажей путем усовершенствования характеристик рессорного подвешивания: Дис. докт. техн. наук: 05.22.07. – Д., 2004. – 455 с.
6. Мямлин С. В. Моделирование динамики рельсовых экипажей. – Д.: Новая идеология, 2002. – 240 с.
7. Мямлин С. В. Зависимость между дисперсиями неровностей рельсовых нитей и динамическими показателями экипажа // Залізничний транспорт України, 2001, № 5. – С. 27-29.
8. Pshin'ko O., Myamlin S. Modeling of rail line irregularities using estimation of their correlation functions // Proc. XIV Konf. Naukowa «Pojazdy Szynowe na przełomie wieków», Т. 3. – Kraków (Poland), 2000. – P. 101-108.
9. Чеботарьев В. И. Візок пасажирського вагона: Пат. 74902 Україна, МПК (2006) В 61 F 3/00, В 61 F 5/02 / В. И. Чеботарьев, В. И. Приходько, Б. О. Коробка, А. О. Радзіховський, Л. І. Назаренко, І. В. Шавлак, О. А. Шкабров, В. В. Єрмаков, В. М. Прохоров, С. А. Данилко, В. М. Шиляєв, О. В. Маначинський; ВАТ «Крюківський вагонобудівний завод». –

- № 2004010153; Заявл. 09.01.2004; Оpubл. 15.02.2006; Бюл. № 02, 2006.
10. Чеботарьов В. І. Візок пасажирського вагона: Деклараційний пат. 11119 Україна, МПК7 В 61 F 3/00 / В. І. Чеботарьов, В. І. Приходько, С. О. Данилко, Б. А. Коробка, О. А. Шкабров, О. В. Маначинський, А. І. Фомін; ВАТ «Крюківський вагонобудівний завод». – № 200504844; Заявл. 23.05.2005; Оpubл. 15.12.2005; Бюл. № 12, 2005.
11. Пшинько А. Н. Оценка динамических качеств пассажирского купейного вагона модели 61-779 / А. Н. Пшинько, С. В. Мямлин, П. А. Ягода, А. В. Донченко, Л. М. Лобойко, В. И. Приходько, Г. С. Игнатов // Вісник Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. тр-ту ім. акад. Лазаряна. – Д.: Вид-во Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. тр-ту ім. акад. В. Лазаряна, 2005, № 7. – С. 39-46.
12. Нормы для расчета и проектирования новых и модернизируемых вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). – М.: МПС РФ, 1996.

Поступила в редколлегию 03.03.2008.

В. И. БОБРОВСКИЙ, А. В. КУДРЯШОВ, Л. О. ЕФИМОВА (ДИИТ)

СТАТИСТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ЧИСЛА РАЗДЕЛЕНИЙ ОТЦЕПОВ НА СТРЕЛКАХ ПРИ РАСФОРМИРОВАНИИ СОСТАВОВ

Розроблена методика визначення матриці розділень відцепів составу, виконано статистичний аналіз числа розділень та його зв'язку з числом відцепів у составі.

Разработана методика определения матрицы разделений отцепов состава, выполнен статистический анализ числа разделений и его связи с числом отцепов в составе.

The procedure of determination of disintegration matrix of the uncoupled parts of a train has been developed. The statistical analysis of a number of disintegrations and its connection with a number of the uncoupled train parts has been also performed.

Эффективность функционирования сортировочных горок в значительной мере определяется условиями разделения отцепов расформируемых составов на разделительных элементах. В этой связи задача обеспечения надежного разделения отцепов на стрелках является одной из основных как при проектировании сортировочных горок, так и при совершенствовании их технических средств и технологии, а также при автоматизации управления роспуском состава.

Как показал анализ научных работ перечисленных направлений, которые касаются проблемы интервального регулирования скорости отцепов на горках [1-3], в них рассматриваются процессы разделения на стрелках только смежных отцепов. В то же время, как следует из [4], в процессах разделения на стрелках могут участвовать, кроме смежных, также и отцепы, разделенные некоторой группой других отцепов состава (несмежные отцепы). При этом в данной работе показано, что при определенных режимах торможения интервалы между отдельными несмежными отцепами могут оказаться меньше допустимых. В этой связи в [4] был выполнен анализ вероятностей вторичных разделений отцепов состава на стрелках сортировочной горки и получено выражение для их определения. Кроме того, на основе указанных вероятностей была получена оценка удельного числа разделений r_n , приходящихся на одну пару отцепов состава, которая может служить характеристикой сложности сортировочного процесса на горке.

В то же время необходимо указать, что разработанная в [4] методика определения величины r_n эффективна лишь для составов с неболь-

шим числом отцепов n . С ростом же n определение указанным способом величины r_n становится весьма затруднительным из-за существенного возрастания числа разделений на стрелках несмежных отцепов. Поэтому для определения величины r_n при расформировании на горках реальных составов целесообразно использование статистического метода, основанного на анализе вероятностных характеристик разделений в выборках из достаточно большого числа составов со случайными назначениями отцепов.

Следует также заметить, что выражения, приведенные в [4], получены для равновероятного распределения отцепов по сортировочным путям. Поэтому для реальных горок, на которых вероятности следования отцепов на отдельные пути сортировочного парка различны, статистический метод определения r_n вообще является практически единственно возможным. В этой связи в данной статье разработана методика оценки среднего значения r_n , которая основана на определении фактического числа разделений отцепов в необходимом множестве составов со случайными назначениями отцепов и последующей статистической обработке полученных результатов.

Число Q возможных вариантов состава из n отцепов, отличающихся их назначениями, при расформировании на горке с M сортировочными путями определяется как

$$Q = M \cdot (M - 1)^{n-1}. \quad (1)$$

Очевидно, что составы из указанного множества Q будут отличаться распределением от-

дельных отцепов по маршрутам скатывания с горки и, соответственно, совокупностью номеров разделительных стрелок.

Для удобства анализа разделений маршрутов конкретного состава их целесообразно представить верхней треугольной матрицей (см. рис. 1), строкам и столбцам которой поставлены в соответствие номера путей назначения последовательности его отцепов.

	W_1	W_2	W_3	...	W_{n-1}	W_n
W_1	0	σ_{12}	σ_{13}	...	$\sigma_{1,n-1}$	$\sigma_{1,n}$
W_2		0	σ_{23}	...	$\sigma_{2,n-1}$	$\sigma_{2,n}$
W_3			0	...	$\sigma_{3,n-1}$	$\sigma_{3,n}$
...				...		
W_{n-1}					0	$\sigma_{n-1,n}$
W_n						0

Рис. 1. Верхняя треугольная матрица номеров разделительных стрелок отцепов состава

Элементами матрицы σ_{ij} , $i < j$ являются номера стрелочных позиций, на которых разделяются маршруты i -го и j -го отцепов, следующих, соответственно, на пути W_i, W_j ; элементы $\sigma_{ij} = 0$ для всех $i = j$. Тогда очевидно, что общее число возможных разделений маршрутов n отцепов состава (элементов матрицы $\sigma_{ij} \neq 0$) равно:

$$\hat{R}_n = \frac{n(n-1)}{2}. \quad (2)$$

Число $\hat{R}_n$ является верхним пределом числа возможных делений на стрелках n отцепов состава. При этом, как показал анализ, фактическое число делений отцепов R_n меньше указанного значения $\hat{R}_n$ для всех составов, в которых $n > 3$ (при $n = 3$ значение $\hat{R}_3 = 3$ и, как показано в [4], существуют составы, для которых выполняется равенство $R_3 = \hat{R}_3$).

Действительно, разделение отцепов на стрелке σ_{ij} имеет место, если при роспуске состава с момента освобождения этой стрелки i -м отцепом до момента занятия её j -м отцепом по ней не проследует никакой другой отцеп с номером k , $i < k < j$. Из этого следует, что у i -го отцепа на каждой стрелочной позиции σ по маршруту скатывания ($\sigma = 1, 2, \dots, N$, N – число стрелочных позиций) может быть не более одного разделения с одним из последующих

отцепов состава с номерами $k_1, k_2, \dots, k_N$. При этом $i < k_1 < k_2 < \dots < k_N$ и $\sigma_{i,k_1} < \sigma_{i,k_2} < \dots < \sigma_{i,N}$. Поэтому, если в строках матрицы $\|\sigma\|$ элемент $\sigma_{i,k} \leq \sigma_{i,j}$, $k > j$, то принимается $\sigma_{i,k} = 0$. Это означает, что k -й отцеп не может разделяться с i -м на стрелке $\sigma_{i,k}$, так как между ними данную стрелку проследует один или несколько других отцепов с номерами из интервала $[i+1, k-1]$.

Если несмежные i -й и j -й отцепы ($i < j-1$) следуют на один и тот же путь ($W_i = W_j$), то у них не может быть разделения на стрелках и поэтому в данном случае также $\sigma_{ij} = 0$. Кроме того, при этом j -й отцеп блокирует все возможные последующие разделения i -го отцепа с отцепами, имеющими номера больше j ; в этом случае $\sigma_{ik} = 0$ для всех $k > j$.

Таким образом, в каждой строке и в каждом столбце матрицы $\|\sigma\|$ может быть не более N ненулевых элементов $\sigma_{ij} \neq 0$. С учетом данного вывода для достаточно больших составов ($n \geq N$) число возможных разделений отцепов можно ограничить величиной

$$R_{N,n}^* = \frac{(2n - N - 1) \cdot N}{2}.$$

Следует заметить, однако, что фактическое число разделений отцепов состава R_n не может достигнуть и величины R_n^* при всех $n > 3$. Для доказательства данного утверждения рассмотрим группу из 3-х отцепов, в которой имеет место 3 разделения, и добавим к ней 4-й отцеп. Для примера на рис. 2, а...г приведены 4 треугольные матрицы номеров разделительных стрелок в группах из 4-х отцепов, отличающихся номером пути назначения 4-го отцепа; при этом принято, что сортировочный парк имеет $M = 16$ путей и, соответственно, $N = 4$ стрелочные позиции.

Как было показано выше, для того, чтобы в группе из 3-х отцепов было 3 разделения, нужно чтобы обе ее пары отцепов (1-2 и 2-3) разделялись на одной и той же стрелке ($\sigma_{12} = \sigma_{23} = \sigma$); при этом номер стрелки разделения первого и третьего отцепов $\sigma_{13} > \sigma$ (на рис. 2 $\sigma_{12} = \sigma_{23} = 2$, $\sigma_{13} = 3 > 2$). Тогда, если

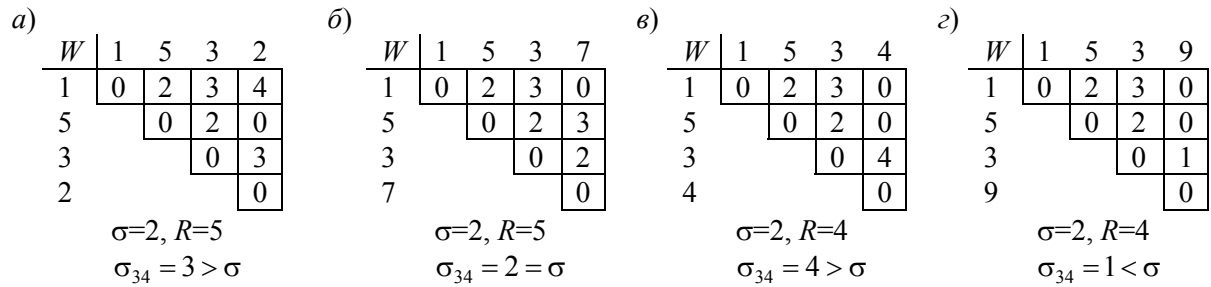


Рис. 2. Треугольные матрицы номеров разделительных стрелок в группе из 4-х отцепов при различном пути назначения 4-го отцепа

4-й отцеп проследует стрелку σ , то он может иметь вторичное разделение только с одним из отцепов (с 1-м или со 2-м). Выбор зависит от направления проследования стрелки σ . Так, на рис. 2,а 4-й отцеп, имеющий назначение на 2-й путь, проследует стрелку 2 в направлении за 1-м отцепом, который движется на 1-й путь; при этом отцепы 1 и 4 имеют разделение на стрелке 4.

На рис. 2,б 4-й отцеп имеет назначение на 7-й путь и проследует стрелку 2 в направлении за 2-м отцепом, который следует на 5-й путь; при этом отцепы 2 и 4 имеют разделение на стрелке 3.

Указанного вторичного разделения отцепа 4 с отцепами 1 или 2 может и не быть. Ему может препятствовать предыдущий 3-й отцеп, который сам имеет вторичное разделение с отцепом 1 (см. рис. 2,в). Также дополнительного разделения в группе не будет, если 4-й отцеп не проследует стрелку σ (см. рис. 2,г).

Случай блокирования возможного разделения несмежных отцепов показан на рис. 3. На данном рисунке приведена матрица номеров разделительных стрелок в группе из 4-х отцепов, которая отличается от приведенной на рис. 2,а назначением 3-го отцепа, следующего на тот же 1-й путь, что и 1-й отцеп.

W	1	5	1	2
1	0	2	0	0
5		0	2	0
1			0	4
2				0

$\sigma=2, R=3$
 $W_1 = W_3 = 1$

Рис. 3. Матрица номеров разделительных стрелок в группе из 4-х отцепов при совпадении путей назначения 1-го и 3-го отцепов

В данной группе, во-первых, отсутствует разделение 1-го и 3-го отцепов, поскольку они следуют на один и тот же путь. Во-вторых, в данном случае нет и разделения отцепов 1 и 4

(ср. с рис. 2,а), поскольку за 1-м отцепом по тому же маршруту следует отцеп 3, который его блокирует, а вместо этого сам разделяется с 4-м отцепом на стрелке 4. Поэтому очевидно, что в данной группе происходит только 3 разделения смежных отцепов.

Таким образом, максимальное число разделений в группе из 4-х отцепов $R_4 = 5 < R_{4,4}^*$, где $R_{4,4}^* = 6$. Это подтверждает сделанный вывод для $n = 4$; при любых $n > 4$ утверждение, что $R_n < R_{N,n}^*$, может быть доказано методом полной индукции.

Дальнейшие исследования позволили получить выражение для определения максимального числа разделений в составе из n отцепов:

$$R_{N,n}^{\max} = \sum_{k=1}^N (n - 2^{k-1}), \quad \forall k(2^{k-1} < n). \quad (3)$$

С помощью данного выражения были определены величины максимального числа разделений $R_{N,n}^{\max}$ и соответствующих удельных значений $r_{N,n}^{\max} = R_{N,n}^{\max} / (n - 1)$ в составах из n отцепов при их расформировании на горках с различным числом путей в сортировочных парках (см. табл. 1).

Значения минимального числа разделений $R_n^{\min}$ и их удельных значений $r_n^{\min}$ в составах из n отцепов очевидны и определяются как

$$R_n^{\min} = n - 1, \quad r_n^{\min} = 1, \quad (4)$$

и не зависят от числа путей в сортировочных парках.

Как показывает анализ данных табл. 1, максимальное число разделений отцепов в составах значительно превышает соответствующие минимальные значения, которые включают только разделения смежных отцепов. При этом разница между максимальными и минимальными значениями существенно возрастает с увеличением числа отцепов в составах и числа сорти-

ровочных путей. Данное обстоятельство свидетельствует о необходимости учета разделений несмежных отцепов в процессе расформирования составов при решении широкого круга задач, касающихся функционирования сортировочных горок.

Таблица 1

**Максимальное число разделений
в составах из n отцепов**

n	8 путей		16 путей		32 пути	
	$R_{3,n}^{\max}$	$r_{3,n}^{\max}$	$R_{4,n}^{\max}$	$r_{4,n}^{\max}$	$R_{5,n}^{\max}$	$r_{5,n}^{\max}$
3	3	1.50	3	1.50	3	1.50
4	5	1.67	5	1.67	5	1.67
5	8	2.00	8	2.00	8	2.00
10	23	2.56	25	2.78	25	2.78
15	38	2.71	45	3.21	45	3.21
20	53	2.79	65	3.42	69	3.63
25	68	2.83	85	3.54	94	3.92
30	83	2.86	105	3.62	119	4.10
40	113	2.90	145	3.72	169	4.33
50	143	2.92	185	3.78	219	4.47

Полученные выражения (3), (4) позволяют установить возможные пределы изменения числа разделений отцепов в составах. Однако, для решения практических задач более важно установить средние значения величин $\bar{R}_n$ и $\bar{r}_n$ для потока составов, расформируемых на горке. Для оценки указанных параметров $\bar{R}_n$ и $\bar{r}_n$ вначале был выполнен анализ разделений в группе из 4-х отцепов; результаты анализа возможного числа вторичных разделений $R_{4\text{вт}}$ в группе, расформируемой в сортировочном парке с 8 путями, приведены в табл. 2.

Таблица 2

Распределение вторичных разделений в группах из 4-х отцепов на стрелках горки с 8 путями

Число вторичных разделений $R_{4\text{вт}}$	Пары отцепов	Число групп g_R	Всего групп
0	—	1176	1176
1	1-3	416	1136
	1-4	304	
	2-4	416	
2	1-3 и 2-4	304	432
	1-3 и 1-4	64	
	1-4 и 2-4	64	
Итого		2744	2744

В соответствии с (1) общее число групп из 4-х отцепов, имеющих различные назначения на 8 сортировочных путей, составляет 2744. В табл. 2 указанные группы были классифицированы по парам отцепов, имеющим разделение

на стрелках, и определено количество групп с различным числом вторичных разделений. Как было показано выше, их число в группе принимает три возможных значения $R_{4\text{вт}} = 0, 1, 2$; при этом общее число разделений R_4 составляет, соответственно, 3, 4 или 5.

Подобный анализ был выполнен также для горок, имеющих 16 и 32 пути в сортировочном парке, для которых число различных групп из 4-х отцепов, соответственно, равно 54000 и 953312 (см. табл. 3). На основе полученных данных были определены вероятности P_R отдельных значений числа разделений в группе ($R_4 = 3, 4, 5$), а также их математические ожидания $M[R_4]$ и $M[r_4]$. Полученные результаты согласуются с данными о максимальных значениях соответствующих параметров, приведенных в табл. 1 ($3 < M[R_4] < 5$, $1 < M[r_4] < 1.67$).

Как видно из приведенных данных, вторичные разделения в среднем почти на 30% увеличивают их общее число даже в коротких группах из 4-х отцепов; при этом с ростом числа путей в сортировочном парке указанный эффект возрастает.

Таблица 3

Параметры, характеризующие число разделений на стрелках в группах из 4-х отцепов

R_4	Число путей в сортировочном парке					
	8		16		32	
	g_R	P_R	g_R	P_R	g_R	P_R
3	1176	0.429	20400	0.378	338272	0.355
4	1136	0.414	22880	0.424	406720	0.427
5	432	0.157	10720	0.199	208320	0.219
Итого	2744	1.000	54000	1.000	953312	1.000
$M[R_4]$	3.729		3.821		3.864	
$M[r_4]$	1.243		1.274		1.288	

Следует заметить, что проведение подобных исследований для составов с большим числом отцепов n весьма затруднительно. Дополнительные сложности возникают при анализе горок, имеющих несимметричную конструкцию пучков сортировочных путей, а также различные вероятности поступления отцепов на пути парка. В этих условиях для оценки параметров $\bar{R}_n$ и $\bar{r}_n$ предложено использовать методы статистического анализа числа разделений отцепов на стрелках для заданной горки и потока составов со случайными назначениями. С этой целью была разработана методика определения фактического числа разделений отцепов в конкретных составах. Методика предусматривает

определение всех элементов матрицы номеров стрелок $\|\sigma\|$ для конкретной горки и состава с помощью булевых функций:

$$\sigma_{ij} = \varphi(\zeta_i, \zeta_j),$$

где ζ_i, ζ_j – коды путей назначения i -го и j -го отцепов.

Код каждого сортировочного пути ζ формируется таким образом, чтобы по нему можно было определить положение стрелок в маршруте на данный путь. Указанный код в двоичной форме состоит из N разрядов по числу стрелочных позиций на горке. Каждый разряд кода принимает два значения: $\psi_k = 0$, если k -я стрелка в маршруте установлена влево, $\psi_k = 1$ – то же, вправо. Требуемое положение в маршруте головной стрелки σ_1 записывается в старшем разряде кода. Десятичное значение кода пути ζ можно определить с помощью выражения:

$$\zeta = \sum_{k=1}^N \psi_k 2^{N-k}$$

Такое кодирование номеров путей назначения отцепов позволяет определить номер стрелки разделения для любой пары маршрутов как:

$$\sigma_{ij} = N - s, \quad s = 0, 1, \dots, N-1.$$

При этом принимается такое s , при котором выполняется условие

$$2^s \leq \zeta_i \oplus \zeta_j < 2^{s+1}.$$

Здесь $(A_1 \oplus A_2)$ обозначает операцию дизъюнкции с исключением.

Предложенная методика позволяет определять элементы треугольной матрицы $\|\sigma\|$ для каждого конкретного состава, расформируемого на горке с любой конструкцией стрелочной горловины. Анализ матрицы позволяет установить общее число разделений отцепов состава, а также их распределение по отдельным стрелочным позициям.

Разработанная методика была использована для исследования вероятностей разделения отцепов в составах с их числом от 3 до 50 при их расформировании на горках с 8, 16 и 32 сортировочными путями. С этой целью было выполнено статистическое моделирование множества составов (10^6) с указанными параметрами и случайным назначением отдельных отцепов и в

каждом из них определены все имеющиеся разделения.

В результате исследований установлено, что при достаточно большом числе отцепов в составе (10 и более) число разделений R имеет нормальное распределение. Для примера в табл. 4 приведены результаты статистического анализа распределения случайного числа разделений в 10000 составов из 10 отцепов, расформируемых на горке с 32 сортировочными путями; указанные составы получены путем статистического моделирования случайных назначений отдельных отцепов.

Для проверки гипотезы о нормальном распределении величины R использовался критерий согласия χ^2 , значение которого вычислено по данным о статистическом m и теоретическом np числе появлений отдельных значений R в выборке (см. табл. 4). При расчете χ^2 были объединены два крайних значения ряда (22, 23) из-за малости соответствующих значений m . Тогда при уровне значимости $\alpha = 0.05$ и числе степеней свободы $\nu = 11$ квантиль $\chi^2_{11;0.95} = 19.68$; поскольку по опытным данным $\chi^2 = 17.04 < 19.68$, гипотеза о нормальном распределении величины R может быть принята.

Таблица 4

Распределение числа разделений в составах из 10 отцепов, расформируемых на горке с 32 путями

R	m	p	np	Параметры
9	9	0.00186	18.550	$M[R]=15.48$ $D[R]=4.24$ $\sigma[R]=2.06$ $\chi^2 = 17.04$
10	57	0.00598	59.818	
11	178	0.01890	189.011	
12	462	0.04739	473.933	
13	984	0.09431	943.121	
14	1532	0.14896	1489.592	
15	1838	0.18674	1867.406	
16	1839	0.18582	1858.198	
17	1454	0.14677	1467.664	
18	917	0.09201	920.094	
19	501	0.04578	457.811	
20	168	0.01808	180.783	
21	47	0.00567	56.651	
22	13	0.00141	14.086	
23	1	0.00033	3.282	
	10000	1.0000	10000.00	

В подтверждение гипотезы о нормальном распределении величины R на рис. 4 совмещены гистограмма распределения числа разделений в составах из 10 отцепов и теоретическая кривая плотности $f(R)$, построенные по данным табл. 4.

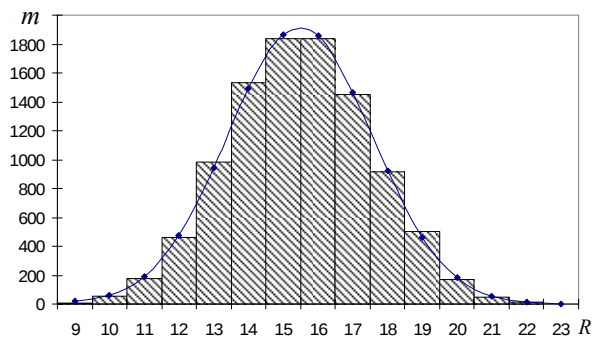


Рис. 4. Гистограмма распределения числа разделений R в составах из 10 отцепов

С использованием разработанной методики был выполнен анализ влияния числа отцепов в составах n на число их разделений на стрелках. С этой целью рассматривались составы с различным числом отцепов $n = 3 \dots 50$; значения n соответствуют приведенным в табл. 1. Для каждого из n было выполнено моделирование 10^6 составов со случайными назначениями отцепов и установлено среднее значение удельного числа разделений $\bar{r}_n$. Кроме того, в каждой такой выборке были установлены составы с минимальным $R_n^{\min}$ и максимальным $R_n^{\max}$ числом разделений и по этим значениям определены, соответственно, минимальное $r_n^{\min}$ и максимальное $r_n^{\max}$ удельное число разделений как $r = R/(n-1)$.

Указанные исследования были выполнены для горок с симметричной конструкцией пучков при $M = 8, 16, 32$ пути и, соответственно, $N = 3, 4, 5$ стрелочных позиций и равновероятным распределением отцепов по сортировочным путям.

Результаты исследований для горки с 32 путями приведены на рис. 5; здесь показаны значения $\bar{r}_n$, $r_n^{\min}$, $r_n^{\max}$ для отдельных n , а также соответствующие зависимости $r = f(n)$, полученные с использованием регрессионного анализа ($\bar{r} = f_1(n)$ – линия 1, $r^{\min} = f_2(n)$ – линия 2, $r^{\max} = f_3(n)$ – линия 3). Для сравнения на этом же рисунке показаны теоретические зависимости минимальных $r_t^{\min} = f_4(n)$ – линия 4, и максимальных $r_t^{\max} = f_5(n)$ – линия 5, значений удельного числа разделений, построенные по данным табл. 1.

Как видно из приведенного рисунка, величина $\bar{r}_n$ нелинейно возрастает по мере увеличения числа отцепов в составе n . Вначале ско-

рость роста $\bar{r}_n$ значительна, так что уже при $n = 17$ величина достигает 2, т.е. число вторичных разделений сравнивается с числом разделений смежных отцепов. При дальнейшем увеличении n интенсивность роста $\bar{r}_n$ существенно уменьшается, так что при $n=50$ величины $\bar{r}_{50}=2.32$. При этом следует помнить, что абсолютное число разделений в составе R_n непрерывно возрастает пропорционально числу отцепов n .

Как было показано выше, минимальное значение $r_n^{\min} = 1$ при любом n (рис. 5, линия 4). Это означает, что в составе отсутствуют разделения несмежных отцепов. Такое значение $r_n^{\min}$ может быть получено, например, для состава, в котором каждый следующий отцеп следует на путь с большим (или меньшим) номером, чем предыдущий. Однако вероятность случайного появления таких составов достаточно мала и уменьшается с ростом n . Поэтому, как видно из рис. 5, уже при $n > 15$ в группе из 10^6 составов не встречается ни одного, для которого $r = 1$. При этом величина $r_n^{\min}$ при $n > 15$ практически линейно возрастает (рис. 5, линия 2) и при $n = 50$ достигает 1.69, из чего можно сделать вывод, что для составов с большим n даже в самом лучшем случае число вторичных разделений почти достигает числа разделений смежных отцепов.

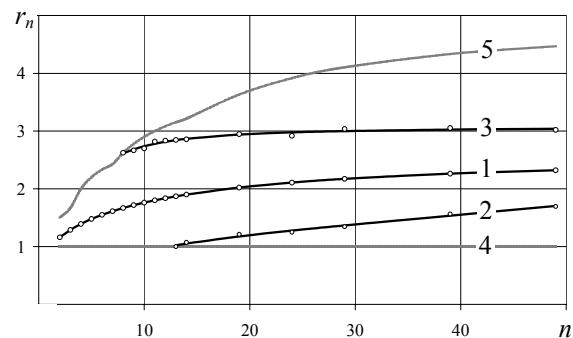


Рис. 5. Зависимости удельного числа разделений r от количества отцепов в составах на горке с 32 путями

Максимальное удельное число разделений $r_n^{\max}$ в коротких составах ($n < 10$) совпадает с соответствующими теоретическими значениями (рис. 5, линии 3 и 5). В дальнейшем степень влияния n на $r_n^{\max}$ существенно уменьшается, а при $n > 20$ указанная величина остается практически неизменной, хотя ее теоретические значения продолжают возрастать. Так, при

$n = 50$ теоретически могут появляться составы, у которых $r_n = 4.47$, хотя вероятность этого ничтожно мала.

Таким образом, исследования показали, что фактический диапазон изменения величины r_n существенно меньше, чем теоретически возможный, причем степень его сокращения возрастает с увеличением n (например, при $n = 50$ теоретически $r = 1 \dots 4.47$, тогда как для реальных составов $r = 1.69 \dots 3.02$).

Для анализа влияния числа путей в сортировочном парке на частоту разделений отцепов на рис. 6 приведены зависимости среднего удельного числа разделений $\bar{r}_n = f(n, M)$ для различного числа путей M в парке ($M = 8, 16, 32$).

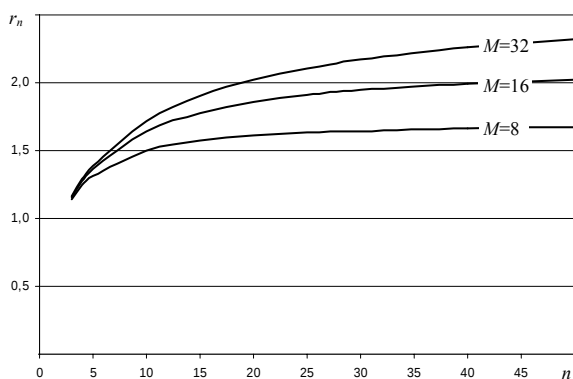


Рис. 6. Зависимости среднего удельного числа разделений от количества отцепов в составах

Как видно из данного рисунка, удельное число разделений $\bar{r}_n$ заметно возрастает с увеличением числа путей M в парке, и, следовательно, на крупных станциях необходимость учета вторичных разделений возрастает.

Выводы

Выполненные исследования разделений отцепов состава на стрелках показали, что их число представляет собой случайную величину с нормальным законом распределения. Среднее значение удельного числа разделений, приходящихся на одну пару отцепов, нелинейно возрастает по мере увеличения числа отцепов в составе, так что в составах из 20 и более отцепов среднее число вторичных разделений превышает их число.

Установлены теоретические значения граничных значений удельного числа разделений и их связь с числом отцепов в составе. Показано, что в реальных составах предельные значения

числа разделений не достигают соответствующих теоретических значений.

В заключение необходимо отметить, что число вторичных разделений при расформировании достаточно длинных составов превышает число разделений смежных отцепов и поэтому их необходимо учитывать при решении широкого круга практических задач, направленных на повышение эффективности сортировочного процесса на горках.

Разработанная методика анализа назначений отцепов состава позволяет определять все их разделения на стрелках сортировочных горок с любой конструкцией горочной горловины. С ее помощью может быть выполнен анализ вариантов и выбор рациональной специализации сортировочных путей, при которой число разделений отцепов на стрелках минимально. Данная методика может быть также использована для определения кортежей разделяющихся отцепов состава, взаимосвязи которых необходимо учитывать при интервальном регулировании скорости в автоматизированных системах управления роспуском составов на горках.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Божко Н. П. Методика определения режимов торможения отцепов при анализе конструкций сортировочных горок // Механизация и автоматизация сортировочного процесса на станциях: Межвуз. сб. науч. тр., Вып. 229/15. – Д.: ДИИТ, 1983. – С. 30-36.
2. Явна А. А. Выбор специализации путей подгорочного парка / А. А. Явна, Б. С. Пасерба, Л. В. Пальчик, А. Г. Кулькин // Железнодорожный транспорт, 1979, №9. – С. 28 – 30.
3. Скиба Е.П. Об одном алгоритме управления интервальными тормозными позициями на автоматизированной горке / Е. П. Скиба, А. Б. Устенко // Автоматизированные системы управления технологическими процессами на сортировочных станциях магистрального и промышленного транспорта: Межвуз. сб. науч. тр., Вып. 244/14. – Д.: ДИИТ, 1985. – С. 27-32.
4. Бобровский В. И. Вероятностные характеристики разделений отцепов состава на стрелках / В. И. Бобровский, А. В. Кудряшов, Ю. В. Чибисов // Вісник Дніпропетр. нац. ун-ту заліз. тр-ту ім. акад. В. Лазаряна, Вип. 18. – Д.: Вид-во Дніпропетр. нац. ун-ту заліз. тр-ту ім. акад. В. Лазаряна, 2007. – С. 146-150.

Поступила в редколлегию 23.01.2008.

Ю. Я. ВОДЯННИКОВ, М. И. ЯЛАНСКИЙ, К. Л. ЖИХАРЦЕВ (ГП «УкрНИИВ»)

ИССЛЕДОВАНИЯ ПО РАСПРЕДЕЛЕНИЮ СИЛ ТОРМОЗНОГО НАЖАТИЯ КОЛОДОК НА КОЛЕСА ГРУЗОВОГО ВАГОНА

Представлено результати дослідження розподілу сил натиснення гальмівних колодок на колеса при гальмуванні в залежності від розташування колісної пари на вантажному вагоні. Отримані статистичні характеристики величин сил натиснення для навантаженого і порожнього вагонів, а також імовірність появи повзунів на поверхні коліс. Показано, що найбільш навантаженими є внутрішні колісні пари.

Представлены результаты исследования распределения сил нажатия тормозных колодок на колеса при торможении в зависимости от расположения колесной пары на грузовом вагоне. Получены статистические характеристики величин сил нажатия для груженого и порожнего вагонов, а также вероятность появления ползун на поверхности колес. Показано, что наиболее нагруженными являются внутренние колесные пары.

Results of research of distribution of pressure forces of the brake blocks on wheels during braking in dependance on arrangement of the wheel pair on a freight car are presented. Statistical characteristics of values of the pressure forces for loaded and empty cars, and also probability of appearance of defects on a wheel surfaces are obtained. It is shown that internal wheel pairs are the most loaded.

При проведении расчетных исследований тормозных характеристик и тормозной эффективности грузового вагона принимается, что силы нажатия колодок на колеса распределяются равномерно, а максимальная величина передаточного отношения тормозной рычажной передачи определяется, исходя из выполнения условий недопущения юза во всем диапазоне скоростей в начале торможения. Однако, как показывает опыт эксплуатации, ползуны на поверхности колесных пар являются одним из основных видов повреждений.

Многочисленные экспериментальные исследования свидетельствуют, что силы нажатия тормозных колодок на колеса распределяются неравномерно не только по осям вагона, но и в границах одной колесной пары. Такая неравномерность обусловлена особенностью передачи усилий с помощью системы тяг и рычагов.

Измерения сил нажатия тормозных колодок на колеса проводились для груженого и порожнего грузовых вагонов (рис. 1) (полувагоны, цистерны, платформы и т.д.) с использованием динамометров. В качестве статистического закона распределения величин действительных сил нажатия принимался нормальный закон.

Доверительные интервалы для математического ожидания определялись по формуле [2]:

$$\bar{x} - z_{p_1} \cdot \frac{\sigma}{\sqrt{n-1}} < a < \bar{x} + z_{p_2} \cdot \frac{\sigma}{\sqrt{n-1}}, \quad (1)$$

где $\bar{x}$ – выборочное среднее из n независимых опытов;

a и σ^2 – математическое ожидание и дисперсия случайной величины x ;

z_p – квантиль нормированного нормального распределения.

Результаты статистической обработки измерений действительных сил нажатия колодок на колесные пары (рис. 2 и 3) свидетельствуют, что наиболее нагруженными при торможении являются внутренние колесные пары, а силы нажатия с вероятностью 0.9983 изменяются в пределах для порожнего вагона от 0.432 тс до 1.121 тс, для груженого – от 1.429 тс до 2.502 тс.

Для определения вероятности появления юза, вызванного неравномерным распределением сил осевого нажатия колодок на колеса при торможении, используется основное условие отсутствия юза [3]:

$$\delta_p \cdot \varphi_{кр} \leq [\psi_r], \quad (2)$$

где δ_p – расчетный тормозной коэффициент;

$\varphi_{кр}$ – расчетный коэффициент трения тормозных колодок, который определяется по формуле

$$\varphi_{кр} = 0,36 \cdot \frac{V + 150}{2 \cdot V + 150}, \quad (3)$$

где V – скорость, км/ч;

$[\psi_r]$ – расчетный предельный коэффициент сцепления колес с рельсами при торможении, обусловленный из выражения:

$$[\psi_r] = \psi(q_0) \cdot \psi(V), \quad (4)$$

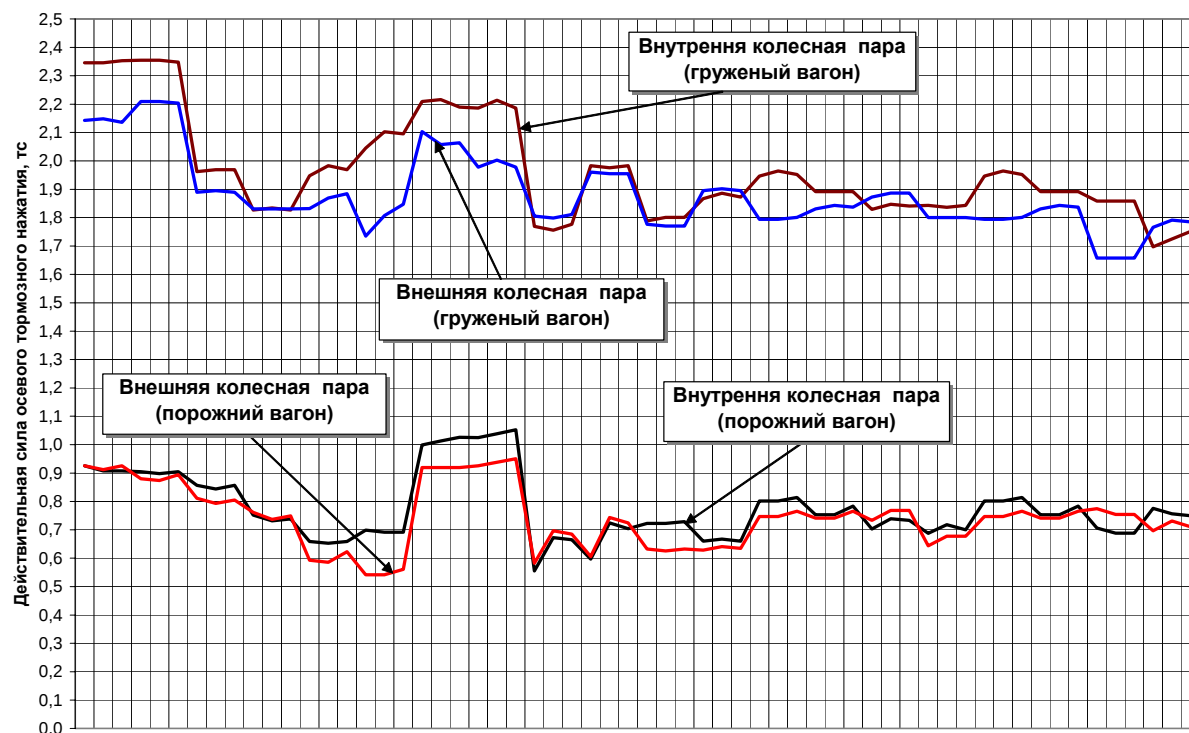


Рис. 1. Распределение действительных сил тормозного нажатия колодок на внешние и внутренние колесные пары для грузового вагона

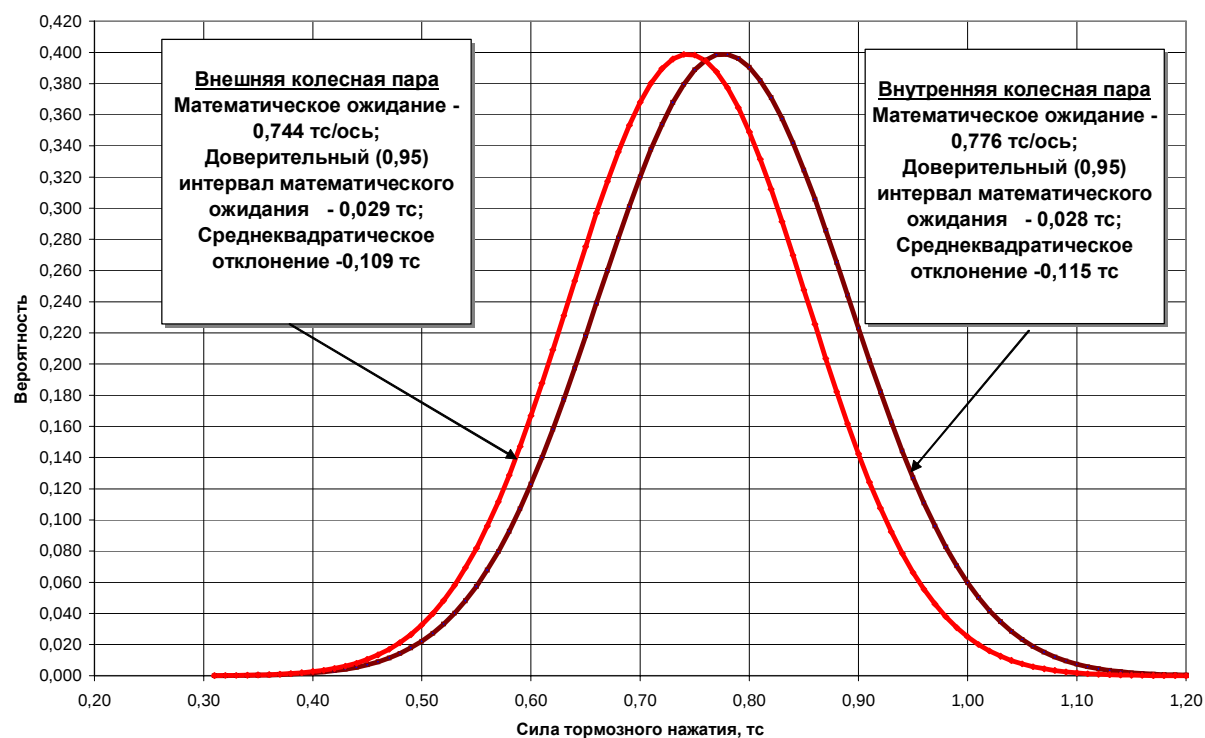


Рис. 2. Плотность распределения действительных сил нажатия тормозных колодок для порожнего вагона

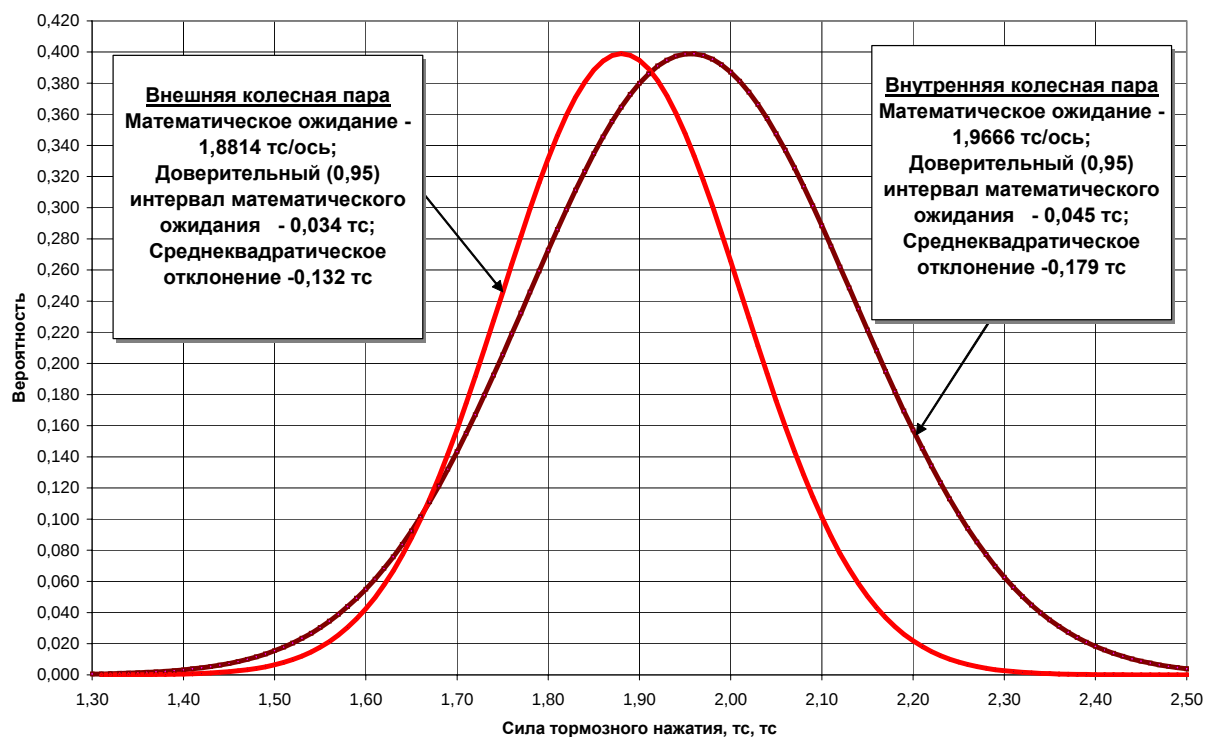


Рис. 3. Плотность распределения действительных сил нажатия тормозных колодок для груженого вагона

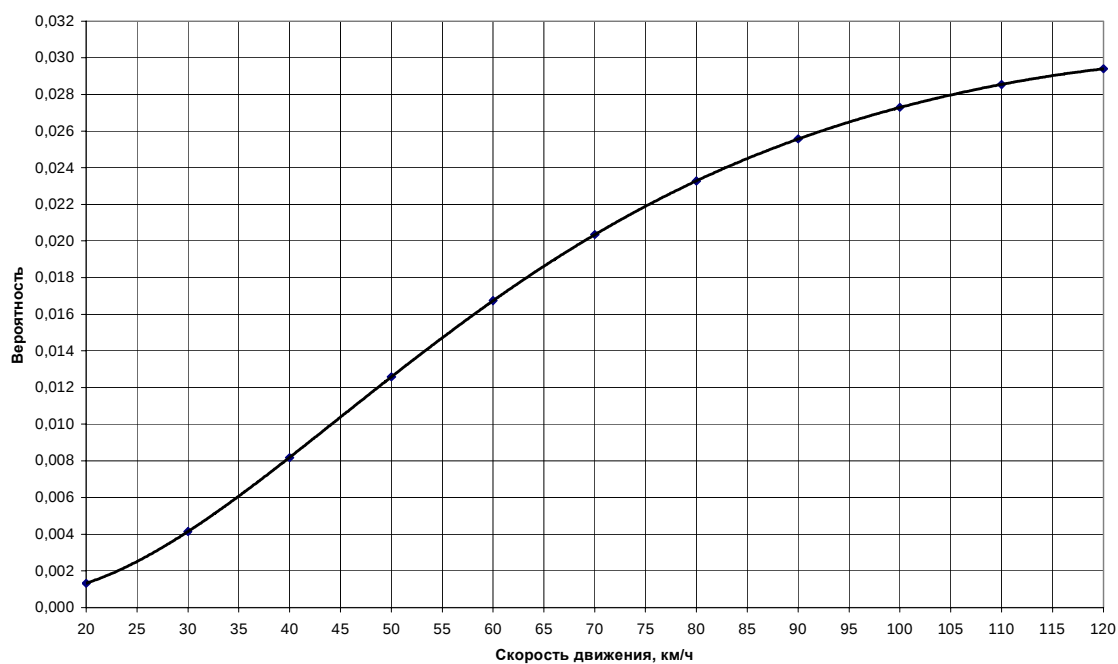


Рис. 4. Вероятность появления ползунов на колесных парах для порожнего вагона

$$\psi(q_0) = 0,17...0,0015 \cdot (q_0 - 5), \quad (5)$$

$$\psi(V) = \frac{V + 81}{2,4 \cdot V + 81}, \quad (6)$$

q_0 – осевая нагрузка вагона, тс.

Дальнейшие расчеты проводились относительно наиболее массового типа грузовых вагонов – полувагонов с осевой нагрузкой 23,5 тс и массой тары 23 т.

Из уравнения (2) определялся предельно допустимый расчетный тормозной коэффициент в

диапазоне скоростей 20...120 км/ч.

Исходя из полученного расчетного коэффициента тормозного нажатия, массы тары и брутто вагона, определялась допустимая расчетная сила (K_p), а из формулы для вычисления расчетной силы нажатия – действительная сила нажатия (K_d):

$$K_p = 1.22 \cdot K_d \frac{K_d + 20}{4 \cdot K_d + 20}. \quad (7)$$

Выполненные расчеты показали:

– силы осевого тормозного нажатия колодок на колеса при торможении распределяются неравномерно, наиболее нагруженными являются внутренние колесные пары;

– вероятность появления ползунов на поверхности колес для порожнего вагона, вызванное неравномерным осевым тормозным нажатием, увеличивается с повышением скоро-

сти движения (рис. 4).

С целью уменьшения повреждаемости колесных пар рекомендуется применять тормозные системы с отдельным торможением на каждую тележку или дисковые тормоза.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Степанов М. Н. Статистические методы обработки результатов механических испытаний: Справочник. – М.: Машиностроение, 1985.
2. Львовский. Э. Н. Статистические методы построения эмпирических формул. – М.: Высш. шк., 1988.
3. Нормы для расчета и проектирования новых и модернизируемых вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). – М.: Гос. НИИВ-ВНИИЖТ, 1983.

Поступила в редакцию 20.11.2007.

ДОСЛІДЖЕННЯ ГАЛЬМІВНОЇ СИСТЕМИ ПАСАЖИРСЬКИХ ВАГОНІВ МОДЕЛІ 61-779 ТА ЇХ МОДИФІКАЦІЙ ВИРОБНИЦТВА БАТ «КВБЗ»

Представлено результати досліджень гальмової системи пасажирського вагона моделі 61-779 виробництва БАТ «КВБЗ» за період з 2001 по 2006 роки. Показано, що при існуючому передатному відношенні гальмової важільної передачі гальмова ефективність вагонів не відповідає швидкості руху 140 км/ч. Розглядаються причини появи ушкоджень колісних пар в експлуатації пасажирського поїзда «Київ – Москва», а також рекомендації з усунення ушкоджень і удосконалюванню гальмівної системи.

Представлены результаты исследований тормозной системы пассажирского вагона модели 61-779 производства БАТ «КВБЗ» за период с 2001 по 2006 годы. Показано, что при существующем передаточном отношении тормозной рычажной передачи тормозная эффективность вагонов не соответствует скорости движения 140 км/ч. Рассмотрены причины появления повреждений колесных пар в эксплуатации пассажирского поезда «Киев – Москва», а также рекомендации по устранению повреждений и совершенствованию тормозной системы.

The results of research of brake system for the model 61-779 of a passenger car manufactured by JSC «KVBZ» for the period from 2001 to 2006 are presented. It is shown that at the existing gear ratio of a brake lever transmission the passenger car brake efficiency does not correspond to running speed of 140 km/h. The causes of the wheel pairs damage occurrence in exploitation of a passenger train «Kiev – Moscow» as well as the recommendations on their elimination and brake system perfection are considered.

Ситуація, що склалася з гальмівною системою пасажирських вагонів моделі 61-779 виробництва БАТ «КВБЗ», потребує прийняття рішення по вдосконаленню важільної передачі.

Однією з основних відмінностей пасажирських вагонів моделі 61-779 і їхніх модифікацій

виробництва БАТ «КВБЗ» від вагонів, що серійно виготовляються Тверським вагонобудівним заводом (Росія), є збільшена база вагона і пасажиромісткість, що привело до збільшення маси тари в порівнянні з Тверськими вагонами на 3...8 т (табл. 1).

Таблиця 1

Порівняльні вагові характеристики пасажирських вагонів вітчизняного виробництва з Тверськими вагонами

Модель вагона	Конструкційна швидкість, км/год	Тара вагона, тс	Пасажировмісність, чол.	Брутто, тс
Пасажирські вагони Тверського заводу (БАТ «ТВЗ»)				
61-4179 (купейний з кондиціонером)	160	56,7	36	60,3
61-820 (купейний без кондиціонера)	160	54	36	57,6
61-4177 (плацкартний)	160	53,5	54	58,9
61-828 (відкритий для сидінь)	160	50,3	60	56,3
61-4178 (відкритий для сидінь)	160	50,7	60	56,7
Пасажирські вагони Крюківського заводу (БАТ «КВБЗ»)				
61-779 (з 4-х місним купе)	160	59	40	63
61-779А (з 2-х місним купе)	160	59	20	61
61-779Б (купейний для сидінь)	160	59	45	63,5
61-779В (купейний для сидінь)	160	59	42	63,2
61-779М (купейний для сидінь)	160	59	42	63,2
61-779Д (для сидінь)	160	59	68	65,8
61-779Б (для сидінь)	160	59	60	65

Перший дослідний пасажирський вагон моделі 61-779 (Україна-1) мав тару 62 тс, при цьому передатне відношення гальмівної важільної передачі для композиційних колодок складало 6.016, для чавунних – 12. Поїзні гальмівні випробування при швидкостях 40...120 км/год включно показали, що при фактичній силі ваги 67.1 тс (658.03 кН) і тиску в гальмівному циліндрі 4.1 кгс/см² експериментальне значення розрахункового гальмівного коефіцієнта для швидкості 120 км/год склало 0.273, для чавунних – 0.475. При доробці вагона тара була знижена до 59 т.

Випробування гальмівної системи вагона моделі 61-779 (Україна-2) проводилися в період з 15.04.2002 по 03.05.2002 р. і складалися із стаціонарних і поїзних випробувань. У результаті проведених випробувань було встановлено, що середнє значення розрахункового гальмівного коефіцієнта в діапазоні швидкостей 40...160 км/год при силі ваги вагона 65 тс (637.43 кН) і передатному відношенні гальмівної важільної передачі 5.506 склало 0.2977, а для швидкості 160 км/год – 0.258.

У процесі стаціонарних випробувань було виявлено упирання балансира в нижній лист хребтової балки при гальмуванні, у процесі доробки конструкції в важільну передачу були внесені зміни. Зміни полягали в постановці двох подовжніх коротких тяг, що дозволило перемістити балансири в середину вагона.

Експлуатаційні випробування поїзда з 10 вагонів на маршруті «Харків – Київ – Харків» виявили масову появу на поверхні колісних пар повзунів і наварів.

Основними причинами ушкоджень поверхні колісних пар при гальмуванні є:

1. Пасажирські вагони були піддані експлуатаційним випробуванням без попереднього пробігу і притирання гальмівних колодок.

2. Неприпустимо висока інтенсивність екстерних гальмувань поїзда при швидкостях 100 км/год і більше.

3. Високий питомий тиск колодки на колесо через нещільне притиснення до поверхні кочення колеса при гальмуванні (площа контакту складала 20...30 % від номінальної) і, як наслідок, висока температура в місці контакту (ймовірність появи наварів і повзунів).

4. Регулювання важільної передачі не було проведено відповідно до «Инструктивных указаний по регулированию тормозной рычажной передачи новых пассажирских вагонов постройки ТВЗ» для візка ТВЗ-ЦНИИ-М (з базою 2400 мм).

5. Використання гальмівних колодок типу ТИИР-303 з підвищеним коефіцієнтом тертя і зносом (за результатами випробувань ВНИИЖТом коефіцієнт тертя при $K = 13.6$ кН і $V = 30$ км/год складає 0.24) вимагає попереднього їхнього притирання при низьких швидкостях.

6. Використання колодок із простроченим терміном зберігання.

7. Вихід штока гальмівного циліндра був відрегульований на мінімальну величину 130 мм, що для нових колодок, за даними експлуатації, є неприпустимим.

8. Використання на трьох вагонах горизонтальних важелів зі збільшеними плічми (280 мм замість 265 мм), що привело до збільшення передатного числа гальмівної важільної передачі і, як наслідок, до підвищених зусиль натиснення гальмівних колодок на колеса.

9. Виміри та аналіз зусиль, що діють на колесо з боку колодок, показав нерівномірний розподіл зусиль на візки котлової і некотлової частин вагона, так для вагона № 36004 сумарне зусилля, що приходить на внутрішню колісну пару візка некотлового кінця складало 5.5 тс, на внутрішню вісь котлового – 4.59 тс; для вагона № 17400 відповідно – 5.4 тс і 4.33 тс (зазначені вагони мали найбільші дефекти поверхні кочення коліс); для вагона № 14951 (ушкоджень коліс не виявлено – пройшов ходові гальмівні випробування) сумарне зусилля на внутрішню вісь некотлового кінця вагона складало 4.43 тс, котлового кінця – 4.71 тс; для вагона № 14969, який мав незначні ушкодження, ці зусилля склали, відповідно, для некотлового кінця – 4.78 тс і котлового – 4.46 тс.

Аналіз результатів проведених вимірювань показав нерівномірний розподіл зусиль на колеса з боку колодок у межах однієї колісної пари, так для вагона № 36004 зусилля склали 2.573 і 2.98 тс, для вагона № 17400 – 2.6 і 2.805 тс, для вагона № 14951 – 2.19 і 2.51 тс, № 14969 – 2.515 і 2.26 тс.

Згідно з розпорядженням Укрзалізниці, ДП «УкрНДІВ» та ВАТ «КВБЗ» 24.06.02 та 25.06.02 р. були проведені контрольні гальмівні випробування пасажирського поїзда у складі локомотива ТЭП-70, вагона лабораторії ДП «УкрНДІВ» та восьми пасажирських вагонів моделі 61-779 модифікацій Б, В, Г, Д та Е.

Випробування проводились згідно «Програми контрольних гальмівних випробувань пасажирського поїзда». Метою випробувань було встановлення гальмівної ефективності пасажирських вагонів дослідної партії у діапазоні

експлуатаційних швидкостей у складі поїзда, наявності юзових ситуацій та ушкоджень поверхонь кочення колісних пар.

Випробування проводились на ділянці ст. Крюків на Дніпрі – ст. Харків Південної залізниці – 24.06.02 р., ст. Харків – ст. Крюків на Дніпрі – 25.06.02 р., при температурі зовнішнього повітря +27...30 °С.

За результатами комплексних гальмівних випробувань було встановлено, що гальмівна ефективність пасажирських вагонів моделі 61-779 модифікацій Б, В, Г, Д, Е відповідає вимогам ТЗ, гальмівний шлях поїзда при керуванні електропневматичним гальмом та повним службовим гальмуванням з зупинкою з початкових швидкостей 120 км/год склав 1033 м. У додаток до проведених досліджень були проведені вимірювання температури бічної поверхні ободу колеса на відстані 10 мм від поверхні кочення при проходженні пасажирського поїзда на маршруті «Дніпропетровськ – Київ». Вимірювання температури проводилися за допомогою лазерного пірометра, який розміщався на рамі візка. Аналіз результатів показав, що максимальна температура в ободі колеса при регулювальних гальмуваннях не перевищила 155 °С.

Незважаючи на позитивні результати досліджень гальмівної системи пасажирського вагона моделі 61-779 і його модифікацій, міжвідомчою комісією було прийняте рішення про зменшення передатного відношення гальмівної важільної передачі з 5.506 до 5.3. Таке рішення обумовило зниження гальмівної ефективності пасажирських вагонів моделі 61-779 і відповідно розрахункового коефіцієнта гальмівного натиснення колодок на колеса з 0.262 до 0.25, а в перерахуванні на чавунні колодки з 0.714 до 0.693.

Для реалізації руху пасажирського поїзда сполученням «Київ – Москва» при швидкостях 140...160 км/год ВАТ «КВБЗ», за узгодженням з Укрзалізницею, було прийняте рішення про підвищення гальмівної ефективності пасажирського вагона моделі 61-779 шляхом збільшення зарядного тиску в гальмівній магістралі вагона і гальмівному циліндрі відповідно до 0.55...0.56 МПа (5.5...5.6 кгс/см²) і 0.44...0.46 МПа (4.4...4.6 кгс/см²) при повному службовому (екстреному) гальмуванні.

Проведені випробування показали:

- При тиску в гальмівній магістралі 5.5 кгс/см² і середній величині тиску в гальмівному циліндрі 4.44 кгс/см² (діапазон 4.4...4.5 кгс/см²) гальмівний шлях навантаженого вагона в перерахуванні на поїзд при швидкості на початку гальмування 160 км/год і

електропневматичному гальмуванні склав 1690 м, при пневматичному – 1779 м, що відповідає розрахунковому гальмівному коефіцієнтові в перерахуванні на чавунні колодки 0.685 і максимально припустимій швидкості руху 135 км/год;

- При тиску в гальмівній магістралі 5.6 кгс/см² і середній величині тиску в гальмівному циліндрі – 4.59 кгс/см² (діапазон 4.5...4.6 кгс/см²) гальмівний шлях навантаженого вагона в перерахуванні на поїзд при швидкості на початку гальмування 160 км/год і електропневматичному екстреному гальмуванні склав 1523 м, при пневматичному – 1612 м, що відповідає розрахунковому гальмівному коефіцієнтові в перерахуванні на чавунні колодки 0.77 і максимально припустимій швидкості руху 150 км/год.

За рішенням Укрзалізниці були проведені контрольні поїздки дослідного пасажирського поїзда сполученням «Київ – Москва» на маршруті «Київ – Хутір Михайлівський – Київ», метою якої була оцінка гальмівної ефективності пасажирського поїзда при екстреному електропневматичному гальмуванні.

Дослідний поїзд складався з локомотива, 18 порожніх пасажирських вагонів моделі 61-779 виробництва ВАТ «КВБЗ» і вагона-лабораторії ДП «УкрНДІВ». При контрольній поїздки було зроблено одне екстрене гальмування з записом гальмівних характеристик потяга на ЕОМ при проходженні по маршруту «Хутір Михайлівський – Київ» на ділянці Крути – Ніжин. Екстрене гальмування здійснювалося при тиску в гальмівній магістралі 5.0 кгс/см², що обумовило тиск в гальмівному циліндрі 4.0 кгс/см².

Розрахункові гальмівні коефіцієнти в перерахуванні на чавунні колодки при швидкості на початку гальмування 148 км/год склали: для дослідного поїзда у складі локомотива ЧС-8, 18 пасажирських вагонів моделі 61-779 і вагона-лабораторії – 0.659, в тому числі для локомотива з розрахунку гальмівного вісьового натиснення 12 тс/вісь – 0.548, для пасажирського вагона моделі 61-779 – 0.677, для вагона-лабораторії – 0.665.

Низька гальмівна ефективність обумовлена як зниженим передатним відношенням гальмівної передачі, так і наявністю чавунних колодок на колісній парі з приводом від підвагонного генератора, що підтверджується розрахунковими дослідженнями гальмівної ефективності пасажирських вагонів зі змішаними типами колодок.

Експлуатація поїзда № 1/2 сполученням

«Київ – Москва» виявила появи ушкоджень на поверхні колісних пар: вищербин (70.87 %), повзунів (8.74 %) і наварів (20.39 %). Аналіз розподілу ушкоджень по колісних парах свідчить, що найбільша кількість ушкоджень приходить на третю колісну пару некотлового кінця вагона (рис. 1). Слід відзначити, що указані ушкодження з'являються в основному в осінньо-зимовий період експлуатації (рис. 2).

Розподіл кількості ушкоджень поверхні колісних пар по окремих вагонах носить неоднозначний характер і вони найбільш часто зустрічаються

на вагонах №№ 17783, 06117 і 06109 (рис. 3).

З ініціативи ВАТ «КВБЗ» і відповідно до телеграми Головного пасажирського управління Укрзалізниці № 746/ЦЛ від 23.10.06 р., 4-8 грудня в пасажирському депо ВЧД-1 м. Київ були проведені контрольні вимірювання і регулювання сил натиснення гальмівних колодок на колеса, а також вимірювання вертикальних статичних зусиль від колісних пар на рейки двох пасажирських вагонів моделі 61-779 виробництва ВАТ «КВБЗ» поїзда № 1/2 сполученням «Київ – Москва».

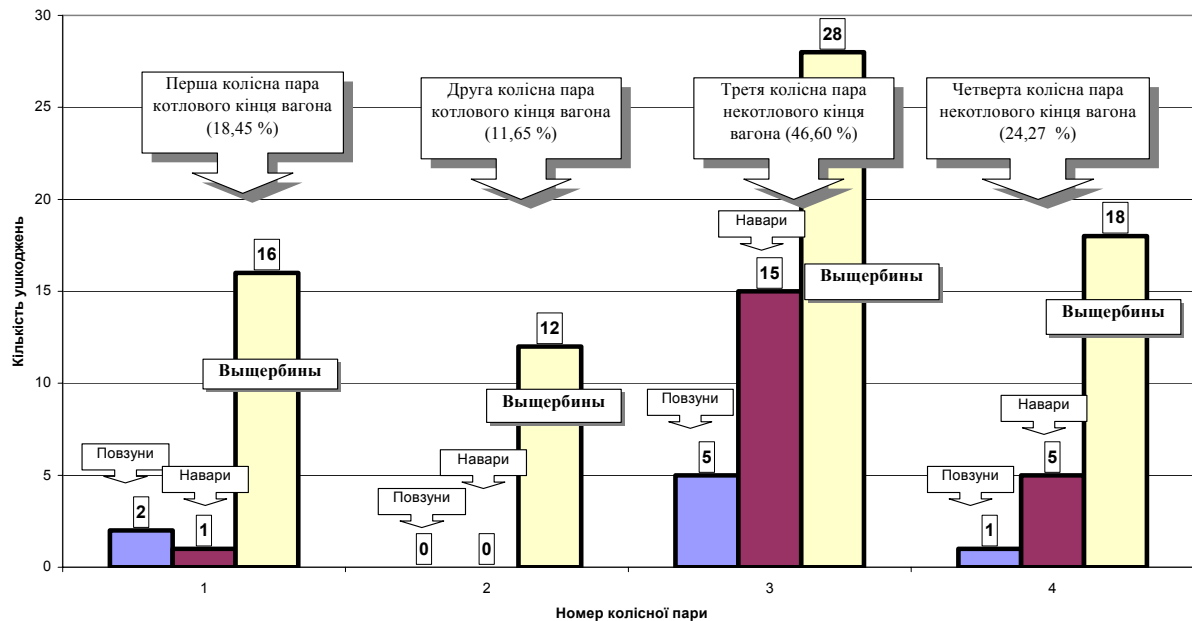


Рис. 1. Гістограма розподілення ушкоджень на колісних парах

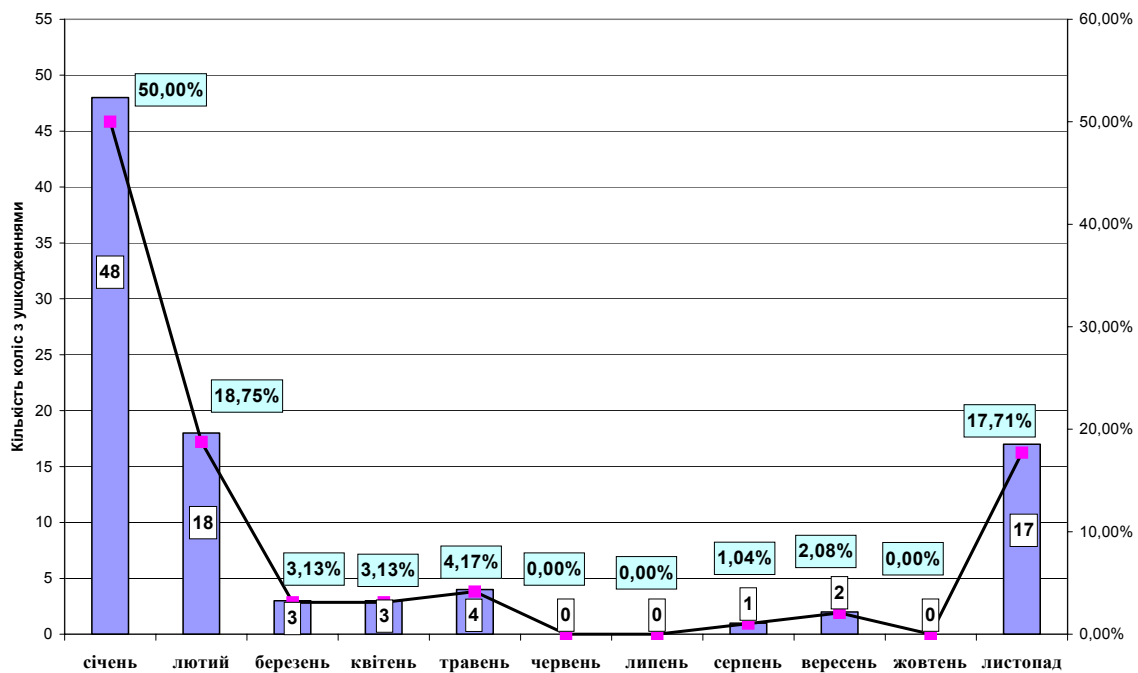


Рис. 2. Розподіл коліс з ушкодженнями по місяцях експлуатації

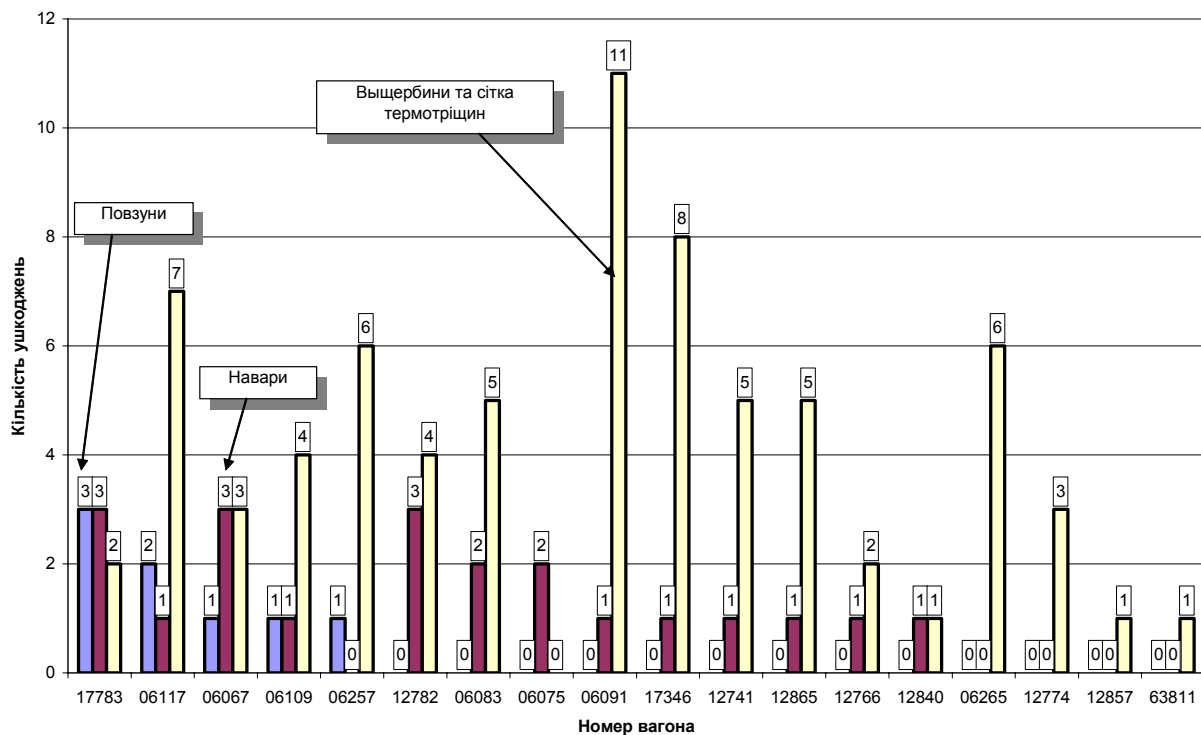


Рис. 3. Розподіл коліс з ушкодженнями по пасажирських вагонах

Аналіз результатів вимірювань для пасажирського вагона № 032-06109:

1. Різниця між мінімальною та максимальною сумарними силами натиснення колодок на колісну пару при виході штока 130 мм склала 18.91 %, при виході штока 150 мм – 20.02 %.

2. Найбільша нерівномірність сумарної сили натиснення колодок на одне колесо в межах колісної пари як при виході штока гальмівного циліндра 130 мм, так і 150 мм приходить на другу колісну пару котлового кінця вагона і складає відповідно 9.88 % і 10.68 %.

3. Розподіл сил натиснення колодки на колесо в межах колісної пари по вагону в цілому свідчить про значну відмінність їхніх значень, різниця між максимальною і мінімальною величиною сили натиснення може досягати більше 30 % (рис. 4).

4. Мінімальна сила вертикального статичного навантаження приходить на третю колісну пару некотлового кінця вагона (рис. 4).

За час експлуатації на вагоні № 032-06109 були зафіксовані наступні несправності поверхні колісних пар: повзунів – 1, наварів – 1, вищербин – 4.

Аналіз результатів вимірювань для пасажирського вагона № 032-06117:

1. Різниця між мінімальною та максимальною сумарними силами натиснення колодок на

колісну пару до регулювання склала 5.83 %, після регулювання – 6.8 %.

2. Найбільша нерівномірність сумарної сили натиснення колодок на одне колесо в межах колісної пари після регулювання зафіксована на третій та четвертій колісних парах некотлового кінця вагона і склала відповідно 11.8 % і 14.6 %.

3. Розподіл сил натиснення однієї колодки на колесо в межах колісної пари показала, що максимальна нерівномірність відповідає внутрішнім (другій і третій) колісним парам і склала відповідно 11.63 % та 9.3 %, до регулювання відхилення сил натиснення на першій і третій колісних парах склали 12.4 % і 16.06 %.

4. Мінімальна сила вертикального статичного навантаження приходить на четверту колісну пару некотлового кінця вагона (рис. 4).

За час експлуатації на вагоні № 032-06117 були зафіксовані наступні несправності поверхні колісних пар: повзунів – 2, наварів – 1, вищербин – 7.

Аналіз результатів вимірювань для пасажирського вагона № 033-12758:

1. Даний вагон не значиться в списках вагонів, призначених для використання в поїзді № 1/2 сполученням «Київ – Москва».

2. Виміри характеристик були виконані без додаткового регулювання гальмівної важільної передачі.

3. Найбільша нерівномірність сумарної сили натиснення колодок на одне колесо в межах колісної пари зафіксована на першій колісній парі котлового кінця вагона і склала 2.72 %, різниця сумарних сил натиснення колодок на першу (3723 кгс) и третю (3733 кгс) колісні пари склала 0.27 %.

4. Розподіл сил натиснення однієї колодки на колесо в межах колісної пари показала, що максимальна нерівномірність заміряна на першій колісній парі і складає 18.75 %.

5. Мінімальна сила вертикального статичного навантаження приходить на третю колісну пару некотлового кінця вагона (рис. 4).

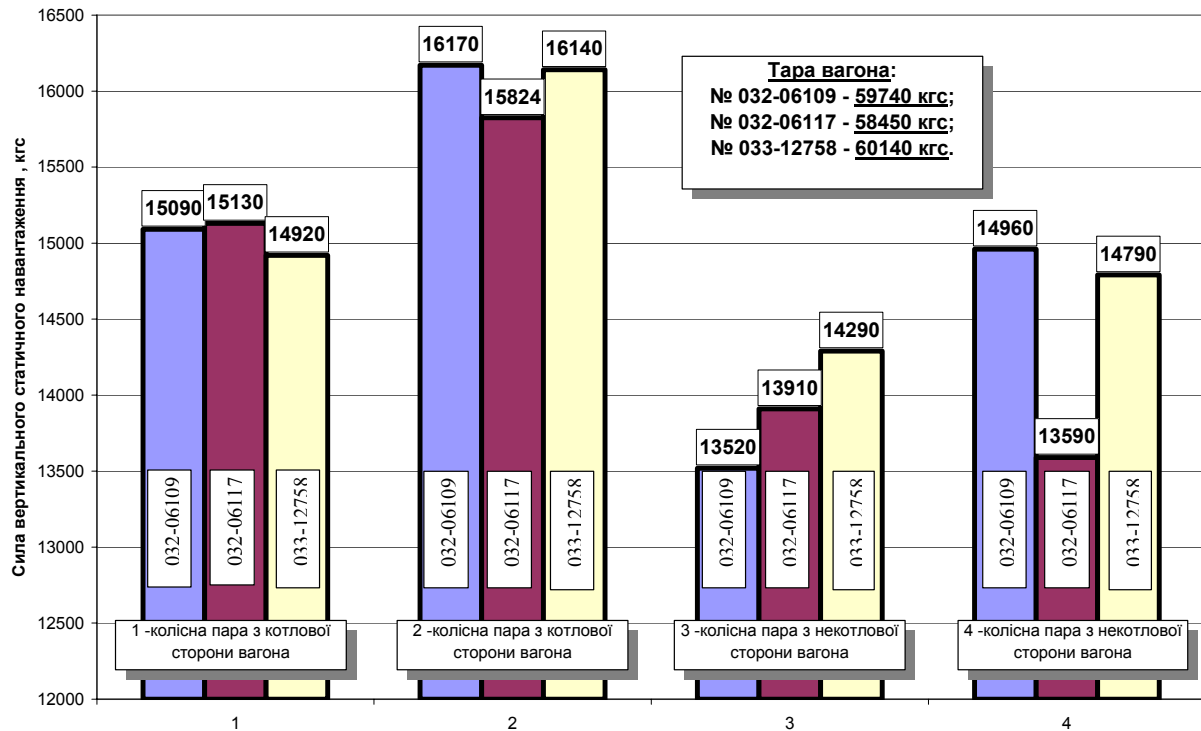


Рис. 4. Розподіл вертикального статичного навантаження на колісні пари

Дослідження по перевірці працездатності гальмівної системи та виходу штока гальмівного циліндра при ступінях і повному службовому гальмуванні пасажирського вагона моделі 61-779 показали, що найбільш оптимальним для композиційних колодок є величина виходу штока в межах 138-140 мм при першій ступіні гальмування.

У результаті аналізу проведених досліджень встановлено:

1. Пасажирські вагони моделі 61-779 і їхні модифікації мають збільшену масу тари і базу вагона в порівнянні з пасажирськими вагонами виробництва Тверського вагонобудівного заводу.

2. Зниження передатного відношення з 5.506 до 5.3 привело до зниження розрахункового гальмівного коефіцієнта при швидкості 140 км/год з 0.262 до 0.25 і, як наслідок, ефективності гальма.

3. У процесі експлуатації пасажирського поїзда № 1/2 сполученням «Київ – Москва» вияв-

лені дефекти поверхні колісних пар у вигляді повзунів (7.8 %), наварів (20.4 %) і вищербин (71.8 %), які обумовлені впливом гальмівної системи при гальмуванні, причому найбільша кількість дефектів приходить на навари і вищербини, повзуни виявлені на чотирьох вагонах з вісімнадцяти.

4. Зазначені дефекти виникають в основному в осінньо-зимовий період, 50 % ушкоджень приходить на січень 2006 року, який характеризувався найбільш низькими температурами (до -30 °C).

5. Неможливість створення цілком симетричних елементів важільної передачі обумовлює нерівномірне натиснення колодок на колеса в межах колісної пари.

6. Застосована схема передачі сил від гальмівного циліндра через систему тяг і важелів реалізує найбільші сумарні сили натиснення гальмівних колодок на внутрішніх колісних парах (найбільша кількість дефектів поверхні колісних пар приходить на третю (46.6 %) від котлового кінця вагона колісну пару).

7. Регулювання важільної передачі в порівнянні з поточним станом не виявили істотного ефекту по рівномірному розподілу сумарних сил натиснення гальмівних колодок на колісні пари.

8. При зміні величини виходу штока гальмівного циліндра від 130 мм до 160 мм і тисків у гальмівному циліндрі від 0.42 МПа (4.2 кгс/см²) до 0.40 МПа (4.0 кгс/см²) розрахункова сила натиснення гальмівної колодки на колесо зменшується на 5.8 %.

9. При постійному тиску в гальмівному циліндрі величина виходу штока в межах 130...160 мм незначно впливає на величину розрахункової сили гальмівного натиснення колодки на колесо.

10. Найменше навантаженою вертикальною (вісьовою) статичною силою є третя від котлового кінця вагона колісна пара.

11. Найбільш оптимальною для композиційних колодок є величина виходу штока в межах 138...140 мм при першій ступені гальмування.

ВИСНОВКИ

1. Важільна передача пасажирського вагона моделі 61-779 відповідає інструкції ЦВ-ЦЛ-0013 і при правильній установці важільної передачі візка дозволяє виключити ручне регулювання її в експлуатації до повного зносу колодок (ЦВ-ЦЛ-0013, п. 23.2.1) за умови регулювання важільної передачі пасажирського вагона після ремонту відповідно до розділу 23.2 ЦВ-ЦЛ-0013.

2. Регулювання виходу штока на величину в межах 150...160 мм повинні здійснюватися відповідно до інструкції ЦВ-ЦЛ-0013 (п. 5.1.11, табл. 1), а також при заміні колодок на повномірні, така необхідність обумовлена зменшенням імовірності появи повзунів при непритертих колодках.

3. При заміні колодок на повномірні і зносі коліс рекомендується перевірити регулювання важільної передачі на відповідність нормативним значенням розділу 23.2 ЦВ-ЦЛ-0013.

4. Недостатня гальмівна ефективність пасажирських вагонів моделі 61-779 обумовлює необхідність збільшення часу гальмування, а також проводити регулювальні гальмування при більш глибокій розрядці гальмівної магістралі, що збільшує імовірність підвищеного нагріву поверхні кочення колеса.

5. До найбільш істотних факторів, що впливають на пошкоджуваність поверхні колісних пар у виді наварів та вищербин, варто віднести недостатній відвід тепла від поверхні колеса композиційними колодками при гальмуванні.

6. Послідовна схема передачі зусиль на колісні пари візка від внутрішньої до зовнішньої

обумовлює більш високу гальмівну завантаженість внутрішньої колісної пари.

7. Третя колісна пара неkotлового кінця вагона має найменше вертикальне статичне навантаження і, як наслідок, більшу імовірність появи повзунів.

8. Аналіз розподілу пошкоджуваності колісних пар на вагонах пасажирського поїзда сполученням «Київ – Москва» свідчить про нестабільне значення коефіцієнта тертя гальмівних композиційних колодок (відповідно до п. 1.2 ТУ 2571-028-00149386-2000, коефіцієнт тертя в парі зі сталлю марки 1 може складати 0.38...0.55).

9. Хімічний склад коліс типу 2 не відповідає умовам експлуатації, що обумовлює появу вищербин і сітки термотріщин на поверхні кочення колеса при високих температурах.

Для усунення перерахованих недоліків гальмівної системи пасажирських вагонів моделі 61-779 рекомендується:

1. Провести обстеження пошкоджуваності колісних пар пасажирських вагонів моделі 61-779 в експлуатації, за результатами обстеження в експлуатації розглянути питання про можливість підвищення гальмівної ефективності шляхом збільшення передатного відношення важільної передачі до 5.506 (первісне передатне відношення).

2. Використовувати гальмові колодки з металевими вставками і тепловідвідні типу ТИИР-303 з червоною полосою на торці.

3. Розробити схему рівномірної передачі гальмівних сил на колісні пари візків, прикладом такої схеми може з'явитися застосування повізкового гальмування.

4. Провести дослідження з впливу підвагонного генератора на величину еквівалентного коефіцієнта гальмівного натиснення колодок на колеса для колісної пари з приводом від підвагонного генератора в діапазоні швидкостей 40...160 км/год.

5. Провести дослідження з визначення розподілу температури на поверхні колеса під колодкою при регулювальних гальмуваннях при різних кліматичних умовах (зимовий – літній періоди).

6. Провести дослідження з визначення оптимального хімічного складу і термічної обробки поверхні колеса з метою усунення вищербин і сітки термотріщин.

7. Розробити заходи щодо рівномірного розподілу вертикального статичного навантаження на колісні пари візка з неkotлової сторони вагона.

Надійшла до редакції 11.11.2007.

МОДЕЛЮВАННЯ РУХУ ПОВІТРЯ В ЦИЛІНДРІ ПОРШНЕВОГО ДВИГУНА

В даній роботі представлені чисельні рішення рівнянь кількості руху, нерозривності, стану та енергії. Визначений розподіл швидкостей, температури, тиску і густини повітря в камері згоряння при стисненні повітря. Результати можуть бути використані для проектування камери згоряння та форсунок.

В данной работе представлены численные решения уравнений количества движения, неразрывности, состояния и энергии. Определено распределение скоростей, температуры, давления и плотности в камере сгорания при сжатии воздуха. Результаты могут быть использованы для проектирования камеры сгорания и форсунок.

The numerical solutions of the working equations of motion amount, continuity, state and energy are represented in this work. The speed, temperature, pressure, and density distributions in a combustion chamber at the air compression have been determined. The results can be used for design of a combustion chamber and injectors.

Проблема сумішоутворення є ключовою в робочому процесі двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ). Згоряння палива при концентрації, наближеній до стехіометричної, досягається розпилюванням пального і організацією руху повітря в вогнищі, тому розвиток ДВЗ пов'язаний з удосконаленням камер згоряння і форсунок. Оскільки вирішальне значення для розпилювання має в'язкість, її збільшення в альтернативних видах пального потребує нових технічних рішень по сумішоутворенню.

Комп'ютерне моделювання робочого процесу в циліндрі дозволяє здійснити пошук форм і розмірів камери згоряння, при яких вона спрягається з розпилювачем за умови досягнення максимального КПД ДВЗ. В відомій [1] програмі SPEED-DC розрахунку згоряння палива в ДВЗ з підпрограмами руху повітря в циліндрі, розподілу струменів пального в камері згоряння і гомогенізації згоряння застосовується «к-ε» модель турбулентності, яка потребує підбору констант на основі експериментальних досліджень.

В [2] запропонована схема закрученого потоку з вихрових ниток і показано, що при такому русі ефективна в'язкість по радіусу не змінюється. Незалежність її від координат дозволяє спростити систему рівнянь руху і отримати розподіл швидкості без введення додаткових констант і рівнянь. Такий підхід застосований нами для визначення закономірностей циркуляційного руху в циліндрі при стисненні повітря.

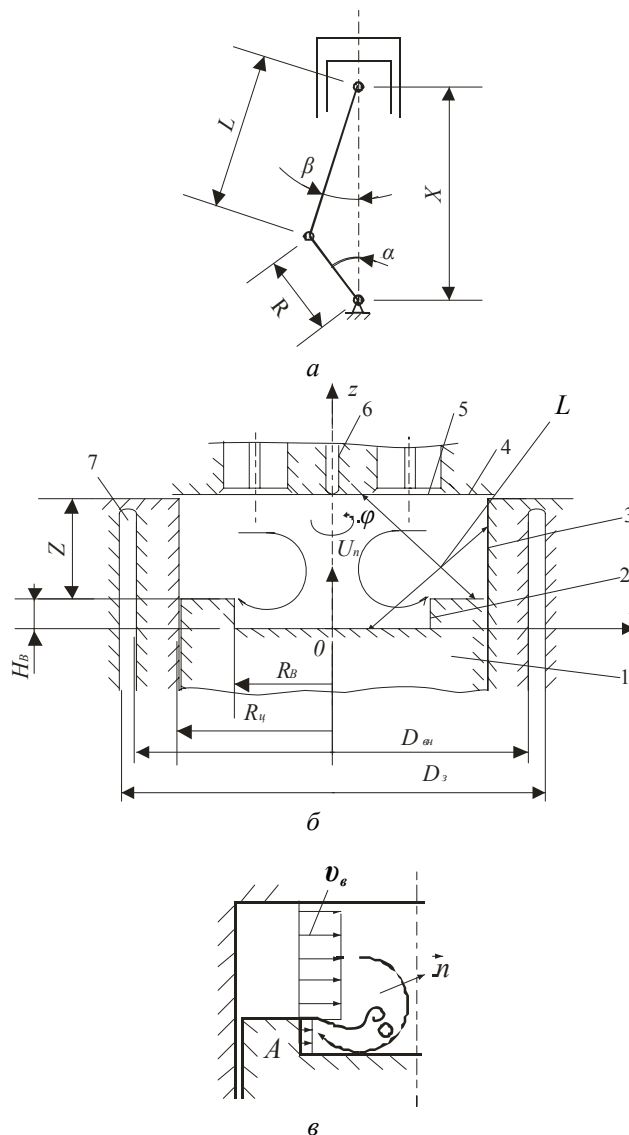


Рис. 1. Положення поршня в циліндрі

Математичне моделювання руху повітря.

При стисненні повітря поршень 1 з виїмкою 2 рухається в циліндрі 3 до голівки 4 з закритими клапанами 5. Положення поршня в циліндрі

$$X = R \cdot \cos \alpha + L \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{R}{L} \cdot \sin \alpha\right)^2},$$

швидкість поршня

$$U_{\pi} = \frac{dX}{dt} = -R\omega \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta},$$

де

$$\beta = \arcsin\left(\frac{R}{L} \cdot \sin \alpha\right).$$

Повітря витісняється з периферійної зони в центральну з середньою швидкістю

$$W_B = U_{\pi} \frac{R_B}{2 \cdot (Z + H_B)} \left[\left(\frac{R_{\Pi}}{R_B} \right)^2 - 1 \right],$$

де $Z = R + L + S - X$ – відстань поршня від голівки, S – відстань між поршнем і голівкою в в.м.т.

При $\alpha = \alpha^*$ в стиснуте повітря через форсунку 6 впорскується пальне.

Рівняння нестационарного вісьосиметричного $\left(\frac{\partial}{\partial \varphi} = 0\right)$ руху повітря в циліндричній системі координат r, φ, z мають вигляд [3]

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + v \frac{\partial v}{\partial r} + u \frac{\partial v}{\partial z} \right) = \rho \cdot g_r - \frac{\partial P}{\partial r} + \frac{\partial \tau_{rr}}{\partial r} + \frac{\partial \tau_{rz}}{\partial z} + \frac{\tau_{rr} - \tau_{\varphi\varphi}}{r}; \quad (1)$$

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + v \frac{\partial u}{\partial r} + u \frac{\partial u}{\partial z} \right) = \rho \cdot g_z - \frac{\partial P}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{zr}}{\partial r} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} + \frac{\tau_{zr}}{r}; \quad (2)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(r\rho v)}{\partial r} + \frac{\partial(r\rho u)}{\partial z} = 0; \quad (3)$$

$$\rho \left(\frac{\partial h}{\partial t} + v \frac{\partial h}{\partial r} + u \frac{\partial h}{\partial z} \right) = \frac{\partial P}{\partial t} + v \frac{\partial P}{\partial r} + u \frac{\partial P}{\partial z} + \frac{\lambda_T}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial}{\partial r} \left(\lambda_T \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda_T \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \Phi_{\mu}; \quad (4)$$

$$P = \rho RT; \quad (5)$$

де напруги

$$\tau_{rr} = 2\mu_T \frac{\partial v}{\partial r} + \xi' \operatorname{div} \bar{\theta}; \quad \tau_{zz} = 2\mu_T \frac{\partial u}{\partial z} + \xi' \operatorname{div} \bar{\theta};$$

$$\tau_{\varphi\varphi} = 2\mu_T \frac{v}{r} + \xi' \operatorname{div} \bar{\theta}; \quad \tau_{zr} = \tau_{rz} = \mu_T \left(\frac{\partial v}{\partial r} + \frac{\partial u}{\partial z} \right);$$

$$\xi' = -\frac{2}{3} \mu_T; \quad \operatorname{div} \bar{\theta} = \frac{\partial}{r \partial r} r v + \frac{\partial u}{\partial z};$$

дисипативна складова енергії

$$\phi_{\mu} = \tau_{rr} \frac{\partial v}{\partial r} + \tau_{rz} \left(\frac{\partial u}{\partial r} + \frac{\partial v}{\partial z} \right) + \tau_{\varphi\varphi} \frac{v}{r} + \tau_{zz} \frac{\partial u}{\partial z}. \quad (6)$$

Після підстановки напруг в (1), (2), (6) приведемо систему рівнянь до безрозмірного вигляду. Масштабами задачі приймаємо діаметр циліндра D , швидкість поршня $U_{\pi*}$, залежну від α , відповідно, тиск P_* , температуру T_* , густину ρ_* , які визначаємо з термодинамічного розрахунку. Тоді рівняння (1) – (6) запишемо так:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho v) + \frac{\partial}{\partial r}(\rho v^2) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho u v) + \frac{\rho v^2}{r} = Fr_r - \\ - Eu \frac{\partial P}{\partial r} + \frac{1}{Re_T} \left[\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r v) \right) + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right] + \\ + \frac{1}{3Re_T} \left[\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r v) + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \right]; \quad (7) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho u r) + \frac{\partial}{\partial r}(\rho u v r) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho u^2 r) = Fr_r - \\ - Eu \frac{\partial P}{\partial z} + \frac{1}{Re_T} \left[\frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial u}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 (u r)}{\partial z^2} \right] + \\ + \frac{1}{3Re_T} \left[\frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial}{\partial r} (r v) + \frac{\partial (u r)}{\partial z} \right) \right]; \quad (8) \end{aligned}$$

$$\frac{\partial r \rho}{\partial t} + \frac{\partial(r \rho v)}{\partial r} + \frac{\partial(r \rho u)}{\partial z} = 0; \quad (9)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho T}{\partial t} + \frac{\partial \rho v T}{\partial r} + \frac{\rho v T}{r} + \frac{\partial \rho u T}{\partial z} = \\ = Eu \cdot \Lambda^2 \left(\frac{\partial P}{\partial t} + v \frac{\partial P}{\partial r} + u \frac{\partial P}{\partial z} \right) + \\ + \frac{1}{Pe_T} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + \frac{\Lambda^2}{Re_T} \Phi_{\mu}; \quad (10) \end{aligned}$$

$$P = \rho T; \quad (11)$$

В систему рівнянь входять безрозмірні числа Фруда $Fr = \frac{gD}{U_{п*}^2}$, Ейлера $Eu = \frac{P_*}{\rho_* \cdot U_{п*}^2}$, ефективні числа Рейнольдса $Re_T = \frac{U_{п*}D}{\mu_{T*}}$, Пекле $Pe_T = Re_T \cdot Pr_T$, Прандтля $Pr_T = \frac{\nu_T}{a_T}$, швидкість $\Lambda = \frac{U_{п*}}{\sqrt{C_p T_*}}$. Теплоємність C_p приймаємо як середню для інтервалу температур 293 К – T_* .

При розв'язку рівнянь не будемо враховувати в (7), (8) масову силу, оскільки $Fr \ll Eu$, а в (10) дисипативну складову, оскільки множник $\frac{\Lambda^2}{Re_T}$ на три порядки менший від $Eu \cdot \Lambda^2$.

Робочий процес в циліндрі приймаємо квазістаціонарним, а саме, кожної миті поле параметрів співпадає із стаціонарним відповідно положенню поршня. Для кожного положення визначаємо Re_T і Pe_T .

Граничні умови для рівнянь руху:

$$r = 0, \quad 0 < z \leq Z, \quad v = 0, \quad \frac{\partial u}{\partial r} = 0;$$

$$r = R_{ц} \text{ і } r = R_B, \quad 0 < z \leq Z, \quad v = 0, \quad u = 0;$$

$$0 < r < R_{ц}, \quad z = Z, \quad v = 0, \quad u = 0;$$

$$0 < r < R_{ц}, \quad z = 0 \text{ і } z = H_B, \quad v = 0, \quad u = U_{п*}.$$

Для рівняння енергії приймаємо, що температура на осі циліндра при $r = 0$, $0 < z \leq Z$ $\frac{\partial T}{\partial r} = 0$.

Температуру повітря коло поверхні надповерхневого простору визначаємо через тепловий потік

$$T = T_{ц} + \frac{q}{\alpha_{п} \cdot \pi \cdot D},$$

де

$$q = \frac{\pi \cdot (T_B - T)}{\frac{1}{\alpha_{п} \cdot D} + \frac{1}{2\lambda_{ц}} \ln \frac{D_{вн}}{D} + \frac{1}{\alpha_{в} \cdot D_{вн}}} \quad [9],$$

де D – діаметр циліндра, T_B – температура охолоджуючої води, $\lambda_{ц}$ – теплопровідність,

Коефіцієнт тепловіддачі повітря в циліндрі

$$\alpha_{п} = \frac{Nu_{п} \cdot \lambda_{п}}{D},$$

де $Nu_{п} = 0.021 Re_{п}^{0.8} Pr_{п}^{0.43}$.

Число Рейнольдса $Re_{п} = \frac{v \cdot D}{\nu_{п}}$. Число Прандтля $Pr_{п}$, теплопровідність $\lambda_{п}$ і кінематична в'язкість $\nu_{п}$ повітря визначаються в залежності від його температури.

Коефіцієнт тепловіддачі води в сорочці

$$\alpha_{в} = \frac{Nu_{в} \cdot \lambda_{в}}{D_r},$$

де D_r – гідравлічний діаметр охолодної сорочки, $D_r = 0.08$ м.

Число Нуссельта

$$Nu_{в} = 0.017 Re_{в}^{0.8} Pr_{в}^{0.4} \left(\frac{D_{вн}}{D_3} \right)^{0.18}.$$

Число Рейнольдса $Re_{в} = \frac{v_{в} \cdot D_r}{\nu_{в}}$.

Кінцево-різницева система рівнянь записана для шахової сітки, що дозволяє використовувати різницю тиску в сусідніх вузлах при розрахунку сили, що діє на грані контрольного об'єму, підвищувати точність результатів і уникнути змінного в часі поля тиску. Дискретний аналог складений з застосуванням метода контрольного об'єму, а при обчисленні швидкостей – схеми проти потоку [4]. При рішенні рівнянь застосовується поточковий послідовний метод Гаусса-Зейделя.

Ефективна в'язкість і теплопровідність.

Внаслідок перетікання повітря зі швидкістю W_B в напрямку осі в циліндрі виникає циркуляційний рух, схожий з торіодальним вихровим кільцем. Отримані в [5] експериментальні дані показують, що розподіл швидкості в кільці такий, як для закрученого потоку в вихровій камері [2]. Тому закручений, циркуляційний потік і вихрові кільця можна віднести до течій одного класу, з генерацією вихрових ниток внаслідок стрибка швидкості за точкою А (рис. 1, в) за механізмом нестійкості Кельвіна-Гельмгольда.

Якщо по аналогії з [2] прирівняти напруги в потоці

$$\tau_{nn} = \frac{2}{3} \mu_{T_n} \left(2 \frac{\partial v}{\partial n} - \frac{v}{n} \right);$$

$$\tau_{\phi\phi} = \frac{2}{3} \mu_{T_\phi} \left(2 \frac{v}{n} - \frac{\partial v}{\partial n} \right)$$

де n – зовнішня нормаль до поверхні циркуляційного потоку, напруги між вихровими нитка-

ми $\tau = \mu \frac{2w_B}{\Delta}$, де w_B – максимальна обертальна швидкість в нитці, а Δ – відстань між нитками, то

$$\mu_{T_n} = 3\mu \frac{w_B}{\Delta} \frac{1}{2 \frac{\partial v}{\partial n} - \frac{v}{n}}; \mu_{T_\phi} = 3\mu \frac{w_B}{\Delta} \frac{1}{2 \frac{v}{n} - \frac{\partial v}{\partial n}}.$$

З дослідів [6], [7] відомо, що пульсації швидкості в закрученому потоці $\sim n^{-1}$, а масштаби пульсацій $\sim n$. Крім того, для вихрового кільця $v = -an$. Оскільки пульсації – це швидкості руху у вихрових нитках, то $\mu_{T_n} = \mu_{T_\phi} = \text{const}$, а радіальна швидкість є визначальною для ефективної в'язкості. Ефективне число Рейнольдса $Re_T^* = \frac{V_* R_K}{\nu_T}$ для циркуляційного руху в циліндрі визначаємо як для закрученого потоку відповідно [8].

$$\text{Для циліндра } Re_T = Re_T^* \frac{U_{n*}}{V_{K*}} \frac{D}{R_{K*}}.$$

Ефективна теплопровідність λ_T входить в температуропровідність $a_T = \frac{\lambda_T}{C\rho}$ і ефективне

число Прандтля $Pr_T = \frac{\nu_T}{a_T}$. Відповідно з відомими експериментальними даними в широкому діапазоні молекулярних чисел Прандтля

$$Pr_T \approx 0.7 \dots 0.8.$$

Результати розрахунків і їх аналіз. Розрахунки розподілу параметрів повітря при стисненні виконані для циліндра дизельного двигуна Д50. Вихідні дані: діаметр циліндра $D = 318$ мм, хід поршня 330 мм, середня швидкість поршня $U_{п.ср} = 8.15$ м/с, ступінь стиснення $\varepsilon = 11.5$, об'єм камери згоряння $V_K = 0.00194$ м³. Впорскування пального при $\alpha = 29^\circ$.

Камеру згоряння ω -образної форми в поршні замінили циліндричною виїмкою з таким самим об'ємом, радіус виїмки $R_B = 0.1179$ м, висота $H_B = 0.045$ м.

В термодинамічному розрахунку показник політропи $n = 1.35$.

Теплофізичні властивості повітря: газова стала $R = 287 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$, динамічна в'язкість $\mu = 18.09 \cdot 10^{-6}$ Па $\cdot$ с, кінематична в'язкість

$\nu = \mu / \rho$, теплоємність $C = 153 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$. В розрахунках $Pr_T = 0.7$.

В розрахунках прийнята швидкість води в сорочці $v_B = 0.28$ м/с, фізичні властивості води при $T_B = 80^\circ \text{C}$: теплопровідність

$$\lambda_B = 0.662 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{град}}, \text{ число Прандтля } Pr_B = 2.2,$$

кінематична в'язкість $\nu_B = 0.365 \cdot 10^{-6}$ м²/с [9].

Розміри сорочки: внутрішній діаметр $D_{вн} = 0.41$ м, зовнішній діаметр $D_3 = 0.49$ м. Теплопровідність

$$\lambda_{\text{ц}} = 54 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{град}}.$$

Перед стисненням циліндр заповнений повітрям з тиском турбокомпресора $P_n = 0.252$ МПа і температурою $T_n = 331$ К, $\rho_n = 2.4$ кг/м³.

У виїмці утворюється циркуляційний рух повітря з лініями току, зображеними на рис. 2. На рис. 3 показано розподіл швидкостей повітря в надпоршневому просторі при куті $\alpha = 29^\circ$, який відповідає початку впорскування пального. При швидкості поршня 6.52 м/с максимальна вісьова швидкість повітря (рис. 3) досягає 4.6 м/с. Повітря із зовнішнього кільцевого простору витісняється в виїмку так, що максимальна швидкість досягається коло поверхні голівки.

Температура і густина повітря показані на рис. 4. Середньомасова температура $T = 602.3$ К. Термодинамічні параметри $P_* = 2.77$ МПа, $T_* = 615$ К, $\rho_* = 15.6$ кг/м³. Тиск повітря в циліндрі відповідає термодинамічному і мало змінюється по радіусу. Максимальна температура повітря на осі 724 К, мінімальна біля стінок і кришки циліндра 405 К, що зумовлено охолодженням циліндра і поршня.

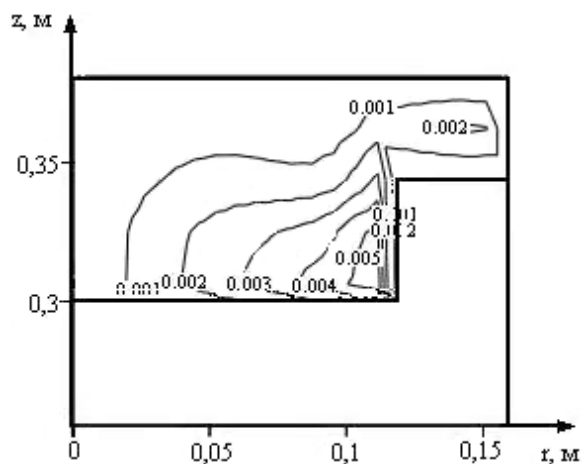


Рис. 2. Лінії току повітря

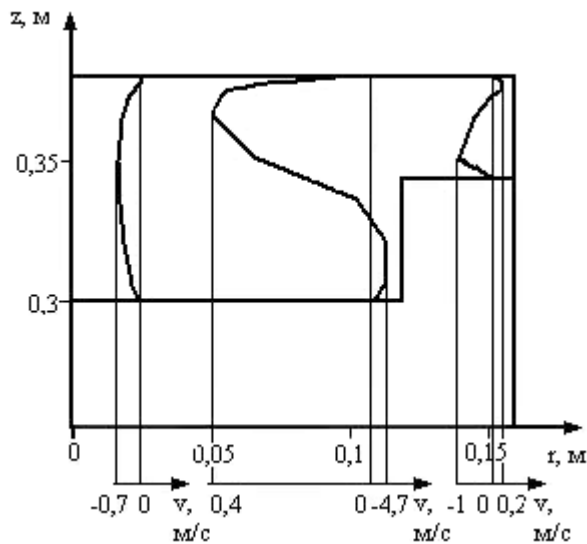


Рис. 3. Розподіл швидкостей повітря

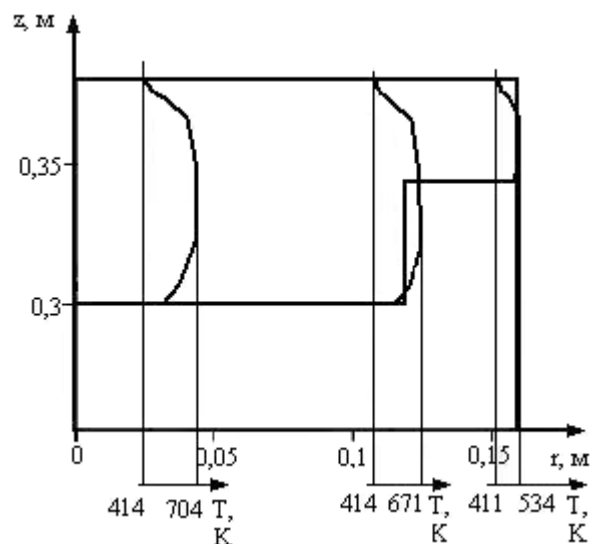
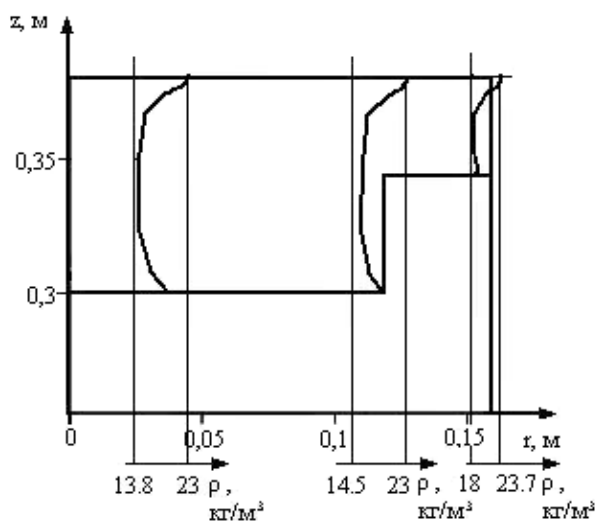


Рис. 4. Розподіл параметрів повітря

Підсумок. Математична модель стиснення повітря в циліндрі ДВЗ дозволяє визначити розподіл швидкостей і параметрів повітря, необхідні для рішення задачі сумішоутворення, а також оптимізації розмірів камери згоряння.

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Gosman A. D. Development of a computer code for diesel combustion subprogramme. E // ATA: Ing. automat., 1991, 44, № 3. – P. 144-149.
2. Коваль В. П. Газодинамика закрученного потока / В. П. Коваль, В. А. Жигула // Прикл. мех. – К., 1975, Т. 11, Вып. 9. – С. 65-72.
3. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа. – М.: Наука, 1973. – 848 с.
4. Патанкар С. Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости. – М.: Энергоиздат, 1984. – 152 с.
5. Sullivan I. P. Study of vortex rings using a laser Doppler velocimeter / I. P. Sullivan, S. E. Widnall, S. Ezekiel // AIAA J., 1973, V. 11, № 10. – P. 1384-1389.
6. Ринкевичюс Б. С. Исследование турбулентности жидкости с помощью дифференциальной схемы ОДИС / Б. С. Ринкевичюс, В. И. Смирнов // Журн. ПМТФ, 1972, № 4. – С. 182-185.
7. Устименко Б. П. Исследование осредненных и пульсационных характеристик течения в циклонных камерах / Б. П. Устименко, М. А. Бухман // Проблемы теплоэнергетики и прикладной теплофизики, Вып. 5. – Алма-Ата, 1969.
8. Коваль В. П. Гидравлическая характеристика центробежной форсунки. / В. П. Коваль, С. Л. Михайлов // Теплоэнергетика, 1972, № 5. – С. 31-34.
9. Михеев М. А. Основы теплопередачи / М. А. Михеев, И. М. Михеева. – М.: Энергия, 1977. – 344 с.

Надійшла до редколегії 17.01.2008.

А. И. СКОКОВ, Л. В. БЕСПАЛОВА, А. Г. ДЯЧЕНКО, Д. Л. ПОЛИТАЕВА,
Т. С. СКОРИКОВА (ГП УНИКТИ «ДИНТЭМ»)

СИЛОВЫЕ РЕЗИНОТЕХНИЧЕСКИЕ ИЗДЕЛИЯ С ПРОГНОЗИРУЕМЫМИ ДЕФОРМАЦИОННЫМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ ДЛЯ КОМПЛЕКТАЦИИ ТЕЛЕЖКИ ОТЕЧЕСТВЕННОГО ПАССАЖИРСКОГО ВАГОНА

Проведено роботи зі створення конструкції, технології виготовлення і методик випробування великогабаритних силових гумотехнічних виробів, що комплектують візок пасажирського вагона.

Проведены работы по созданию конструкции, технологии изготовления и методик испытания крупногабаритных силовых резинотехнических изделий, комплектующих тележку пассажирского вагона.

The works on creation of the design, production technology and testing procedures for large-sized power rubber technical products making up a set of the bogie for a passenger coach are performed.

За последние годы, в связи с бурным развитием транспортной системы Украины, особенно железнодорожного транспорта, поставлена задача по созданию конструкции и организации серийного производства отечественных пассажирских вагонов с уровнем европейских стандартов. Эксплуатационные характеристики вагона (безопасность, плавность хода, ресурс работоспособности и др.) в первую очередь определяются конструкцией тележки и ее виброизоляционными показателями.

Специалистами АО «Крюковский вагоностроительный завод» разработана конструкция отечественной тележки пассажирского вагона (модель 68-7007), которая по своим эксплуатационным параметрам не уступает французской тележке SNCF типа Y32. Отличительной особенностью тележек этого типа являются высокие динамические показатели за счёт использования в узлах резиновых и резинометаллических крупногабаритных амортизаторов с заданными деформационными характеристиками.

Учитывая опыт ГП «УНИКТИ «ДИНТЭМ» в разработке резинотехнических изделий (РТИ) различного назначения, перед институтом была поставлена задача по созданию конструкции, технологии изготовления и разработке методик испытаний амортизаторов, комплектующих тележку отечественного пассажирского вагона модели 68-7007. Подобные разработки в институте проводились впервые. В соответствии с поставленной задачей разработана конструкторско-технологическая документация и изготовлены опытные партии крупногабаритных амортизаторов различного назначения 8-ми наименований. Сложность разработки заключалась в том, что амортизаторы, находясь в сложном-нагруженном состоянии и воспринимая

циклические нагрузки, должны одновременно обеспечивать способность к значительным обратимым деформациям, снижая, таким образом, вибронпряженность узлов тележки, повышая их долговечность и надёжность. Кроме того, РТИ должны обеспечивать заданные деформационные характеристики в условиях воздействия воздушной среды (в присутствии смазок, масел, топлива), которые в процессе эксплуатации в течение 8 лет ($7 \cdot 10^8$ циклов нагружения) при температуре от -50 до $+45$ °C должны изменяться в ограниченных пределах.

Поставленные задачи по обеспечению деформационных характеристик амортизаторов, повышения их надёжности и долговечности решались конструктивными методами и использованием резин с различными физико-механическими свойствами [1, 2].

В литературе отсутствуют методики, которые бы дали возможность с необходимой для практики точностью рассчитать геометрические параметры и деформационные характеристики подобных амортизаторов [3, 4, 5]. Поэтому эксперимент является наиболее достоверным способом оценки работоспособности таких РТИ. Разработаны программы и методики испытаний, а также созданы стенды и приспособления для определения деформационных характеристик амортизаторов при осевой и радиальной деформации, а также при вращении и смещении на различные углы составных элементов амортизаторов.

С целью прогнозирования долговечности и сроков сохранения деформационных характеристик амортизаторов в процессе эксплуатации разработаны методы определения гарантийных сроков сохранения работоспособности РТИ в условиях воздействия различных климатических фак-

торов и циклических нагрузок, эквивалентных 8 годам эксплуатации.

В соответствии с этим, а также принимая во внимание деформационные характеристики амортизаторов, для изготовления РТИ выбраны

резины 1-1206.001, 1-1120.022 по ТУ У600152135.050-97. Отработана технология, изготовлены и испытаны опытные партии амортизаторов осевого нагружения, результаты испытаний которых приведены в табл. 1.

Таблица 1

Деформационные характеристики амортизаторов осевого нагружения

Наименование изделия (РТИ)	Требования по КД		Фактические деформационные характеристики	
	Нагрузка, кН	Деформация, мм	Нагрузка, кН	Деформация, мм
Резиновый амортизатор (750x425x90) мм в сборе с 4-мя амортизаторами (275x20) мм	130 ₋₁₀	5.2±0.2	120	5.10
			130	5.30
Резинометаллический амортизатор (262x34) мм	65 ₋₁₀	3.0±0.2	55	2.93
			65	3.01
Резинометаллический амортизатор (300x38) мм	85 ₋₁₀	3.0±0.2	75	2.85
			85	3.02

Из таблицы видно, что выбранные резины по модулю упругости соответствуют заданным требованиям конструкторской документации (КД) на амортизаторы по характеристике нагрузка–деформация. При этом для достижения соответствия деформационных характеристик резинового амортизатора требованиям КД, его составные части необходимо изготавливать из резин с различными модулями упругости.

Продолжаются стендовые испытания амортизаторов, работающих в сложных условиях под действием нагрузок в радиальном, продольном, поперечном направлениях и крутящих моментов. Одновременно проводилась проверка работоспособности амортизаторов в составе тележки пассажирского вагона во время его ходовых испытаний. Анализ предварительных эксплуатационных испытаний указанных амортизаторов в составе тележки модели 68-7007 пассажирского вагона показал, что уровень вибрации в различных зонах тележки (на буксе, по краям и посередине рамы, в месте крепления тележки к вагону), в зависимости от скорости движения и частоты колебаний, уменьшается в 20...25 раз по сравнению с серийной тележкой.

Предварительные результаты стендовых и эксплуатационных испытаний дают возмож-

ность сделать вывод, что разработанные и изготовленные в ГП «УНИКТИ «ДИНТЭМ» амортизаторы соответствуют требованиям КД и позволяют создать новую тележку отечественного пассажирского вагона, соответствующую по своим характеристикам уровню зарубежных аналогов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Лепетов В. А. Расчет и конструирование резиновых изделий / В. А. Лепетов, Л. Н. Юрцев. – Л.: Химия, 1987. – 408 с.
2. Макаров Г. В. Уплотнительные устройства. – Л.: Машиностроение, 1973. – 232 с.
3. Потураев В. Н. Резиновые и резинометаллические детали машин. – М.: Машиностроение, 1966. – 299 с.
4. Горелик Б. М. Цилиндрические резинометаллические амортизаторы. – М.: ЦНИИЭнефтехим, 1989. – 68 с.
5. Губанов В. В. Методы расчёта изделий из высокоэластичных материалов // Тезисы докладов 4 научно-технической конференции. – Рига: РПИ, 1986. – 59 с.

Поступила в редакцию 11.11.2007.

С. В. ШМАКОВ (ГП «Украинский научно-исследовательский институт вагоностроения»)

ВОЗМОЖНОСТЬ СНИЖЕНИЯ ВЛИЯНИЯ ТРАНСПОРТНОГО ШУМА НА ЧЕЛОВЕКА В ПАССАЖИРСКИХ ПОМЕЩЕНИЯХ ВАГОНОВ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА МЕТОДОМ, ОСНОВАННОМ НА ЭФФЕКТЕ МАСКИРОВКИ

Розглядається проблема по зниженню впливу тривалого транспортного шуму на людину в пасажирських приміщеннях вагона. Пропонується метод по її рішення. Зроблено відповідні розрахунки, проведений аналіз результатів. Запропоновано функціональну схему по технічній реалізації даного методу.

Рассматривается проблема по снижению влияния продолжительного транспортного шума на человека в пассажирских помещениях вагона. Предлагается метод по ее решению. Сделаны соответствующие расчеты, проведен анализ результатов. Предложена функциональная схема по технической реализации данного метода.

The problem of reduction of the long-term traffic noise effect on the person in coach passenger spaces is examined. The method of solving the problem is offered. The corresponding calculations and analysis of results are performed. The functional diagram on technical realization of this method is proposed.

Целью работы является возможность по использованию эффекта акустической маскировки для снижения влияния транспортного шума на человека в пассажирских помещениях поездов дальнего следования.

Возможность использования метода «маскировка» основана на том, что порог слышимости отдельных звуков изменяется в зависимости от общего уровня шума. Днем шумовой фон насыщен различными источниками шума. В ночное время количество источников шума резко уменьшается. Уровень отдельных источников шума при этом не меняется. В спектре шума появляются выраженные дискретные тона, которые оказывают раздражающее действие на пассажира.

Пассажирские перевозки железнодорожным транспортом вагонами дальнего следования имеют особенности. Пассажиры подвергаются длительному воздействию транспортного шума в вагонах поездов дальнего следования от 12 часов до нескольких суток. На это время приходится от одного до нескольких периодов бодрствования и ночного сна.

Максимально допустимые уровни транспортного шума в пассажирских помещениях вагонов локомотивной тяги регламентируются в Украине ДСТУ 4049-2001 [1], в России – НБ ЖТ ЦЛ 201-98 [2]. Численные значения этих уровней соответствуют санитарным нормам в Украине ДСН 3.3.6.037-99 [3], в России – СП 2.5 1198-03 [4]. Санитарные нормы и правила определяют уровни шума по степени

влияния на человека в зависимости от напряженности и вида работы. Указанные нормативные документы не содержат разделов, которые учитывают физиологическое влияние уровня шума на период сна или отдыха.

Результаты исследований [5] по физиологическому влиянию уровня шума на период сна содержат следующие выводы.

Первичное проявление шума на сон зависит от возраста и пола. Уровень шума, который будит лишь 5 % детей 7-8-летнего возраста, вызывает полное пробуждение 70 % людей в возрасте 69-72 лет. Разбуженный пожилой человек труднее засыпает вновь, чем человек средних лет или ребенок. Женщины легче (до 40 %) просыпаются от шума, чем мужчины.

Когда человек спит, его органы чувств, в том числе и уши, остаются «включенными». Шум низкого уровня не оказывает видимого влияния на сон, но факт восприятия шума является при анализе электроэнцефалограммы (далее – ЭЭФГ). Во время глубокого сна шум с уровнем 50...60 дБА вызывает легко идентифицируемый ответ коры головного мозга. Шумы более 60 дБА вызывают ярко выраженные ЭЭФГ. Под действием этого шума человек начинает просыпаться, образуется сдвиг глубины сна, еще не приводящего к полному пробуждению. Как показывают результаты многочисленных экспериментов, если на спящего человека, едва достигшего стадии глубокого сна, воздействовать так, чтобы, не разбудив, перевести в стадию менее глубокого сна,

результат оказывается таким же, как и при полном пробуждении. Образуется вынужденный сдвиг глубины сна. Шум постоянного уровня меньше влияет на вынужденный сдвиг глубины сна, чем шум с колебаниями уровня или прерывистый шум.

Вторичное проявление шума на сон заключается в удлинении срока, необходимого для наступления глубокого сна. В условиях фоновых шума 40 дБ между моментом, когда человек ложится в постель, и наступлением нормального сна, проходило в среднем до 26 минут. При наличии транспортного шума это время составляло свыше 50 минут.

В условиях тишины слышны шуршание листьев, тиканье часов и другие звуки, но в условиях шума и помех можно не услышать даже громкий разговор. Такое повышение порога слышимости называется маскировкой. Уровни шума в пассажирских помещениях в условиях длительной эксплуатации могут значительно отличаться от значений, которые получены в результате испытаний.

В условиях эксплуатации меняется состояние вагона. Эксплуатация сопровождается физическим старением материалов, снижением амортизационных свойств ходовых частей и буферов, разбалансировкой деталей (в определенных пределах), находящихся во вращении, таких как карданный вал привода генератора, рабочих колес вентиляторов, ротора компрессора кондиционера.

Степень раздражающего действия шумов, таких как скрип ограждающих конструкций, гудение люминесцентных светильников (особенно в ночное время), трудно поддается количественной оценке и носит субъективный характер.

Существуют разные пути решения проблемы по обеспечению комфортабельных условий по шуму.

Первый путь – «пассивный» – это применение новых конструкторских и технологических решений, таких как пневмоподвеска тележек, одна тележка на два вагона, «плавающий» пол и т. п., широкое применение новых шумопоглощающих материалов, малошумящих устройств. Этот путь позволяет существенно снизить абсолютный уровень шума.

Второй путь – это применение акустических устройств, использующих особенности слуха человека. Акустическое воздействие на человека заключается в том, что подобные устройства «размывают» звуковую картину. Для примене-

ния подобных устройств на железнодорожном транспорте есть аргументы.

Есть шумы, воздействующие на конкретного пассажира, которые невозможно устранить в принципе. Например, раздражающий храп соседа или беседа соседей по купе. Все пассажиры имеют одинаковые права по уровню комфортабельности в одном вагоне или купе, поэтому лишение одних возможности спать или отдыхать, других – общаться, вызывают одинаково негативную психологическую реакцию. Эта реакция будет тем выше, чем ниже общий уровень шума в купе. Снижение абсолютного уровня шума усугубляет этот дискомфорт.

Существуют источники шумов, которые очень сложно устранить технически. Например, стук колес, гудки маневровых локомотивов, объявления диктора на станции и т.д. Раздражающее действие уровня этих шумов зависит от возраста, пола, времени суток, времени пребывания в вагоне и даже от настроения пассажира.

Необходимо учесть колебания уровня шума. Колебания акустического шума в вагоне в общем случае невозможно устранить. Например, это звуки, которые сопровождают посадку и высадку пассажиров, чередование стоянок и различных режимов движения.

Предлагается применять устройства, которые меняют уровень ощущения звуков. «Трудные» раздражающие звуки станут физиологически неслышимыми на фоне шума, спектр которого близок к природному фону.

Спектральная плотность различных природных шумов имеет тенденцию спада в сторону высоких частот [6]. Для маскировки шумов в вагоне предлагается применить «розовый» шум. Генератор, имеющий спектральную плотность шумов с плавным спадом по амплитуде в сторону высоких частот (далее – ГРШ), воспроизводит шум («розовый»), который приближен к природным шумам.

Уровни звукового давления генератора ГРШ в третьоктавных полосах частот приведены во втором столбце табл. 1.

Третьоктавные уровни звукового давления приведены к октавным уровням по ОСТ 24.050.18-82 [7]:

$$L_{\text{окт}} = 10 \cdot \lg(10^{0,1 \cdot L_1} + 10^{0,1 \cdot L_2} + 10^{0,1 \cdot L_3}), \quad (1)$$

где L_1, L_2, L_3 – третьоктавные уровни звукового давления, среднегеометрические частоты которых попадают в данную октавную полосу частот, дБ.

Таблица 1

**Уровни звукового давления генератора ГРШ в
третьоктавных и октавных полосах частот**

Третьоктавные полосы частот			Октавные полосы частот	
Частота, Гц	Уровень, дБ	Превышение уровней сосед- них частот, дБ	Частота, Гц	Уровень, дБ
25	92.0	5.0	31.5	88.2
31.5	87.0	5.0		
40	82.0	5.0		
50	77.0	5.0	63	74.5
63	73.0	4.0		
80	69.0	4.0		
100	65.0	4.0	125	64.1
125	62.0	3.0		
160	60.0	2.0		
200	58.0	2.0	250	58.1
250	56.0	2.0		
315	54.0	2.0		
400	52.0	2.0	500	53.5
500	51.0	1.0		
630	50.0	1.0		
800	49.0	1.0	1000	50.5
1000	48.0	1.0		
1250	47.0	1.0		
1600	46.0	1.0	2000	47.5
2000	45.0	1.0		
2500	44.0	1.0		
3150	43.0	1.0	4000	44.5
4000	42.0	1.0		
5000	41.0	1.0		
6300	40.5	0.5	8000	42.8
8000	40.0	0.5		
10000	39.5	0.5		

Максимальное превышение уровня звукового давления в одной полосе над соседними, составляет не более 5.0 дБ. Шум ГРШ, согласно классификации по ГОСТ 12.1.003-83 [8], является широкополосным.

Значения уровней звукового давления в пассажирских помещениях вагона без ГРШ и с ГРШ приведены в табл. 2.

Максимально допустимые уровни звукового давления в пассажирских помещениях во время движения приняты в соответствии с ДСТУ 4049-2001 [2], СП 2.5 1198-03 [5].

Максимально допустимые уровни звукового давления в пассажирских помещениях во время движения приняты в соответствии с ДСТУ 4049-2001 [2], СП 2.5 1198-03 [5]. Уровни звукового давления в пассажирских помещениях во время стоянки приняты как для

помещений без собственных источников шума по [8].

Таблица 2

**Уровни звукового давления в помещениях ваго-
на без ГРШ и с ГРШ**

Средне геометрическая полоса частот, Гц	Уровни звукового давления генератора ГРШ, дБ	Индекс норм. кривой 45, (стоянка), уровни звукового давления, дБ	Индекс норм. кривой 55, (движение), уровни звукового давления, дБ	Колебания уровней звукового давления, дБ			Суммарный уровень звукового давления, дБ, с ГРШ (движение)
				Без ГРШ	С включ. ГРШ		
					На стоянке	В движении	
31.5	88.2	86.0	93.0	7.0	2.2	4.8	94.2
63	74.5	71.0	79.0	8.0	3.5	4.5	80.3
125	64.1	61.0	70.0	9.0	3.1	5.9	71.0
250	58.1	54.0	63.0	9.0	4.1	4.9	64.2
500	53.5	49.0	58.0	9.0	4.5	4.5	59.3
1000	50.5	45.0	55.0	10.0	5.5	4.5	56.3
2000	47.5	42.0	52.0	10.0	5.5	4.5	53.3
4000	44.5	40.0	50.0	10.0	4.5	5.5	51.1
8000	42.8	38.0	49.0	11.0	4.8	6.2	49.9
Суммарный уровень шума, дБ			93.2	Суммарный уровень шума, дБ			94.4

Уровни звукового давления в пассажирских помещениях во время стоянки приняты как для помещений без собственных источников шума по [8].

Суммарный уровень звукового давления рассчитан по формуле [6], ГОСТ 2341-79 [9]:

$$L_{\text{сум}} = 10 \cdot \lg \sum_{i=1}^n 10^{0.1 \cdot L_i}, \quad (2)$$

где L_i - уровень звукового давления в i -й полосе частот, дБ; n – количество октавных полос.

При установке ГРШ шум в помещении приобретает спектр шириной более 8 октав. Согласно классификации по ГОСТ 12.1.003-83 [8] шум образуется широкополосный. Что особо важно, в звуковом спектре полностью отсутствуют дискретные тона.

Возьмем для анализа крайний случай, когда все уровни звукового давления во всех октавных полосах и суммарный уровень шума при движении вагона принимают максимально допустимые значения.

В соответствии с требованиями ГОСТ 26918-86 [10], ОСТ 24.050.18-82 [7] и ЦЛ 201-2003 [2] измерение уровней звука и звукового давления проводят шумомерами не ниже 1 класса точности. Нормативным документом ГОСТ 17187 – 81 [11] установлены следующие основные параметры этих приборов:

- основная погрешность градуировки по свободному звуковому полю должна составлять не более ± 0.7 дБ;

- погрешность, обусловленная изменением температуры в рабочем диапазоне должна составлять не более ± 0.5 дБ;

- для оперативной калибровки измерительных цепей шумомеров должны использоваться акустические калибраторы 1 класса точности. Калибраторы, такие как LARSON DAVIS CAL200, имеет основную погрешность по уровню ± 0.3 дБ [12].

Зарегистрировать повышение уровня шума при включении ГРШ (увеличение общего уровня составляет всего 1.2 дБ) шумомерами 1 класса точности сложно.

Для практической реализации метода «маскировка» можно использовать ГРШ, функциональная схема которого показана на рис. 1.

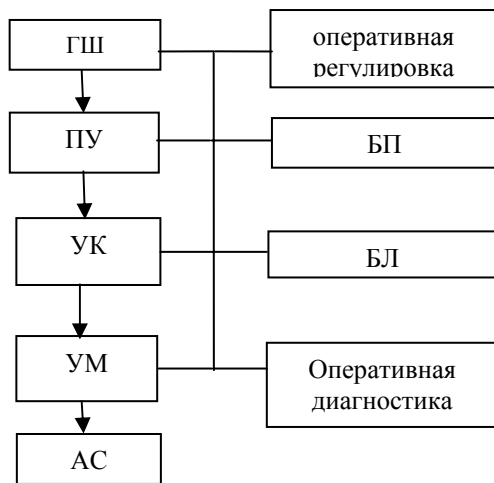


Рис. 1. Генератор ГРШ:

БП – импульсный блок питания, напряжение питания от бортовой сети вагона 80...118 В; БЛ – система блокировки от перенапряжения, коротких замыканий, повышения температуры выше допустимой, появления постоянного напряжения на входе АС, ограничитель уровня и др.; ГШ – слаботочный источник широкополосного шума с равномерной спектральной плотностью амплитуд (например, обратно смещенный стабилитрон); ПУ – высококачественный предварительный усилитель с полосой пропускания от 5 Гц до 200 кГц (широкая полоса пропускания необходима для исключения самовозбуждения усилителя в области звуковых частот в условиях входного шумового сигнала); УК – высококачественный усилитель-корректор, создающий спектральную плотность шумов по амплитуде со спадом в сторону высоких частот; УМ – усилитель

звуковых частот с номинальной мощностью не менее 15 Вт, полосой пропускания от 20 Гц до 20 кГц и коэффициентом гармоник менее 0.01% на частоте 1000 Гц; АС – высококачественная акустическая система с максимальной шумовой мощностью не менее 20 Вт, использующая широкополосные динамические головки, способные создавать звуковое давление не менее 0.1 Па в полосе частот от 31.5 Гц до 16 кГц с неравномерностью амплитудно-частотной характеристики не более 3 дБ

Конструктивно устройство может быть выполнено в виде моноблока, размещаться в надпотолочном пространстве, свободное пространство мультивентных решеток вентиляционных выпусков можно использовать как переднюю стенку акустических излучателей. План размещения предусматривает установку устройств во всех пассажирских помещениях вагона, включая коридоры и служебное отделение. Применение подобных устройств возможно только после технико-экономического обоснования, уточнения выбранных режимов работы и проведения медико-гигиенической экспертизы.

Выводы. Использование этого метода совместно с другими мерами снижения уровня шума в пассажирских помещениях вагонов железнодорожного транспорта позволит повысить уровень комфорта по шуму.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. ДСТУ 4049-2001 Вагони пасажирські магістральні локомотивної тяги. Вимоги безпеки.
2. НБ ЖТ ЦЛ 201-98 Вагоны пассажирские железнодорожные. Нормы безопасности.
3. ДСН 3.3.6.037-99 Санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку.
4. СП 2.5.1198-03 Санитарные правила по организации пассажирских перевозок на железнодорожном транспорте.
5. Тейлор Р. Шум. Под ред. д-ра физ.-мат. н. М.А. Исаковича. – М., 1978.
6. Ефимов А.П. Акустика. Справочник. – М.: Радио и связь, 1989.
7. ОСТ 24. 050.18-82 Вагоны пассажирские и рефрижераторные. Шумовые характеристики. Нормы и методы измерения.
8. ГОСТ 12.1.003-83 Шум. Общие требования безопасности.
9. ГОСТ 23941-79 Шум. Методы определения шумовых характеристик. Общие требования
10. ГОСТ 26918-86 Шум. Методы измерения шума железнодорожного подвижного состава.
11. ГОСТ 17187-81 Шумомеры. Общие технические требования и методы испытаний.
12. Акустический калибратор модели CAL200. Технический паспорт. Год выпуска – 2003.

Поступила в редакцию 14.01.2008.

Ю. П. ГОНЧАРОВ, Н. В. ПАНАСЕНКО (ДНДЦ УЗ), В. Н. КОЗАЧОК (Южная железная дорога), В. В. ЗАМАРУЕВ, В. В. ИВАХНО, С. Ю. КРИВОШЕЕВ (НТУ «ХПИ»), А.И. СЕМЕНЕНКО (УкрГАЗТ)

СИСТЕМА ЭЛЕКТРОСНАБЖЕНИЯ КОНТАКТНОЙ СЕТИ ПОСТОЯННОГО ТОКА С ПРОДОЛЬНОЙ ЛИНИЕЙ ПОВЫШЕННОГО НАПРЯЖЕНИЯ

Розглядається система живлення контактної мережі, що використовує поздовжню лінію з безтрансформаторними пунктами зв'язку. Пропонується спосіб керування, що дозволяє полегшити силові фільтри, й спосіб комутації послідовно з'єднаних напівпровідникових ключів з фіксацією напруги на них.

Рассматривается система питания контактной сети, использующая продольную линию с бестрансформаторными пунктами связи. Предлагается решение, позволяющее облегчить силовые фильтры, и способ коммутации последовательно соединенных полупроводниковых ключей с фиксацией напряжения на них.

The power supply system of a contact network using a longitudinal line with points of communication without transformer is considered. The approach allowing to facilitate power filters and the way of switching of in-series connected semiconductor switches with fixing a voltage on them are offered

1. СОСТОЯНИЕ ПРОБЛЕМЫ И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Задача состоит в подпитке основной контактной сети 3 кВ от продольной линии 6...18 кВ (а в перспективе 36 кВ и выше). В качестве продольной линии может использоваться усиливающий провод. Известна техническая реализация такой системы при напряжении в продольной линии 6.6 кВ, использующая в пунктах подпитки понижающие широтно-импульсные преобразователи (ШИП), выполненные на IGCT-тиристорах по трехфазной шестиканальной бестрансформаторной схеме [1]. Как отмечают авторы, эта структура позволяет за счет повышения рабочего напряжения существенно поднять конкурентоспособность системы электроснабжения постоянным током, приблизив ее к системе электроснабжения переменным током по энергетическим показателям при наличии превосходства по факторам электромагнитной совместимости с питающей промышленной сетью и окружающей средой.

В данной работе предлагается усовершенствовать указанную структуру в двух направлениях:

1) использовать непрерывно-поочередный принцип коммутации в фазах ШИП, что в сочетании с применением многофазного уравнивающего реактора с управляемыми магнитными потоками стержней вместо фазных сглаживающих дросселей позволит радикально сократить массу силовых фильтров;

2) применить в последовательной цепи полупроводниковых приборов принцип распределенной коммутации, что позволит с имеющимися на рынке в настоящее время полупроводниковыми приборами поднять напряжение в продольной линии до уровня порядка 18 кВ.

2. НЕПРЕРЫВНО-ПООЧЕРЕДНЫЙ ПРИНЦИП КОММУТАЦИИ В ФАЗАХ ШИП

Известно [2], что в многофазных ШИП при определенных значениях коэффициента заполнения импульсов можно полностью устранить пульсации как выходного напряжения, так и входного тока без применения силовых фильтров, если использовать на выходе многофазный уравнивательный реактор, выделяющий среднее арифметическое из выходных напряжений фаз:

$$u_{\text{в}} = \frac{1}{m} \sum_{q=1}^m u_{\text{в}(q)} \quad (1)$$

где m – число фаз, $u_{\text{в}(q)}$ – выходное напряжение q -й фазы. Например, в трехфазном ШИП это достигается при значениях коэффициента заполнения $\tau = 1/3$ и $\tau = 2/3$ (рис. 1). Действительно, сумма выходных напряжений фаз при постоянном входном напряжении в обоих случаях от времени не зависит, что означает отсутствие пульсаций и в результирующем выходном напряжении согласно (1). С другой стороны, операция суммирования присутствует и в результирующем входном токе многофазного ШИП

$$i_n = \sum_{q=1}^m i_{d(q)}, \quad (2)$$

где $i_{d(q)}$ – входные токи фаз, которые формируются в виде импульсов из постоянного выходного тока аналогично рис. 1 с добавками, обусловленными переменными намагничивающими токами фаз реактора. В идеальном уравнительном реакторе намагничивающие токи отсутствуют, что означает отсутствие пульсаций и во входном токе.

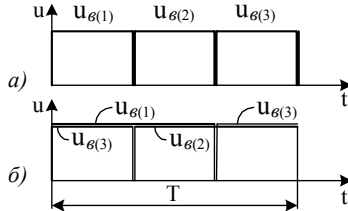


Рис. 1. Два варианта получения неп пульсирующего напряжения в трехфазном преобразователе:
а – при $\tau = 1/3$; б – при $\tau = 2/3$

В общем случае, для m -фазного преобразователя условие отсутствия пульсаций соответствует равенству

$$\tau = \frac{n}{m} = \frac{u_k}{u_n}, \quad (3)$$

где n – произвольное целое число от 1 до $(m - 1)$; u_k – выходное напряжение, равное напряжению в контактной сети; u_n – входное напряжение, равное напряжению в продольной линии.

При любом n принцип коммутации непрерывно-поочередный: выключение управляемых ключей в одной фазе должно сопровождаться включением в следующей. Эта «эстафета» должна сохраняться и в переходных процессах, когда входное напряжение и выходной ток меняются во времени, а интервалы проводимости ключей не обязательно равны друг другу. Предполагается, что величина n для конкретной системы постоянна и тогда, в согласии с (3), жестко фиксировано соотношение между напряжениями в контактной сети и продольной линии. Вытекающие отсюда особенности токораспределения рассматриваются в разд. 7.

3. КОММУТАЦИОННЫЕ ФИЛЬТРЫ И УРАВНИТЕЛЬНЫЙ РЕАКТОР

Малореально рассчитывать на то, что при фактической немгновенной коммутации можно сделать сумму выходных напряжений двух коммутирующих фаз внутри коммутационного интервала не зависящей от времени. Поэтому полностью исключить фильтры не удастся. Но, поскольку они должны действовать только на

коротком коммутационном интервале, их размеры будут малы, и они могут быть названы коммутационными.

Так как продольная линия обладает индуктивностью, то при утрате непрерывности входного тока на ней будут возникать коммутационные всплески напряжения. Для их устранения входной фильтр должен обладать свойствами источника непрерывного напряжения, для чего достаточным является небольшой конденсатор C_n с демпфирующей RC -цепью. Последняя устраняет ограничения по минимальной величине емкости конденсатора C_n , которое обусловлено существованием колебательного контура, образованного ею и индуктивностью продольной линии L_n . Чтобы контур не резонировал на частотах гармоник ШИМ в преобразователе, потребовалось бы выполнить условие

$$f_n = 1/(2\pi\sqrt{C_n L_n}) \leq m f_{\text{ш}}, \quad (4)$$

где f_n – резонансная частота колебательного контура, $f_{\text{ш}}$ – частота ШИМ в фазе преобразователя.

При низкой частоте переключений потери в демпфирующем резисторе невелики. Кроме того, их можно устранить вовсе при переходе к демпфированному фильтру, содержащему эквивалентные резисторы [3, 4]. Для этого схема пассивного фильтра дополняется маломощным активным фильтром, управление которым и создает эффект демпфирования.

Предлагаемая схема преобразователя приведена на рис. 2. Исходя из принципа действия ШИП, его выходная цепь должна обладать свойствами непрерывного источника тока, что в принципе может обеспечить индуктивность контактной сети. Однако по условию ограничения помех на линии связи требуется сглаживать не ток, а напряжение на выводах контактной сети [5]. Поэтому для одновременного удовлетворения требований как преобразователя, так и контактной сети, целесообразно использование LC -фильтра на выходе. Он должен быть демпфирован аналогично входному фильтру. Индуктивность фильтра обеспечивает уравнительный реактор без каких-либо дополнений к его конструкции в связи с существованием суммарного магнитного потока стержней, замыкающегося в воздухе и пропорционального суммарному току i .

Пренебрегая сопротивлением участков магнитной цепи в ферромагнетике, запишем уравнение закона полного тока для контура, проходящего через r -й стержень и далее по пути

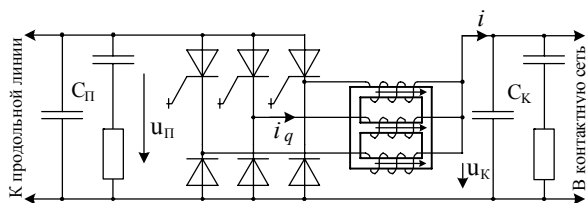


Рис. 2. Трехфазный преобразователь с коммутационными фильтрами C_{Π} , C_{κ} и уравнительным реактором

силовой линии суммарного потока

$$\Phi_{(q)} R_c + \Phi_0 R_0 = i_{(q)} w, R_c = \frac{\delta_c}{\mu_0 F_c}, R_0 = \frac{\delta_0}{\mu_0 F}, \quad (5)$$

где $\Phi_{(q)}$ и $\Phi_0 = \sum_{q=1}^m \Phi_{(q)}$ – магнитный поток для

q -го стержня и суммарный поток; R_c и R_0 – магнитные сопротивления стержня и пути между двумя ярмами в воздухе, по которому проходит суммарный поток; w – числа витков в обмотках; F_c и F – поперечные сечения стержня и суммарного потока при его выходе из ярма (оно равно поверхности открытой части ярма); δ_0 – средняя длина силовой линии суммарного потока; δ_c – небольшой немагнитный зазор в стержне, о назначении которого будет сказано в следующем разделе; μ_0 – проницаемость среды в зазорах.

Складывая правые и левые части уравнений закона полного тока для m фаз, получаем суммарный поток и эквивалентную индуктивность в цепи суммарного тока i :

$$\Phi_0 = \frac{iw}{R_c + mR_0}, \quad L_{\kappa} = \frac{w\Phi_0}{i} = \frac{w^2}{R_c + mR_0}. \quad (6)$$

Ввиду малости переменной составляющей тока i суммарный поток Φ_0 содержит, в основном, постоянную составляющую. Если пренебречь постоянной составляющей Φ_0/m в стержне, то, очевидно, допустимый размах переменной составляющей индукции в стержне будет ограничен удвоенной индукцией насыщения $\Delta B = 2B_s$, в то время как при использовании вместо уравнительного реактора индивидуальных фильтровых дросселей в фазах он ограничен допустимым коэффициентом пульсаций тока κ_{ni}

$$\Delta B = 2 \kappa_{ni} B_s. \quad (7)$$

При реально используемых значениях $\kappa_{ni} = 0.1 \dots 0.2$ допустимая переменная составляющая индукции в стержнях уравнительного реактора в 5...10 раз больше, и, следовательно, его размеры примерно в такое же число раз

меньше. Очень важным является то, что при частоте порядка 100 Гц перепад индукции, равный $2B_s$, можно допустить по условиям нагрева при стандартной толщине листа электротехнической стали 0.35...0.5 мм. Поэтому структура рис. 2 при алгоритме управления согласно разд. 2, в отличие от исходной структуры [1], не нуждается в высокой частоте переключений, что позволяет сократить коммутационные потери. Достаточной является частота 100 Гц и ниже. Коммутационные фильтры, в отличие от традиционных сглаживающих, при этом не только не увеличиваются в размерах, но, наоборот, снижаются в размерах из-за повышения скважности протекающих через них токовых импульсов.

4. УПРАВЛЕНИЕ МАГНИТНЫМИ ПОТОКАМИ СТЕРЖНЕЙ РЕАКТОРА

Известно, что проблемой многофазного ШИП с уравнительным реактором является возможность насыщения стержней под воздействием разности выходных токов фаз, что ведет к радикальному нарушению токораспределения в фазах и возрастанию пульсаций выходного напряжения и входного тока. Для предотвращения насыщения обычно рекомендуют индивидуально изменять коэффициенты заполнения импульсов в фазах с целью выравнивания средних значений токов. Однако средние токи не связаны непосредственно с магнитными потоками и поэтому в переходных процессах возможно насыщение стержней. Кроме того, индивидуальная регулировка коэффициентов заполнения нарушает принятую «эстафетную» концепцию коммутационного процесса. Поэтому предлагается использовать управление не по средним токам, а по магнитным потокам стержней с контролем верхней позиции Φ_m магнитного потока каждого стержня (рис. 3). При достижении этой позиции происходит очередное переключение в коммутаторе.

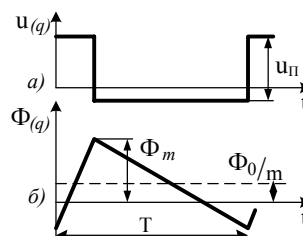


Рис. 3. Напряжение на обмотке уравнительного реактора (а) и магнитный поток стержня (б)

Для косвенного контроля мгновенных потоков в стержнях можно ввести в каждый стерж-

жень небольшой немагнитный зазор δ_c с целью реализовать пропорциональную связь между потоками стержней и намагничивающими силами. Потоки стержней могут быть рассчитаны управляющим процессором по уравнениям ((5) - (6)) в функции токов фаз $i_{(q)}$, которые измеряются датчиками тока.

5. ТОКОРАСПРЕДЕЛЕНИЕ В РАБОЧИХ И АВАРИЙНЫХ РЕЖИМАХ

Его особенности связаны с необходимостью поддерживать постоянное соотношение между напряжениями в контактной сети и продольной линии согласно (3). Такое же соотношение должно поддерживаться и на тяговой подстанции. Это можно выполнить с помощью одноступенчатых выпрямительных блоков, как это предлагается в [1]. Однако возможны и иные решения. Одно из них может быть названо симметричным. При этом на подстанции имеется один выпрямительный блок с напряжением контактной сети 3.3 кВ, от которого она непосредственно и питается. Требуемое напряжение в продольной линии обеспечивается повышающим ШИП, который запитывается от того же выпрямителя и имеет ту же структуру, что и понижающий ШИП рис. 2 и тот же алгоритм управления согласно разд. 2. Отличие состоит только в том, что вход и выход у него меняются местами. При анализе токораспределения в такой системе оба ШИП могут рассматриваться как эквивалентные трансформаторы с коэффициентами передачи (трансформации) m/n . Приводя сопротивление R_n продольной линии к уровню напряжения контактной сети, получаем эквивалентную схему рис. 4. Ввиду того, что приведенное сопротивление продольной линии много меньше сопротивления контактной сети, токовая нагрузка практически по линейному закону переходит при движении транспортного средства от тягового выпрямителя к пункту подпитки.

При поддержании постоянного коэффициента заполнения τ согласно (3) ШИП не обладает свойством ограничения тока в аварийных режимах. Поэтому аварийное токоограничение целесообразно осуществлять либо традиционным ШИМ-управлением, либо с помощью дополнительного узла КТО, подключаемого в общий выходной проводник многофазного ШИП согласно рис. 5.

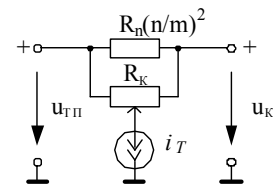


Рис. 4. Эквивалентная схема для расчета токораспределения в рабочем режиме: $U_{ТП}$ и U_K – напряжения выпрямителя тяговой подстанции и контактной сети в месте подпитки; i_T – источник тока, учитывающий движущееся транспортное средство; R_K – распределенное сопротивление контактной сети

В нормальных режимах резистор R_T шунтирован ключом VS и КТО не действует. При токовой перегрузке, возникающей, например, при коротком замыкании в контактной сети, ключ VS начинает переключаться по принципу двухпозиционного токового реле, создавая эффект переменного резистора в цепи тока i_K , изменяющегося таким образом, что ток i_K поддерживается равным заданному значению. Более подробная информация о работе этого узла содержится, например, в работе [6]. Если короткое замыкание не устраняется, то система управления выключает тиристоры ШИП, защищая, тем самым, маломощный резистор R_T от выгорания. Если установлен ключ VS , блокирующий обратное напряжение, то КТО предотвращает также подачу обратного напряжения на ШИП при коротком замыкании в продольной линии. Подобную функцию токоограничения при этом может выполнять предлагаемый в работе [6] вольтодобавочный преобразователь.

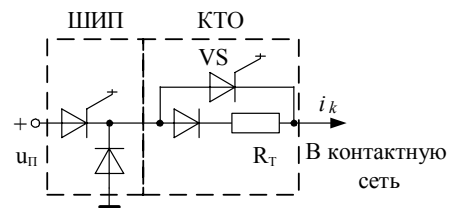


Рис. 5. Схема подключения узла кратковременного токоограничения КТО

Резервирование ключей ШИП при их возможном пробое можно выполнить путем их последовательного соединения, о чем будет идти речь в следующем разделе.

6. РАСПРЕДЕЛЕННАЯ КОММУТАЦИЯ ПРИ ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОМ СОЕДИНЕНИИ ПОЛУПРОВОДНИКОВЫХ ПРИБОРОВ ШИП

Ее использование позволяет сравнительно простыми техническими средствами повысить

напряжение в продольной линии до 16.5...19.8 кВ, что соответствует значениям коэффициента заполнения $\tau = u_k/u_n = 1/5...1/6$. При еще меньших значениях τ передача энергии в ШИП происходит слишком узким импульсом, что повышает потери и делает более эффективным использование трансформаторных схем [7] или безтрансформаторной структуры с ШИП, но при двухступенчатом преобразовании. Последняя вполне конкурентоспособна, поскольку в трансформаторной также происходит двойное преобразование энергии. Например, при последовательном включении двух понижающих ШИП при $m = 3$ и $n = 1$, что позволяет использовать уравнильный реактор с общим трехфазным сердечником, получаем $u_k \cong 30$ кВ при оптимальном коэффициенте заполнения $\tau = 1/3$.

Принцип распределенной коммутации поясняет диаграмма рис. 6. При традиционной сосредоточенной коммутации последовательный управляемый ключ, замыкаясь, скачком подает на выход входное напряжение u_n . Такую коммутацию исполнить проще всего, но при этом появляются недостатки, связанные со скачкообразным изменением напряжения. В частности, заряд восстановления диода Q выносится при полном напряжении питания u_n , с чем связано возникновение сквозного тока и потерь энергии

$$A_c = Q u_n. \quad (8)$$

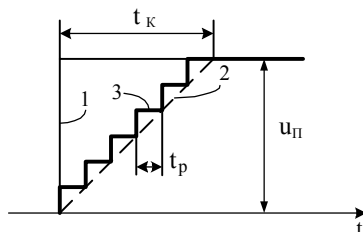


Рис. 6. Упрощенная форма переднего фронта выходного напряжения коммутатора ШИМ (напряжения на диоде) при различных видах коммутации: 1 — сосредоточенной; 2 — распределенной непрерывной; 3 — распределенной импульсной.

Используя управляемые приборы с непрерывным (плавным) изменением сопротивления при включении, например, IGBT, можно частично преодолеть недостатки сосредоточенной коммутации, в частности, снизить сквозной ток и связанные с ним потери. Однако сам управляемый прибор при этом находится на интервале коммутации t_k в активном режиме с одновременно отличным от нуля напряжением и

током и, как следствие, с выделением в нем большой энергии потерь.

При последовательном соединении r управляемых ключей можно получить эффект распределенной коммутации без выхода ключей в активный режим, если имеется их поочередное включение с подачей на выход фиксированных нарастающих ступеней напряжения. Восстановление диода происходит при этом на самой нижней ступени со снижением потерь в r раз, т.е. проблема сквозного тока смягчается, а при $r \rightarrow \infty$ устраняется совсем. Еще более важным является то, что наличие n ступеней напряжения позволяет фиксировать напряжения на включающихся и выключающихся приборах на уровне u_n/r , что устраняет влияние естественного разброса моментов включения и выключения приборов в последовательной цепи.

Для формирования ступенчатого напряжения необходимо иметь фиксирующую цепь (снаббер), аналогичный тому, который используется в многоуровневых инверторах, из конденсаторов и фиксирующих диодов [8]. Однако в данном применении необходим фиксирующий снаббер с внешним управлением потенциалами промежуточных точек, для чего необходимы маломощные преобразователи, работающие в режиме источников тока (рис. 7).

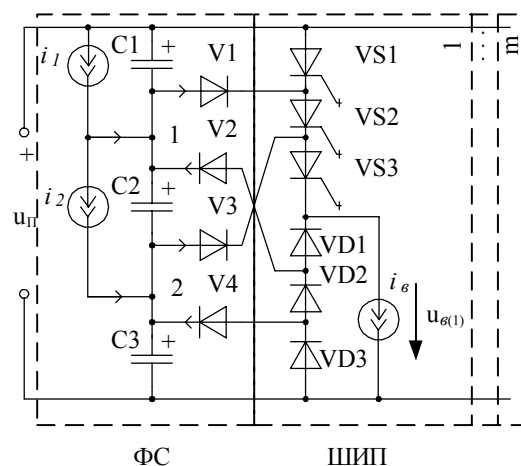


Рис. 7. Принципиальная схема фиксирующего снаббера ФС для реализации распределенной коммутации при $r = 3$ и произвольном m

Пусть число последовательно соединенных приборов в каждой из m фаз преобразователя равно r . Тогда фиксирующий снаббер содержит r конденсаторов с напряжением u_n/r , $(r-1)$ управляемых источников тока и $2m(r-1)$ фиксирующих диодов. На рис. 7 показано присоединение фиксирующих диодов только для одной из фаз; для остальных диоды присоединяются к общей конденсаторной цепочке аналогично.

Процесс включения силовых приборов каждой фазы упорядочивается так, чтобы внутренний тиристор $VS3$ включался первым, а величина разбежки t_r выбирается таким образом, чтобы коммутационный процесс на текущей ступени успевал закончиться до начала следующей ступени. Тогда при включении $VS1$ на выход поступает напряжение u_n/r с конденсатора $C3$ через фиксирующий диод $VD3$. При включении следующего тиристора $VS3$ открывается фиксирующий диод $VD1$, подавая на выход сумму напряжений на конденсаторах $C3$, $C2$ и т.д. Выключение тиристорov производится в обратном порядке. Открывающийся при этом очередной фиксирующий диод жестко фиксирует напряжение на последовательной цепи уже выключившихся тиристорov. Возможность статического перераспределения напряжений на этой цепи вследствие разницы сопротивлений утечки выключенных приборов устраняется, если путем подключения внешних параллельных резисторов сделать результирующее сопротивление утечки упорядоченно убывающим сверху вниз. Тогда токами утечки отпираются фиксирующие диоды, не допуская перераспределения напряжений.

В цепи силовых диодов $VD1$, $VD2$, $VD3$... аналогичное упорядочение процесса переключения можно обеспечить путем установки диодов с последовательно нарастающим зарядом восстановления при движении снизу вверх. Для этого завод-изготовитель приборов или завод-изготовитель преобразовательного устройства должны классифицировать диоды на группы по заряду восстановления. В последовательной цепи должны устанавливаться диоды с нарастающим номером группы. Если применять в качестве нижних диодов $VD3$ ультрабыстрые диоды и создать резерв времени для рекомбинации носителей заряда в остальных путем увеличения длительности первой ступени на рис. 6, то можно практически исключить сквозные токи в силовых диодах и связанные с ними потери. Средние токи управляемых источников i_1 , i_2 ... должны, очевидно, скомпенсировать разницу притекающих и вытекающих токов в каждой из промежуточных точек 1, 2, ... Практически целесообразно дополнить снаббер рис. 7 дросселями насыщения последовательно с каждым тиристором для задержки нарастания тока при их включении. При этом снаббер рис. 7 полностью замещает функции традиционных снабберов, и они становятся не нужными.

Пробой любого элемента последовательной цепи как в ШИП, так и в снаббере, можно скомпенсировать при наличии запаса по рабочим напряжениям путем распределения напряжения u_n между неповрежденными элементами, что позволяет сохранить работоспособность

преобразователя до замены поврежденного элемента.

Недостатком фиксирующего снаббера рис. 7 является большое количество фиксирующих диодов и повышенные требования к ним. Смягчающим обстоятельством является то, что средние токи в этих диодах ввиду кратковременности протекающих токовых импульсов (порядка 10...20 мкс) имеют порядок 0.1 % от входного тока преобразователя. Однако они должны быть ультрабыстрыми для ограничения сквозных токов при выключении. Кроме того, обратное напряжение на фиксирующих диодах нечетных номеров нарастает по мере движения сверху вниз, а четных – в обратном направлении, приближаясь, в пределе, к u_n . Следовательно, необходимы либо высоковольтные диоды, либо их последовательное соединение. Опять-таки, смягчающим обстоятельством является то, что допустимо достаточно высокое прямое падение напряжения порядка 10...20 В и выше ввиду малости среднего тока, что облегчает подбор высоковольтных диодов.

7. РЕЗУЛЬТАТЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ

Моделирование в пакете Matlab проводилось с целью проверки функциональной работоспособности предлагаемой системы непрерывно-поочередного управления преобразователем пункта подпитки с контролем мгновенных магнитных потоков в стержнях уравнивающего реактора. Основные исходные данные: $u_k = 3300$ В, $u_n = 9900$ В, $m = 3$, $n = 1$, $i_{kN} = 1600$ А, $f_{ш} = 130$ Гц, $C_k = C_d = 0.12 \cdot 10^{-3}$ Ф, $R_d = 6.3$ Ом. Параметры реактора оценивались согласно рекомендациям разд. 3 и составили: $R_c = 0.08 \cdot 10^6$ Гн⁻¹, $R_0 = 0.85 \cdot 10^6$ Гн⁻¹. Реактор моделировался функционально по его уравнениям с представлением в электрической эквивалентной схеме управляемыми источниками тока. Параметры выходного фильтра рассчитывались по психофотметрическому напряжению $U_{пс} = 4$ В [5] в предположении, что длительность коммутационных интервалов в выходном напряжении не превышает 10 мкс. Специальные коммутационные снабберы в модель не вводились и использовались только внутренние элементы библиотеки Simulink. Параметры нагрузки задавались приближенно, и эта часть модели не претендует пока на полноту учета характеристик контактной сети и продольной линии.

Моделирование подтвердило основные выводы данной работы. В виде примера на рис. 8 приведены машинограммы процесса пуска преобразователя на номинальную нагрузку $R_n = 2$ Ом с последовательной индуктивностью $L_n = 5 \cdot 10^{-3}$ Гн. Как видно, напряжение нагрузки в установившемся режиме практически не содержит пульсаций, несмотря на маломощный выходной фильтр и низкую частоту ШИМ.

Входной ток, кроме коммутационных выбросов, содержит только пульсации с относительной величиной около 10 %, причиняемые необходимостью введения зазора в стержни реактора для линеаризации зависимости между фазными магнитными потоками и токами в обмотках.

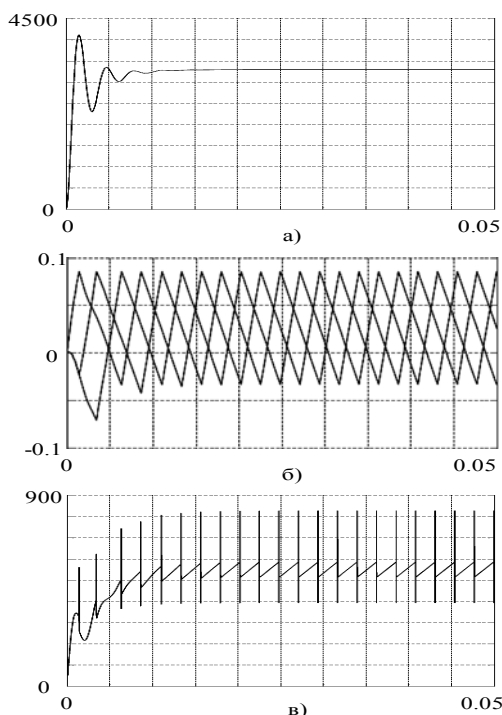


Рис. 8. Машинограммы процесса пуска преобразователя на номинальную нагрузку:
а- напряжение нагрузки; б- магнитные потоки стержней;
в- входной ток коммутатора

ВЫВОДЫ

1. Использование принципа непрерывно-поочередного управления в ШИП, связывающих продольную линию и контактную сеть, позволяет при идеализированной коммутации вообще исключить входные и выходные фильтры, а, с учетом ненулевой длительности коммутации обойтись демпфированными коммутационными фильтрами, имеющими, как минимум, на порядок меньшую установленную мощность.

2. Необходимый для работы предлагаемых структур уравнительный реактор имеет мощность в 5...10 раз меньшую, чем исполняющие ту же функцию традиционные фильтровые дроссели в каждой из фаз ШИП. Это решение допускает также снижение частоты ШИМ в 1.5...2 раза, что пропорционально снижает также коммутационные потери.

3. Целесообразно исполнять очередное переключение в ШИП при достижении потоком

стержня уравнительного реактора заданного порогового значения, что является более эффективным решением по устранению возможного насыщения стержня по сравнению с традиционным способом индивидуального контроля средних токов фаз.

4. Предложена структура снаббера для управляемого ключа с последовательным соединением полупроводниковых приборов, позволяющая индивидуально фиксировать напряжения на переключающихся приборах

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Федотов А. А. Энергоснабжение контактной сети постоянного тока с питанием повышенным напряжением преобразователя по усиливающему проводу / А. А. Федотов, Н. П. Анхимов, С. Н. Васильев и др. // Труды Межд. симп. «Элтранс», СПб., 2003. – С. 291-296.
2. Гончаров Ю. П. Статичні перетворювачі тягового рухомого складу / За ред. Ю. П. Гончарова / Ю. П. Гончаров, М. В. Панасенко, О. І. Семененко, М. В. Хворост. – Харків: НТУ „ХПІ”, 2007. – 192 с.
3. Сокол Е. И. Метод эквивалентных сопротивлений для синтеза регуляторов в полупроводниковых преобразователях с резонансными силовыми фильтрами / Е. И. Сокол, Ю. П. Гончаров, И. Ф. Домнин и др. // Технічна електродинаміка, темат. вип. «Силова електроніка і енергоефективність», К., 2007. – ч. 4, С. 38-44.
4. Гончаров Ю. П. Полупроводниковые преобразователи с вольтодобавкой в качестве активного фильтра / Ю. П. Гончаров, Н. В. Панасенко, В. В. Замаруев и др. // Технічна електродинаміка, темат. вип. «Силова електроніка і енергоефективність», К., 2007. – ч. 2, С.112-117.
5. Бурков А. Т. Электронная техника и преобразователи. – М.: Транспорт, 2001. – 341 с.
6. Панасенко Н. В. Обратимый преобразователь вольтодобавочного типа для тяговых подстанций электрифицированных железных дорог / Н. В. Панасенко, В. В. Божко, Ю. П. Гончаров и др. // Залізничний транспорт України, № 4, 2007. – С. 76-80.
7. Гончаров Ю. П. Обратимый преобразователь для связи двух линий постоянного тока в системе распределенного тягового электроснабжения / Ю. П. Гончаров, Н. В. Хворост, Н. В. Панасенко и др. // Технічна електродинаміка, темат. вип. «Проблеми сучасної електротехніки», К., 2004. – ч. 6, С. 99-106.
8. Гончаров Ю. П. Перетворювальна техніка, Ч. 2 / За ред. В. С. Руденка / Ю. П. Гончаров, С. В. Будьонний, В. Г. Морозов та ін. – Харків: Фоліо, 2000. – 360 с.

Поступила в редколлегию 11.02.2008.

ДО ПИТАННЯ ВИКОРИСТАННЯ ТЯГОВИХ ДВИГУНІВ ПОСТІЙНОГО СТРУМУ НА БАГАТОСИСТЕМНОМУ ЕЛЕКТРОРУХОМОМУ СКЛАДІ ЗАЛІЗНИЦЬ

У статті порушені питання доцільності використання тягових двигунів постійного струму на багатосистемному електрорухомому складі залізниць.

В статье затронуты вопросы целесообразности использования тяговых двигателей постоянного тока на многосистемном электроподвижном составе железных дорог.

Issues of expediency of using the DC traction engines on multi-system electric railway rolling stock are considered in the paper.

Вступ. У теперішній час в багатьох країнах, у тому числі в Україні та інших країнах колишнього СРСР, найбільш перспективним видом тягового двигуна, у тому числі для високошвидкісного електрорухомого складу (ЕРС), вважається асинхронний двигун.

Роботи по застосуванню в якості тягових двигунів асинхронних машин – асинхронних тягових двигунів (АТД) почалися у 70-х роках 20 сторіччя [1, 2].

Не перераховуючи переваги АТД в порівнянні з машинами постійного струму, які загальновідомі і не є метою досліджень у даній роботі, відмітимо недоліки електроприводу з АТД, які особливо гостро можуть проявитись при застосуванні АТД в багатосистемних електровозах, для яких габарити, вага обладнання – це особливо гостра проблема, в порівнянні з односистемним електровозом (електропоїздом). Під багатосистемним мається на увазі ЕРС, який зможе працювати при різних рівнях напруги у контактній мережі як при постійному, так і змінному струмах.

До таких недоліків можна віднести складність схеми тягового перетворювача і системи керування, відносно низький коефіцієнт потужності двигуна, особливо при низькій частоті обертання, який приводить до значних переважень по струму перетворювача та силового електрообладнання.

Тому можна припустити, що при розробці багатосистемного ЕРС є сенс розглянути варіанти, альтернативні для АТД. Однією з таких альтернатив є тяговий електропривод (ТЕД) з вентильними (синхронними) тяговими двигунами (ВТД).

До переваг ВТД можна віднести наступне:

- добрі регульовальні характеристики;
- менш складний тяговий перетворювач;

- можливість роботи з коефіцієнтом потужності, що дорівнює одиниці.

Крім того, у ВТД значно простіше реалізувати режим рекуперативного гальмування. Але досвід розробки ВТД показує, що вентильні синхронні двигуни мають більші, ніж асинхронні двигуни, витрати активних матеріалів на одиницю потужності при однаковій потужності двигунів.

Застосування ВТД на багатосистемному ЕРС – це окрема проблема, яка не входить до даної роботи.

Аналіз літературних джерел. На тяговому рухомому складі залізниць України застосовують в основному колекторні машини постійного або пульсуючого струму з електромагнітним збудженням. Питанням, пов'язаним з їх використанням на ЕРС, присвячені роботи [1...6].

Мета роботи. Дослідити питання ефективності застосування у теперішній час й близькому майбутньому двигунів постійного струму (ДПС) на багатосистемних електровозах (електропоїздах).

Матеріал і результати дослідження.

Нові магнітні матеріали дозволили приступити до робіт по створенню потужних тягових двигунів, які збуджуються постійними магнітами. Перші теоретичні дослідження показали значні переваги такого тягового приводу в порівнянні з АТД [7, 8]:

- двигун на постійних магнітах може мати набагато більшу (45 і більше) кількість пар полюсів, ніж трифазний асинхронний. Це забезпечує настільки великий момент обертання, що стає можливим використання такого двигуна без редуктора, тобто реалізується безредукторний тяговий привод;

- оскільки двигун вже має магнітне поле збудження, то він має підвищений коефіцієнт корисної дії;

- двигун на постійних магнітах забезпечує підвищені потужність й обертальний момент при меншій масі та об'ємі, ніж ДПС, АТД та ВТД традиційного виконання.

Разом з тим, технологія виготовлення таких двигунів значно складніша, ніж двигунів з електромагнітним збудженням. Вона вимагає значних витрат на підготовку виробництва та високої культури праці. Такі двигуни мають у більшості випадків нерозбірну конструкцію магнітної системи.

У машині на постійних магнітах поле збудження відключити неможливо, тому в її середину можуть попасти магнітні частки, наприклад, металевий пи́л від гальмівних колодок.

У результаті старіння матеріалу поле постійних магнітів може слабнути, в результаті чого зменшується обертальний момент. У зв'язку з цим потрібно обирати такий магнітний матеріал, який на протязі терміна служби двигуна залишається стабільним.

Існує ще цілий ряд особливостей двигуна з постійними магнітами.

Враховуючи вищенаведене, а також те, що тягові двигуни з постійними магнітами знаходяться ще на початковій стадії розробок, вони не можуть розглядатися як альтернатива для тягових двигунів багатосистемного ЕРС у теперішній час й у близькій перспективі.

У віддаленому майбутньому, можливо, тягові двигуни з постійними магнітами знайдуть широке застосування.

Порівняємо, з точки зору особливостей використання, колекторні двигуни постійного струму послідовного та паралельного збудження [9]:

- на важких елементах профілю колії (круті підйоми) двигуни паралельного збудження працюють з більшим струмом, ніж двигуни послідовного збудження;

- для ведення поїздів однакової ваги двигуни паралельного збудження повинні мати більшу номінальну потужність, ніж двигун послідовного збудження;

- деяке зниження швидкості двигунів послідовного збудження на важких елементах профілю колії компенсується більш високою швидкістю руху на легких елементах профілю колії. При однакових потужностях двигунів на реальних достатньо довгих ділянках з різким профілем колії загальний час ходу по ділянці електровозу з двигунами послідовного збу-

дження менше часу руху електровозу з двигунами паралельного збудження;

- дуже важливо те, що двигуни послідовного збудження в експлуатації забезпечують краще використання потужності при більш рівномірному їх навантаженні; для виконання однакової поїзної роботи потрібна номінальна потужність двигунів з послідовним збудженням менша, ніж з паралельним;

- при однакових різких змінах напруги на затискачах двигунів, відповідні кидки струмів при послідовному збудженні менші, ніж при паралельному;

- при однаковому розходженні швидкісних характеристик $v = f(I)$ двигуни послідовного збудження мають менше розходження у струмах і тому забезпечують краще використання потужності електровоза, по умовах нагрівання двигунів або зчеплення коліс з рейками.

З точки зору вимог до електрообладнання багатосистемних електровозів важливо, що усі вказані функції регулювання струму в залежності від профілю колії, краще використання потужності, менші кидки струму при різкій зміні напруги на затискачах тощо є природними для двигунів послідовного збудження. Тому не потрібне додаткове обладнання для виконання цих функцій.

Двигуни послідовного збудження більш надійно забезпечують механічну та електричну стійкість [3].

Двигуни послідовного збудження програють двигунам паралельного збудження у стійкості проти розносного боксування. Цей недолік усувається у значній мірі застосуванням різних пристроїв для автоматичного зниження сили тяги двигунів та подачі піску при боксуванні.

Відмітимо, ще такий недолік ДПС, будь-якої системи збудження, як обмежена по умовах струмозйому та механічній міцності колектора, частота обертання та ряд інших відомих недоліків ДПС виключають можливість їх застосування для швидкісного ЕРС (зі швидкістю більше 250 км/год). Оскільки максимальна колова швидкість колектора $v_{k\max}$ при максимальній частоті обертання $n_{\max}$ не повинна перевищувати 50...55 м/с для забезпечення стійкості комутації по механічних умовах [10].

Діаметр колектора D_k у більшості сучасних двигунів постійного струму близький до 400 мм. При цьому:

$$n'_{\max} = \frac{v_{k\max}}{\pi D_k} \cdot 60 = \frac{55 \cdot 60}{\pi \cdot 0.4} \approx 2630 \text{ об/хв.},$$

$$n_{\max}^* = \frac{v_{\kappa \max}}{\pi D_{\kappa}} \cdot 60 = \frac{50 \cdot 60}{\pi \cdot 0.4} \approx 2388 \text{ об/хв.}$$

У середньому: $n_{\max} = \frac{n_{\max}^* + n_{\max}^*}{2} \approx 2500$ об/хв.

Можна сказати, що обмежена по умовах струмозйому та механічній міцності колектора частота обертання дорівнює 2500 об/хв..

Для тягових двигунів електровозів характерно відношення максимальної частоти обертання до номінальної 2...2.6 [9]. Тобто орієнтовна номінальна частота обертання тягових двигунів при номінальній швидкості дорівнює: $n_{\text{ном}} = 950...1250$ об/хв. В залежності від реальних значень діаметра бандажів коліс та передатного відношення тягової передачі швидкість локомотива при вказаних значеннях $n_{\max}$ в середньому складає 250 км/год.

Таким чином, для багатосистемних ЕРС із швидкістю орієнтовно 200 км/год порівняння комплектів тягового приводу з АТД та ДПС з точки зору раціональних габаритів, ваги та рівня надійності є доцільним.

Тягові двигуни постійного струму незалежного збудження не знайшли широкого застосування для контакторно-реостатних електровозів за наступних причин. По-перше, при зміні профілю колії у випадку застосування таких двигунів різко змінювалась би потрібна потужність при незмінній швидкості руху електровозу, що потребує частих переключень у силових колах. По-друге, при незалежному збудженні має місце значна нерівномірність у струмах, які споживаються якорями тягових двигунів. І, на кінець, виникає непроста задача по захисту тягових двигунів від колових вогнів, так як буде відсутнє швидше зменшення е.р.с., яке має місце при послідовному збудженні, що сприяє припиненню колового вогню.

Але при використанні напівпровідникової техніки, особливо на сучасній елементній базі, труднощі по розподілу струмів та захисту можуть бути успішно вирішені, і тому незалежне збудження може бути ефективно застосовано для підвищення тягових властивостей електровозів.

Підводячи висновок, можна відмітити, що найбільший інтерес для багатосистемного ЕРС серед ДПС з різними способами збудження являє двигун послідовного збудження, з точки зору спрощення системи керування тяговим приводом, завдяки його природним властивостям зміни швидкості у широких межах при змі-

ні навантаження. При цьому мається на увазі, що швидкість ЕРС не перевищує 200...250 км/год. При більших швидкостях ЕРС застосування ДПС виключається. Найімовірніше у близькій перспективі при більших швидкостях застосування асинхронних або синхронних (вентильних) двигунів.

Тягова потужність двигуна (потужність на обіді колеса P_T) визначається швидкістю руху v_{κ} та потрібною силою тяги F_{κ} [10]: $P_T = 0.278 F_{\kappa} v_{\kappa}$.

Розрахункова потужність тягового двигуна $P_{\text{ном}}$ дорівнює: $P_{\text{ном}} = \frac{P_T}{\eta_3} = \frac{0.278 F_{\kappa} v_{\kappa}}{\eta_3}$,

де: η_3 - ККД зубчатої передачі між валом двигуна та віссю колісної пари.

Наприклад, для електровозів при навантаженні від колісної пари на рейки 25 тс сила тяги звичайно дорівнює 59...61 кН. Цьому значенню відповідає потужність тягового двигуна 900...1000 кВт (при $\eta_3 = 0.975$) при розрахунковій швидкості [10].

У теперішній час є можливість створити колекторні тягові двигуни пульсуючого струму потужністю до 1200 кВт [10], 1300 кВт [3].

При розрахунку перетворювальної установи потрібно враховувати експлуатаційний коефіцієнт перевантаження $K_{\text{пз}} = \frac{P_6}{P_T}$, де P_6 - най-

більша потужність, яка розвивається двигуном на протязі однієї хвилини; P_T - годинна потужність двигуна. Звичайно $K_{\text{пз}} = 1.5...1.8$ [9, 10]. Основні показники тягових двигунів з [3, 10, 12] представлені у табл. 1.

У регульованих електроприводах швидкість та момент найчастіше змінюються напівпровідниковим перетворювачем енергії, ввімкненим між двигуном та живильною мережею. З наявності цього перетворювача та зміни швидкості руху ЕРС визначаються особливості режиму роботи тягового двигуна:

- наявність пульсацій у вихідному струмі статичних перетворювачів;
- можливість прикладання до обмоток двигунів напруг, амплітуда яких перевищують номінальні рівні;
- збільшені темпи зміни струму та напруг під час комутації вентилів перетворювача;
- зміна втрат (у сталі та обумовлених струмом намагнічування), незмінних у нерегульованих електроприводах, зі зміною швидкості

(внаслідок регулювання напруги, струму збудження);

- часті перехідні та пуско-гальмівні режими;
- можливість збільшення швидкості понад номінальну через зменшення струму збудження;
- відсутність безпосереднього впливу на двигун з боку мережі.

Таблиця 1

Основні показники тягових двигунів

Тип двигуна та країна виробник	Рік початку випуску	Потужність $P_{\text{ном}}$, кВт	Маса двигуна m_d , кг	Питома маса $\frac{m_d}{P_{\text{ном}}}$, кг/кВт
Електровози постійного струму				
НБ-406Б (СРСР)	1954	470	5150	10.9
ТЛ-2К (СРСР)	1967	575	4750	8.25
НБ-407Б (СРСР)	1972	720	4675	6.48
НБ-508 (СРСР)	1980	800	4600	5.75
Т-750ФС (Італія)	1975	1125	5000	4.4
АЛ-4846 (ЧССР)	1981	618	5000	8.1
ЭД141У1 (Україна)	1996	728	4750	6.52
СТК-730 (Україна)	2007	730	4750	6.5
ДТК-800	2007	800	3900	4.87
Електровози змінного струму				
НБ-412М (СРСР)	1958	620	5000	7.4
НБ-412К (СРСР)	1963	666	4600	6.8
НБ-418К (СРСР)	1966	740	4075	5.5
НБ-507 (СРСР)	1979	900	4500	5
СТК-520 (Україна)	2007	520	4600	8.85
НБ-511 (Росія)	1982	580	4600	7.93
СВ-317 (ФРН)	1959	720	3750	5.21
АЛ-4442 (ЧССР)	1968	820	2959	3.6
LjH-108-3 (Швеція)	1976	1000	2873	2.87

У сучасних системах керування частотою обертання двигунів постійного струму застосовують схеми на керованих напівпровідникових приладах, які забезпечують керування частотою обертання у широких межах.

Потужність двигунів за останні 50 років зросла більше ніж удвічі. Тому можна сказати, що двигуни потужністю 1300 кВт – це машини граничного виконання, тобто машини, подальше завантаження яких (струмове, магнітне і механічне) у близькій перспективі обмежене фізичними властивостями активних, ізолюючих і конструктивних матеріалів. При дослідженні проблеми створення перетворювальної установки та іншого електрообладнання багатосистемного електровоза можна орієнтуватись на значення номінальної потужності двигуна 1300 кВт, та значення експлуатаційного коефіцієнта перевантаження 1.8.

Для електровозу змінного струму напругу на тягових двигунах доцільно вибирати як деяке раціональне значення із умов проектування не тільки тягових двигунів, а й перетворювальної установки, а також електричного обладнання в цілому. Як правило, це 750...1200 В. Для електровозів постійного струму напруга на затискачах тягового двигуна, як правило, дорівнює половині напруги контактної мережі.

Тягові двигуни практично безперервно працюють в граничних режимах, викликаних коливаннями напруги у контактній мережі та змінами струмів, що споживаються, причому останні варіюють від 0.25 до 2.0 від $I_{\text{ном}}$. Зміна напруг у контактних мережах постійного та змінного струмів становить відповідно 2200...4000 В та 19...29 кВ. Ізоляція обмоток двигуна відносно корпусу повинна витримувати випробну напругу $U_{\text{випр}} = (2,25U + 2000)$ В, де для двигунів, що отримують живлення від контактної мережі постійного струму, U дорівнює номінальній напрузі на шинах тягової підстанції, а для двигунів, що живляться від контактної мережі через установку трансформатор-випрямляч, величина U дорівнює напрузі неробочого ходу на виході установки при номінальній напрузі на первинній обмотці трансформатора.

Безумовно, що дуже важливо постійно підвищувати надійність двигунів. Одним з ефективних шляхів вирішення цієї задачі є застосування класу ізоляції не менше Н замість класу F, який застосовується у більшості випадків у теперішній час. Ізоляція класу Н при інших рі-

вних умовах буде служити довше, ніж ізоляція класу F, у 1.5...2 рази [11].

Загальні висновки.

1. При швидкостях багатосистемних електровозів до 250 км/год не виключається застосування колекторних двигунів постійного струму. Для кінцевого вирішення питання по вибору виду двигунів (постійного струму або асинхронні) потрібно проаналізувати параметри та порівняти показники системи напівпровідниковий перетворювач-двигун, та іншого обладнання, як при двигунах постійного, так і при асинхронних.

2. Сучасний розвиток напівпровідникової техніки дозволяє забезпечити автоматичне плавне регулювання напруги на тягових двигунах постійного струму незалежного збудження. Тобто доцільно розглянути застосування для багатосистемних електровозів таких двигунів, і при цьому за рахунок використання відповідної системи керування установки перетворювач-двигун забезпечити використання позитивних, з точки зору тяги, якостей як двигунів послідовного, так і незалежного збудження. При цьому оцінити складність схеми, габарити та вагу напівпровідникового перетворювача при використанні ДПС послідовного та незалежного збудження.

3. При розробці теоретичних питань по створенню установки перетворювач-двигун для багатосистемних електровозів потрібно враховувати доцільність максимального використання одного того ж обладнання при різних видах двигунів (ДПС, АТД, ВТД).

4. Потрібно дослідити параметри та показники системи перетворювач-двигун при регулюванні напруг на двигунах по вторинному, або по первинному боках тягового трансформатора, а також комбінований варіант з метою вибору раціонального варіанту для багатосистемного електровозу, з урахуванням властивостей сучасної напівпровідникової елементної бази.

5. Реальним інтервалом потужностей для одного двигуна постійного струму можна вважати 900...1200 кВт. При теоретичних дослідженнях НП при ДПС цей інтервал доцільно прийняти 900...1800 кВт.

6. Напівпровідниковий перетворювач та двигун повинні проектуватися єдиною системою.

7. Для збільшення надійності у двигунах електровозів рекомендується застосовувати ізоляцію класу H, а не F (що найчастіше застосовується у теперішній час).

8. Для розширення діапазону робочих швидкостей система НП-Д (напівпровідниковий перетворювач-двигун) повинна забезпечити при ДПС максимальне можливе використання, як

способу регулювання швидкості, зменшення напруги на затискачах, так й ослаблення поля.

9. Схема НП повинна надійно забезпечити можливе перевантаження по струму у 2...3 рази в порівнянні з номінальним тривалим режимом роботи двигуна (в основному під час пуску електровозу).

10. Конструктивно систему НП-Д доцільно виконувати у вигляді модулів (на один або два модуля), передбачивши при цьому максимальну уніфікацію елементів.

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Захарченко Д. Д. Тяговые электрические машины: Учебн. для вузов ж.-д. трансп. / Д. Д. Захарченко, Н. А. Романов. – М.: Транспорт, 1991. – 343 с.
2. Калинин В. К. Электровозы и электропоезда. – М.: Транспорт, 1991. – 480 с.
3. Безрученко В. М. Тягові електричні машини електрорухомого складу: Навч. посіб. / В. М. Безрученко, В. К. Марченко, В. В. Чумак. – Д.: Вид-во Дніпропетровського нац. ун-ту заліз. тр-ту ім. акад. В. Лазаряна, 2003. – 252 с.
4. Рубчинский З. М. Устройство и работа электропоезда / З. М. Рубчинский, С. К. Соколов. – М.: Транспорт, 1976. – 416 с.
5. Розенфельд В. Е. Теория электрической тяги. / В. Е. Розенфельд, И. П. Исаев, Н. Н. Сидоров. – М.: Транспорт, 1983. – 328 с.
6. Раков В.А. Локомотивы и моторвагонный подвижной состав железных дорог Советского Союза 1956-1965. - М.: Транспорт, 1966. – 248 с.
7. Концепция перспективного тягового привода. // Железные дороги мира, 1996, № 6 (G. Kratz et al. // Elektrische Bahnen, 1998, № 11. – S. 333-337).
8. Тяговый привод с возбуждением от постоянных магнитов // Железные дороги мира, 2004, № 9 (T. Klokow et al. // Elektrische Bahnen, 2003, № 3. – S. 107-112).
9. Захарченко Д. Д. Подвижной состав электрических железных дорог. Тяговые электрические машины и трансформаторы. Учебн. для вузов ж.-д. трансп. / Д. Д. Захарченко, Н. А. Ротанов, Е. В. Горчаков, П. Н. Шляхто. – М.: Транспорт, 1968. – 296 с.
10. Курбасов А. С. Проектирование тяговых электродвигателей / А. С. Курбасов, В. И. Седов, Л. Н. Сорин. – М.: Транспорт, 1987. – 534 с.
11. Отчет по НИР «Увеличение межремонтного пробега тягового двигателя ЭД-118А после выполнения капитального ремонта в объеме КР2 с восстановлением резерва». – Д.: НПП «Укртранскад», 2007. – 67 с.
12. Отчет по НИР «Экспертиза технической документации электровоза ДЭ1» (НИР № 8 СНЦ-284/96-505.96-ЦТех от 20.06.96 по заказу Укрзалізниці). – Д.: ДИИТ, 1996. – 58 с.

Надійшла до редколегії 30.01.08.

ВИЗНАЧЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПОКАЗНИКІВ ЕЛЕКТРИЧНИХ АПАРАТІВ КІЛ КЕРУВАННЯ ТА ЗАХИСТУ РУХОМИМ СКЛАДОМ ЗАЛІЗНИЦЬ

У статті розглянуті питання визначення рівня безвідмовної роботи та вартості утримання апаратури систем керування та захисту рухомого складу залізниць, як важливих складових показників надійності.

В статье рассмотрены вопросы определения уровня безотказной работы и стоимости содержания аппаратуры систем управления и защиты подвижного состава железных дорог, как важных составляющих показателей надежности.

The issues of determination of level of no-failure operation and cost of maintenance of the equipment of control and protection systems for the railway rolling stock as important integral factors of reliability are considered in the paper.

ВСТУП

Висока надійність рухомого складу (РС) – одна з головних умов забезпечення безпеки руху поїздів на залізницях України. Особливо гостро ця проблема стоїть у теперішній час. Рухомий склад, який експлуатується, дуже зношений із-за його постійної та тривалої експлуатації. Тому для вирішення цієї проблеми велике значення має підвищення надійності апаратів керування та захисту електричних кіл РС. Використовуючи положення теорії надійності, можливо розробити науково обґрунтовану систему заходів, використання якої, при дотриманні вимог безпеки руху, забезпечить нормальну роботу РС з найменшими витратами.

МЕТА

Визначення рівня безвідмовної роботи та вартості утримання апаратури систем керування та захисту рухомого складу залізниць, як важливих складових показників надійності.

МАТЕРІАЛ ТА РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

У теперішній час на залізницях України експлуатується РС, у схемах керування та захисту якого використовуються різні типи реле. Всі вони виконані на електромагнітній елементній базі і потребують значних експлуатаційних витрат. Реле потрібно постійно контролювати в процесі його функціонування, періодично проводити профілактику та регулювання. Ремонт і обслуговування електромагнітних реле зводяться до частих зачисток поверхонь, ре-

гулювання натисків, провалів, заміни частин, що зносилися. Майже всі реле мають специфічні деталі, які використовуються тільки для даного типу (котушки, пружини, магнітопроводи). Це все потребує не тільки великих коштів, більшого часу простою одиниці РС, а й багаточисельного обслуговуючого персоналу, який постійно вступає в безпосередній контакт з діючим електрообладнанням для підтримання його в робочому стані, що є однією з причин електротравматизму при експлуатації електропоїздів [1].

Надійність роботи таких реле мала, що приводить до частих відмов. Релейно-контакторним системам захисту РС властиві такі недоліки, як порівняно великі часи спрацьовування, низький коефіцієнт повернення, велика маса, габарити і т. ін.

Надійність одиниці РС – це його здатність виконувати певні функції, зберігати параметри роботи у заданих межах та забезпечувати безпеку руху за умов експлуатації, що склалися [1]. Відповідно під надійністю апаратів захисту та керування розуміють її здатність зберігати параметри роботи у заданих межах та забезпечувати безпеку руху за умов експлуатації, що склалися.

Надійність захисних пристроїв – це комплексна величина, що може бути охарактеризована в основному безвідмовністю, довговічністю, швидкодією, ремонтоздатністю, експлуатаційними витратами та зберігаємістю. Показником надійності апаратів є також їх уніфікація. В умовах використання реле в схемах РС необхідно враховувати всі ці фактори.

В даній статті розглядається можливість підвищення надійності захисних апаратів електричних кіл рухомого складу за рахунок покращення таких показників надійності, як безвідмовність та зниження експлуатаційних витрат.

Відмови є випадковими подіями і можуть бути охарактеризовані ймовірнісними методами.

На практиці для визначення ймовірності безвідмовної роботи релейної апаратури протягом часового інтервалу t найчастіше використовується експоненціальний закон розподілу часу безвідмовної роботи [2]:

$$P(t) = e^{-\lambda t},$$

де λ – інтенсивність відмов релейної апаратури.

При цьому потрібно враховувати, що релейна апаратура пройшла період напрацювання; потік відмов є простим; старіння елементів відсутнє.

Розрахунковий період орієнтовно прийнятий рівним трьом рокам при середньому часу роботи одиниці РС 18 годин за добу ($3 \cdot 365 \cdot 18 = 19710$ годин роботи релейної апаратури) [2]. Цей період приблизно відповідає часу пробігу РС між суміжними поточними ремонтами третього об'єму ПРЗ.

Інтенсивність відмов якірної релейної апаратури діючого РС визначається за формулою [2]:

$$\lambda_{яра} = k_a \cdot \lambda_{яр},$$

де $k_a = 70$ – коефіцієнт, що враховує умови експлуатації реле;

$\lambda_{яр} = 0.3 \cdot 10^{-6}$, $ч^{-1}$ – інтенсивність відмов якірних електромагнітних реле (на одну контактну групу).

Тоді $\lambda_{яра} = 2,1 \cdot 10^{-5}$ $ч^{-1}$.

Розподілення ймовірності безвідмовної роботи якірного реле за час запишеться у вигляді:

$$P(t) = e^{-2,1 \cdot 10^{-5} \cdot t}.$$

Видно, що надійність якірних реле РС – спадаюча функція, тобто вона зменшується при довгостроковій роботі реле і все більш ймовірнішою стає відмова.

Кількісне зростання рухомого складу та ускладнення його схем захисту ведуть до збільшення числа реле в експлуатації. Подальше

масове використання якірних реле в схемах РС неможливо сприймати перспективним. Це пояснюється високими витратами для їх утримання в експлуатації, перевищенням ручної праці, великими габаритами та масою, що обмежують можливості резервування кіл на базі цих реле.

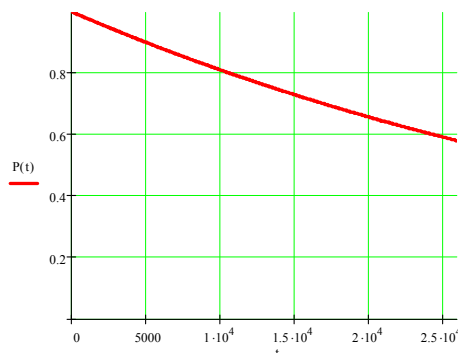


Рис. 1. Ймовірність безвідмовної роботи якірного реле за час між ПРЗ (годин)

В ремонт входить: перевірка всіх електричних параметрів, перевірка мегометром стану ізоляції, перевірка всіх механічних частин, проведення випробовувань та тестів. Терміни проведення ремонтів встановлюються відповідними нормативними документами «Укрзалізниці» [3]. Наприклад, згідно наказу № 351-Ц від 14 грудня 1999 року «Про систему планово-попереджувального ремонту та технічного обслуговування електровозів, тепловозів, електро- та дизель-поїздів», електровози типу ЧС2 проходять технічне обслуговування ТОЗ через кожні 12,5 тис. км пробігу; поточні ремонти ПР1 через 25 тис. км, ПР2 – 175 тис. км, ПР3 – 350 тис. км; капітальні ремонти КР1 – 700 тис. км, КР2 – 2100 тис. км; електропоїзди ЕР1 і ЕР2 проходять технічне обслуговування ТОЗ через кожні п'ять діб експлуатації; поточні ремонти ПР1 через 50 діб, ПР2 – 150 тис. км пробігу, ПР3 – 300 тис. км; капітальні ремонти КР1 – 600 тис. км, КР2 – 1800 тис. км.

Уявлення про використання матеріальних ресурсів на ремонти та технічне обслуговування можна побачити з представленої нижче табл., що складена на основі [5].

З табл. 1 видно, що загальна сума на всі ремонти становить для ДЕ1 1593749 грн, тобто 100 % від загальної суми, то для ТРЗ буде 92,3 % від цієї суми, ТР2 – 3,7 %, ТР1 – 2,7 %, ТОЗ – 1,16 %, ТО2 – 0,14 %.

На основі цієї таблиці нижче побудована діаграма (рис. 2.1), на якій показане відсоткове (й у гривнях (грн)) значення собівартості ремонтів електровозів ДЕ1.

Таблиця 1

**Витрати на собівартість ТР і ТО рухомого складу по локомотивному депо
Нижньодніпровськ-Вузол за весь 2005 рік**

Серія рухомого складу	Вид ремонту	Кількість ремонтів	Всього витрат на одницю ремонту, грн	Річні витрати на проведення ремонтів, грн
ДЕ-1	ТР3	3	236443	709329
	ТР2	6	9485	56910
	ТР1	42	6882	289046
	ТО3	41	2984	122360
	ТО2	1632	358	416104
ВЛ-8	ТР3	13	225945	2937287
	ТР2	35	11585	405462
	ТР1	602	7666	4615130
	ТО3	536	2609	1349635
	ТО2	11343	242	2752567
2ТЕ116	ТР1	52	18022	946115
	ТО3	196	4613	906405
	ТО2	2685	185	495883

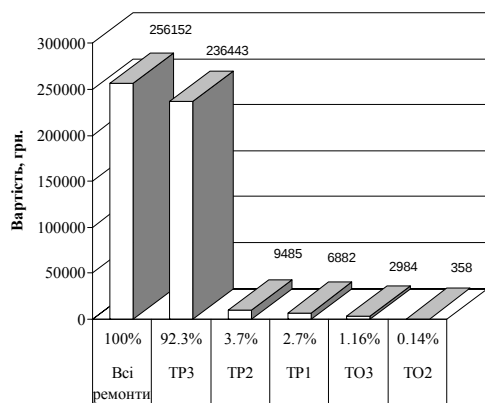


Рис. 2.1. Значення в гривнях (грн.) та відсотках собівартості ремонтів електровозів ДЕ1

Серед усіх технічних обслуговувань та ремонтів ТО2 виконують найчастіше, хоч його вартість найменша і навпаки, вартість ТР3 найбільша, але кількість невелика. Тому, щоб побачити реальні витрати коштів на обслуговування електровозів ДЕ1, потрібно проаналізувати вартість всіх ТР і ТО по депо Нижньодніпровськ-Вузол (рис. 2.2).

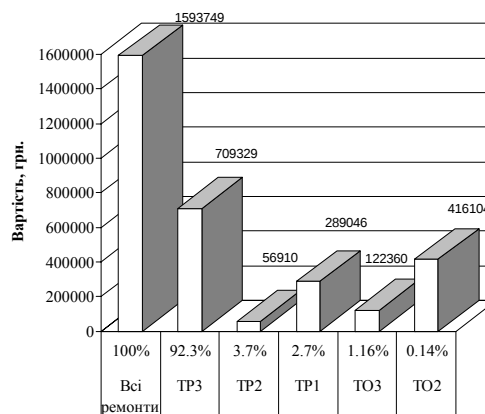


Рис. 2.2. Вартість (в гривнях (грн) та відсотках) ремонтів ТР3, ТР2, ТР1 та технічних обслуговувань ТО3, ТО2 електровозів ДЕ1.

На рис. 2.3 показане відсоткове співвідношення вартості ремонтів електричної апаратури до іншого обладнання електропоїзду ЕР1 на 1 млн км пробігу. Із 50.9 % коштів на обслуговування електричних апаратів для ТР3 приділяється 1.63 %, ТР2 – 0.63 %, ТР1 – 10.34 %. Якірні реле займають 3.1% із цих 50.9 %. Якщо взяти окремо витрати коштів на ремонти та обслуговування самих реле електропоїзду ЕР1, то це буде складати для ТР3 – 0.11 %; ТР2 – 0.02 %; ТР1 – 0.42 %; ТО3 – 2.55 %.

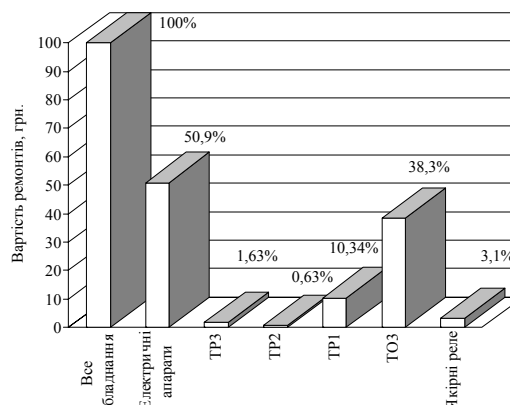


Рис. 2.3. Вартість (у відсотках) ремонтів електропоїзду ЕР1.

Приблизну вартість у гривнях утримання в експлуатації реле електровозу ДЕ1 можна показати з порівнянь та аналізу діаграм на рис. 2.2 та 2.3 [6].

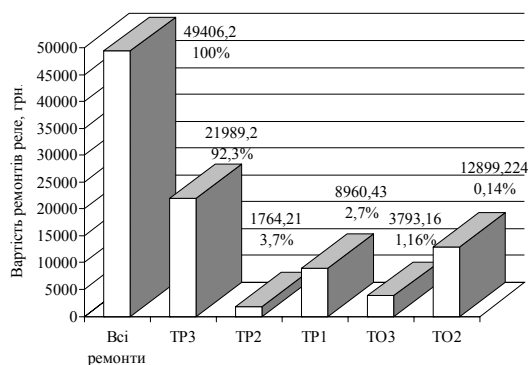


Рис.2.4. Приблизна вартість (в гривнях (грн) та відсотках) ремонтів ТР3, ТР2, ТР1 та технічних обслуговувань ТО3, ТО2 реле електровозу ДЕ1.

Таким чином, для підтримки надійної роботи реле на необхідному рівні потрібні істотні витрати. Відомо, що технічні огляди складаються в основному із зачистки контактів, перевірки кріплення і т.п. А це – ручна праця, механізувати і автоматизувати яку в умовах роботи РС дуже складно. Тоді залишається тільки один вихід з цієї ситуації: застосовувати в схемах керування та захисту РС такі реле і інші пристрої, які за своєю конструкцією не вимагають в експлуатації робіт по зачистці контактів, різних регулювань їх провалів та натискань, оглядів, перевірок і т. д.

Необхідно максимально скоротити число ремонтів і технічних обслуговувань при заданому часі експлуатації. Тому потрібно розробити рекомендації по розробці релейної апаратури, що потребує менших експлуатаційних витрат.

Рішенням вказаних вище проблем є застосування в схемах керування та захисту РС апаратів, які за своєю конструкцією не потребували б оглядів, ремонтів, багато запасних частин, могли б покращити показники надійності в порівнянні з якірними реле. Вказані задачі у теперішній час можуть бути вирішені у значній мірі на базі сучасних мікроконтролерів.

ВИСНОВКИ

Розрахунки показали, що рівень безвідмовної роботи якірних реле через три роки експлуатації (приблизно до наступного ПРЗ) дорівнює усього 0,6, що недостатньо для забезпечення надійної роботи систем захисту.

Витрати на утримання електромагнітних реле на діючому РС складають у середньому 3,1 % від загальної річної вартості утримання електрообладнання, що складає, наприклад, для депо Нижньодніпровськ-Вузол 49406 грн.

Певний досвід розрахунку захисних апаратів для захисту двигуна компресора на базі мікроконтролеру типу PIC12F675 за участю автора є на кафедрі «Автоматизований електропривод» ДПТУ.

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Базовский И. Надежность. Теория и практика. / Под ред. Б. Р. Левина. – М.: Мир, 1965. – 370 с.
2. Муха А. Н. Повышение надежности релейной аппаратуры электроподвижного состава железных дорог Украины: Дис. канд. техн. наук: 05.22.09. – Д., 2001. – 217 с.
3. Наказ № 351-Ц від 14 грудня 1999 року «Про систему планово-попереджувального ремонту та технічного обслуговування електровозів, тепловозів, електро- та дизель-поїздів». – К.: Мін. транс. України, Державна адміністрація залізничного транспорту України, 1999. – 13 с.
4. Анализ фактической трудоёмкости затрат на себестоимость ТР и ТО локомотивов по локомотивному депо Нижнеднепровск-Узел за весь 2005 год.
5. Дубинец Л. В. Научное обоснование и разработка систем управления электроподвижным составом на основе применения герконовых устройств: Дис. докт. техн. наук: 05.09.03. – Д., 1991. – 356 с.

Надійшла до редколегії 31.01.08.

ВИЗНАЧЕННЯ НЕОБХІДНОЇ КІЛЬКОСТІ ВИМІРІВ ДЛЯ ВДОСКОНАЛЕНОГО ВІБРОАКУСТИЧНОГО МЕТОДУ ДІАГНОСТИКИ ЗАЛІЗОБЕТОННИХ ОПОР КОНТАКТНОЇ МЕРЕЖІ

Досліджено необхідна кількість нанесення ударів по опорі вдосконалим віброакустичним методом для прийняття рішення «справна» або «несправна» опора контактної мережі.

Исследовано необходимое количество нанесения ударов по опоре усовершенствованным виброакустическим методом для принятия решения «исправна» или «неисправна» опора контактной сети

The necessary quantity of making shocks on a support by the improved vibroacoustic method of detecting defective supports of the contact electric mains has been investigated.

Залізобетонні опори контактної мережі є відповідальними і дорогими елементами пристроїв електропостачання залізниць. В процесі експлуатації їх довговічність і надійність є важливими умовами безперебійної і ефективної експлуатації залізничного транспорту. Вихід з ладу тільки однієї опори може привести до порушення руху потягів або до аварії. Тому актуальність проблеми підвищення надійності роботи опор контактної мережі електрифікованих залізниць не викликає сумніву.

Для забезпечення довговічності та надійності опори в процесі експлуатації та визначення несучої здатності провадять випробування неруйнівними технічними методами діагностування. Існує багато різних методів, які з певною надійністю можуть визначити технічний стан залізобетонної опори контактної мережі [1, 2, 3, 4, 5]. Щоб отримати достовірні дані під час діагностування, необхідно зробити не одне, а декілька вимірів відповідними приладами, наприклад, приладом АДО-2М потрібно зробити не менш трьох вимірів перехідного потенціалу при позитивній і негативній поляризації з тим самим струмом. Прибором ДИАКОР також потрібно зробити не менш трьох вимірів [2, 3, 4]. Для отримання достовірного результату при діагностуванні прибором УК1401 та електрохімічним методом необхідні багаторазові виміри [2, 3, 4]. Співробітниками кафедри «Електропостачання залізниць» ДІТу розроблено вдосконалений віброакустичний метод діагностики залізобетонних опор контактної мережі. Цей метод дозволяє значно скоротити витрати на діагностування шляхом відбору «потенційно небезпечних опор». Далі ці «небезпечні» опори

підлягають перевірці більш досконалішими (та одночасно більш витратними) методами.

Модернізований віброакустичний метод полягає в наступному. По надземній частині опори на зручній висоті від півтора до двох метрів наносяться удари спеціальним тарованим молотком. Затухаючі коливання, що виникли внаслідок цього збурювання, записують у пам'ять звукозаписуючого пристрою. На даному етапі розробляється варіант комплексного пристрою, що включає в себе і ударний і звукозаписуючий блоки.

Діагностика стану залізобетонної опори контактної мережі проводиться за цим методом по розкиду частот з максимальною амплітудою. Позначимо цей діагностичний параметр за x . Будемо також позначати: D_1 - справний стан опори, D_2 - несправний стан опори (наявність корозії, відшарування бетону, низька якість бетону, поздовжні та поперечні тріщини тощо).

Щоб дати обґрунтовану відповідь про технічний стан опори для вдосконаленого віброакустичного методу, необхідно науково обґрунтувати необхідну кількість вимірів. Скористуємося для цього теоремою Байєса [6, 7, 8].

В нашому випадку стан опори характеризується однією ознакою – x . На кожному кроці процедури діагностування будемо перевіряти умову про можливість постановки діагнозу. Якщо інформації досить, то будемо ставити діагноз і припиняти діагностування.

При використанні теореми Байєса [6, 7, 8] для розпізнавання станів D_i і D_j будемо складати співвідношення (1) та (2) наступного вигляду:

$$P\left(\frac{D_i}{K^*}\right) = \frac{P(D_i) \cdot P\left(\frac{K^*}{D_i}\right)}{\sum_{S=1}^n P(D_S) \cdot P\left(\frac{K^*}{D_S}\right)}, \quad (1)$$

де K^* – вектор діагностичних параметрів залізобетонної опори,

D_i і D_j – відповідно i -тий та j -тий технічні стани

$$\frac{P\left(\frac{D_j}{K^*}\right)}{P\left(\frac{D_i}{K^*}\right)} = \frac{P(D_j)}{P(D_i)} \cdot \frac{P\left(\frac{K_1^*}{D_j}\right) \dots P\left(\frac{K_m^*}{D_j}\right)}{P\left(\frac{K_1^*}{D_i}\right) \dots P\left(\frac{K_m^*}{D_i}\right)}, \quad (2)$$

де K_1^* – вектор діагностичних ознак залізобетонної опори при першому вимірі,

K_m^* – вектор діагностичних ознак залізобетонної опори при m -му вимірі.

Якщо

$$\frac{P\left(\frac{D_j}{K^*}\right)}{P\left(\frac{D_i}{K^*}\right)} > 1, \text{ при } j = 1, 2, \dots; i \neq j, \quad (3)$$

то $K^* \in D_j$.

Отже, при $K^* \in D_j$,

$$\frac{P\left(\frac{K_1^*}{D_j}\right) \dots P\left(\frac{K_m^*}{D_j}\right)}{P\left(\frac{K_1^*}{D_i}\right) \dots P\left(\frac{K_m^*}{D_i}\right)} > \frac{P(D_i)}{P(D_j)}. \quad (4)$$

Відношення ймовірності складаються послідовно.

Допустимо, що у об'єкта K^* є ознака K_1 , причому ознака K_1 при діагнозі D_2 зустрічається частіше, ніж при діагнозі D_1 . При цьому, якщо

$$\frac{P\left(\frac{K_1}{D_2}\right)}{P\left(\frac{K_1}{D_1}\right)} > A, \text{ то } K^* \in D_2, \quad (5)$$

де A – верхня межа прийняття рішення.

Інакше, коли ознака K_1 значно частіше зустрічається при діагнозі D_1 приймається рішення при

$$\frac{P\left(\frac{K_1}{D_2}\right)}{P\left(\frac{K_1}{D_1}\right)} < B, \quad K^* \in D_1, \quad (6)$$

де B – нижня межа прийняття рішення.

Відношення ймовірності (7) використаємо для визначення необхідної кількості вимірів.

$$B < \frac{P\left(\frac{K_1}{D_2}\right)}{P\left(\frac{K_1}{D_1}\right)} < A. \quad (7)$$

Якщо в результаті першої перевірки умова (7) виконується, то необхідна наступна перевірка, тоді відношення ймовірності набуває вигляду (8)

$$B < \frac{P\left(\frac{K_1}{D_2}\right)}{P\left(\frac{K_1}{D_1}\right)} \cdot \frac{P\left(\frac{K_2}{D_2}\right)}{P\left(\frac{K_2}{D_1}\right)} < A. \quad (8)$$

Розрахунки будемо повторювати до тих пір, поки значення відношення (8) не вийде за одну з вказаних меж (A або B).

Межі A і B можна розрахувати, виходячи з ймовірності помилок першого α (прийняте рішення «опора несправна», а насправді – «опора справна») і другого β (прийняте рішення «опора справна», насправді – «опора несправна») роду, які можна задати:

$$\frac{1-\beta}{\alpha} \geq A, \quad (9)$$

$$B \geq \frac{\beta}{1-\alpha}. \quad (10)$$

У практичних розрахунках можна приймати $\alpha = \beta = 0.05 \dots 0.10$. Значення α і β можна вибрати з економічних міркувань.

В даній роботі приводяться результати експериментального визначення технічного стану залізобетонних опор СКІЦ модернізованим віброакустичним методом. Було випробувано 240 опор. Для прикладу надаються дані тільки по десятих справних і несправних опорах (табл. 1 і 2).

В табл. 1 та 2 в рядках міститься інформація по десятих вимірах кожної опори. В якості еталонного використано ультразвуковий метод.

Таблиця. 1

Результати вимірювань справних опор

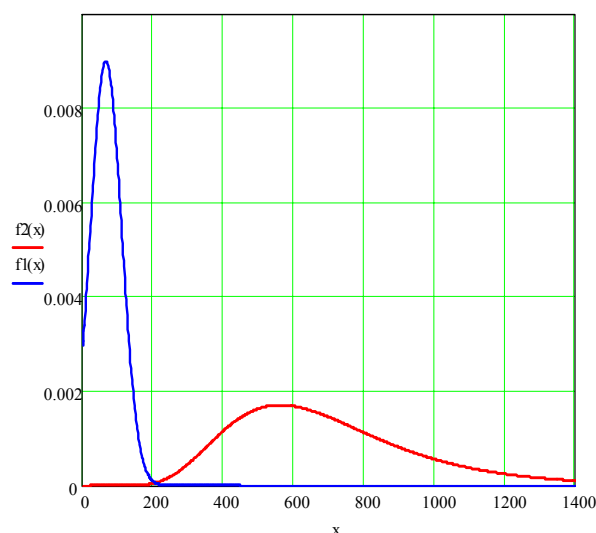
№ опори	Частота гармоніки з максимальною амплітудою, Гц										Δx , Гц
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
223	875.6	875.9	876	874.7	930	896.9	896.2	900	926.5	896	55.3
225	1215	1217	1218	1216	1216	1215	1216	1217	1221	1220	6
245	1012	1099	1002	1002	1092	1096	1097	1090	1089	1009	97
247	937.9	943.9	939.6	932.3	9317	930.6	932.6	938.9	935.9	933.9	13.3
249	1067	1067	1063	1067	1070	1066	1003	1006	1074	1072	71
251	872.9	867.5	863.7	862.6	861.3	860.2	856.8	861.4	876.9	873.2	20.1
253	968	970.5	947.1	951.7	947.3	941.1	823.2	949	950.8	947.7	147.3
255	944.2	943.4	946.4	943.9	877.5	944.4	943.3	945.8	943.2	948.6	71.1
262	908.2	910.1	905.6	839.1	947.6	908.6	902.2	901.9	905.6	904.7	108.5
260	891.3	893.9	889.4	887.8	890.3	892	896.1	893.1	890.5	1041	153.2

Таблиця 2

Результати вимірювань несправних опор

№ опори	Частота гармоніки з максимальною амплітудою, Гц										Δx , Гц
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
324	1286	1413	1416	1439	1116	17.33	979	1276	37.71	27.95	1421.67
221	1310	561	4.51	12.67	1309	1283	1264	1360	1190	1319	1355.49
258	1318	487.1	1390	287.2	1376	1188	1318	1185	62.98	1187	1327.02
227	1252	1252	1251	1250	1250	1250	467	1251	1250	1627	1160
231	1182	531.7	1187	1207	1212	1178	1207	1202	523	1204	689
243	1363	1325	1295	1251	1259	1327	1299	470	522.7	353	1010
259	1064	1063	32.83	107	1059	1062	1199	1067	1067	1066	1166.17
258	1318	487.1	1390	287.2	1376	1188	1318	1185	62.98	1187	1327.02
32	1091	389.1	530.2	1037	1038	1084	1090	35.64	1038	1037	1055.36
1(2)	995.2	547.6	524.1	922.3	996.9	544.5	1350	380.8	374.6	1244	975.4

Для справних опор математичне очікування діагностичного параметру x склало $\mu_1 = 65.97$ Гц; для несправних – $\mu_2 = 707,27$ Гц. Середні квадратичні відхилення діагностичного параметру x відповідно склали – $\sigma_1 = 44.37$ Гц і $\sigma_2 = 285.5$ Гц. На основі експериментальних даних визначено, що параметр x розподілений для справних опор за нормальним законом, а для несправних опор – за логнормальним законом [9]. Функції розподілів діагностичного параметру x справних і несправних опор наведені на рис. 1. Необхідно визначити стан опори по послідовних вимірах (кількості нанесення ударів по опорі). Приймаємо $\alpha = \beta = 0.05$. Вся інформація міститься в табл. 3 та 4, де в рядках таблиць наведені дані по i -тих вимірюваннях.

Рис. 1. Функції розподілу параметру x :

f_1 – функція розподілу для справних опор,
 f_2 – функція розподілу для несправних опор

Таблиця 3

Експериментальні дані для справної опори № 260

№ п/п	Частота гармоніки з максимальною амплітудою f_i , Гц										х, Гц
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
1	891.3	893.9									2.6
2	891.3	893.9	889.4								4.5
3	891.3	893.9	889.4	887.8							6.1
4	891.3	893.9	889.4	887.8	890.3						6.1
5	891.3	893.9	889.4	887.8	890.3	892					6.1
6	891.3	893.9	889.4	887.8	890.3	892	896.1				8.3
7	891.3	893.9	889.4	887.8	890.3	892	896.1	893.1			8.3
8	891.3	893.9	889.4	887.8	890.3	892	896.1	893.1	890.5		8.3
9	891.3	893.9	889.4	887.8	890.3	892	896.1	893.1	890.5	1041	153.2

Таблиця 4

Експериментальні дані для несправної опори № 231

№ п/п	Частота гармоніки з максимальною амплітудою f_i , Гц,										х, Гц
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
1	1182	531.7									650.3
2	1182	531.7	1187								655.3
3	1182	531.7	1187	1207							675.3
4	1182	531.7	1187	1207	1212						680.3
5	1182	531.7	1187	1207	1212	1178					680.3
6	1182	531.7	1187	1207	1212	1178	1207				680.3
7	1182	531.7	1187	1207	1212	1178	1207	1202			680.3
8	1182	531.7	1187	1207	1212	1178	1207	1202	523		689
9	1182	531.7	1187	1207	1212	1178	1207	1202	523	1204	689

За результатами проведення двох перших вимірювань (перший рядок в табл. 3 та 4) можна обчислити

$$\frac{f\left(\frac{x_1}{D_2}\right)}{f\left(\frac{x_1}{D_1}\right)} = \frac{\sigma_1 \cdot \exp\left[-\frac{(\ln(x_1) - \mu_2)^2}{2\sigma_2^2}\right]}{x_1 \cdot \sigma_2 \exp\left[-\frac{(x_1 - \mu_1)^2}{2\sigma_1^2}\right]} =$$

$$= \frac{\sigma_1}{x_1 \cdot \sigma_2} \exp\left\{\frac{1}{2}\left[\frac{(x_1 - \mu_1)^2}{\sigma_1^2} - \frac{(\ln(x_1) - \mu_2)^2}{\sigma_2^2}\right]\right\}. \quad (11)$$

Відношення (11) після проведення n -го вимірювання (останній рядок в табл. 3 та 4) переписується у вигляді

$$\frac{f\left(\frac{x_1}{D_2}\right) \dots f\left(\frac{x_n}{D_2}\right)}{f\left(\frac{x_1}{D_1}\right) \dots f\left(\frac{x_n}{D_1}\right)} =$$

$$= \prod_{i=1}^n \frac{\sigma_1}{x_i \cdot \sigma_2} \exp\left\{\frac{1}{2}\left[\frac{(x_i - \mu_1)^2}{\sigma_1^2} - \frac{(\ln(x_i) - \mu_2)^2}{\sigma_2^2}\right]\right\}. \quad (12)$$

Якщо значення відношення (12) буде розміщене у межах

$$B < \frac{f\left(\frac{x_1}{D_2}\right) \dots f\left(\frac{x_n}{D_2}\right)}{f\left(\frac{x_1}{D_1}\right) \dots f\left(\frac{x_n}{D_1}\right)} < A, \quad (13)$$

то для встановлення діагнозу інформації не вистачає.

В результаті проведення експериментів [10] отримано наступні значення діагностичного параметру розкиду спектру частот з максимальною амплітудою (Гц) (табл. 3): $x_1 = 2.6$; $x_2 = 4.5$; $x_3 = 6.1$; $x_4 = 6.1$; $x_5 = 6.1$; $x_6 = 8.3$; $x_7 = 8.3$; $x_8 = 8.3$; $x_9 = 153.2$. Позначимо (12) як D_n (n – кількість вимірювань)

$$D_n = \prod_{i=1}^n \frac{\sigma_1}{x_i \cdot \sigma_2} \exp \left\{ \frac{1}{2} \left[\frac{(x_i - \mu_1)^2}{\sigma_1^2} - \frac{(\ln(x_i) - \mu_2)^2}{\sigma_2^2} \right] \right\}.$$

Для справних опор (табл. 3) D_n приймає наступні значення:

$$D_1 = \infty, D_2 = \infty, D_3 = \infty, D_4 = \infty, D_5 = \infty, \\ D_6 = \infty, D_7 = \infty, D_8 = \infty, D_9 = \infty.$$

Для несправних опор (табл. 4) значення D_n виявились наступними:

$$D_1 = 0, D_2 = 0, D_3 = 0, D_4 = 0, D_5 = 0, D_6 = 0, \\ D_7 = 0, D_8 = 0, D_9 = 0.$$

Межі ухвалення рішень:

$$A \leq \frac{1-\beta}{\alpha} = \frac{1-0.05}{0.05} = 19, \quad B \geq \frac{\beta}{1-0.05} = 0.0526.$$

Результати розрахунку за формулою (13) за приведеними даними свідчать про те, що для постановки діагнозу «опора несправна» або «опора справна» достатньо одної пари вимірів (для опор типу СКЦ).

Висновки:

Для оцінки необхідної кількості вимірів при діагностуванні залізобетонних опор контактної мережі вдосконалим віброакустичним методом запропоновано використовувати теорему Байєса.

При ймовірностях похибок першого та другого роду $\alpha = \beta = 0.05$ встановлено, що для дослідних опор СКЦ в умовах Придніпровської залізниці достатньо наносити два удари по опорі.

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Ефимов А. В. Надежность и диагностирование систем электроснабжения железных дорог / А. В. Ефимов, А. Г. Галкин. – М.: УМК МПС, 2000. – С. 408-414.
2. Технологічні карти на роботи по утриманню та ремонту пристроїв контактної мережі електрифікованих залізниць, книга II. – Біла Церква: ВАТ «Білоцерківська книжкова фабрика», 2001. – С. 122-165.
3. Указания по техническому обслуживанию и ремонту опорных конструкций контактной сети. – М.: Трансиздат, 2003. – С. 53-75.
4. Вказівки з технічного обслуговування та ремонту опорних конструкцій контактної мережі. – К.: ТОВ «Швидкий рух», 2007. – С. 81-116.
5. Каталог приборов для неразрушающего контроля и технической диагностики. – Донецк: ООО «ИНТРОН – СЭТ Лтд», 2006. – С. 95. (www.intron-set.com.ua).
6. Вентцель Е. С. Теория вероятностей. – М.: Наука, 1964. – С. 56-58.
7. Гмурман В. Е. Теория вероятностей и математическая статистика. – М.: Высш. шк., 1999. – С. 52-55.
8. Гурский Е. И. Теория вероятностей с элементами математической статистики. – М.: Высш. шк., 1971. – С. 35-38.
9. Жлуктенко В. І. Теорія ймовірностей і математична статистика. Ч. 1. Теорія ймовірностей / В. І. Жлуктенко, С. І. Наконечний. – К.: МВС України, 2000. – С. 232-235, 238-239.
10. Кузнецов В. Г. Визначення науково обгрунтованого значення діагностичного параметру при віброакустичному методі діагностики залізобетонних опор / В. Г. Кузнецов, О. М. Полях // Залізничний транспорт України, 2008, № 2. – С. 31-33.

Надійшла до редколегії 19.02.2008.

УСТРОЙСТВО КОНТРОЛЯ ХИЩЕНИЙ ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ

Дано характеристику основным методам розкрадання електроенергії та представлений розроблений ефективний пристрій захисту від розкрадань.

Дана характеристика основным методам хищения электроэнергии и представлено разработанное эффективное устройство защиты от хищений.

Description to the basic methods of theft of electric power is given and the developed effective device of protecting from thefts is presented.

Потери электроэнергии в электрических сетях – важнейший показатель экономичности их работы, наглядный индикатор состояния системы учета электроэнергии, эффективности энергосбытовой деятельности энергоснабжающих организаций. Этот индикатор все отчетливей свидетельствует о накапливающихся проблемах, которые требуют безотлагательных решений в развитии, реконструкции и техническом перевооружении электрических сетей, совершенствовании методов и средств их эксплуатации и управления, в повышении точности учета электроэнергии, эффективности сбора денежных средств за поставленную потребителям электроэнергию. По мнению международных экспертов, относительные потери электроэнергии при ее передаче и распределении в электрических сетях большинства стран можно считать удовлетворительными, если они не превышают 4...5 %. Потери электроэнергии на уровне 10 % можно считать максимально допустимыми с точки зрения физики передачи электроэнергии по сетям [1]. Становится все более очевидным, что резкое обострение проблемы снижения потерь электроэнергии в электрических сетях требует активного поиска новых путей ее решения, новых подходов к выбору соответствующих мероприятий, к организации работы по снижению потерь.

В связи с резким сокращением инвестиций в развитие и техническое перевооружение электрических сетей, в совершенствование систем управления их режимами, учета электроэнергии возник ряд негативных тенденций, отрицательно влияющих на уровень потерь в сетях, таких как: устаревшее оборудование, физический и моральный износ средств учета электроэнергии, несоответствие установленного оборудования передаваемой мощности. Из вышеотмеченного следует, что на фоне происходящих изменений хозяйственного механизма в энергетике, кризиса экономики в стране проблема снижения потерь электроэнергии в электрических сетях не только не утратила свою актуальность, а наоборот выдвинулась в одну

из задач обеспечения финансовой стабильности энергоснабжающих организаций.

Одной из главных причин наличия коммерческих потерь считают хищение электроэнергии, причем не только в коммунально-бытовом, но и промышленном секторе. В годы перестройки в электроэнергетике в условиях роста тарифов на электроэнергию и уменьшения платежеспособности населения в ряде регионов страны, особенно в сельской местности, увеличились трудности с оплатой электроэнергии коммунально-бытовыми потребителями. Кроме того, появилась мотивация к применению более утонченных методов и средств кражи электроэнергии и согласно росту объемов этих краж, появились бесхозные электрические сети, поселки, которые никто не желает брать на баланс и обслуживание. По данным ОАО „Сумыоблэнерго”, ежегодно осуществляется кража проводов, трансформаторов, другого электротехнического оборудования на сумму около 1.5 млн грн. По данным Минтопэнерго, в целом по Украине разворовывается 6.2 % потребленной электроэнергии стоимостью почти 12 млн долларов [2].

Цель статьи: выполнить характеристику основным методам хищения электроэнергии и представить разработанное устройство защиты от хищений.

Потери от хищений электроэнергии – это одна из наиболее существенных составляющих коммерческих потерь, которая является предметом заботы энергетиков в большинстве стран мира. Опыт борьбы с хищениями электроэнергии в различных странах обобщается специальной экспертной группой по изучению вопросов, касающихся кражи электроэнергии и неоплаченных счетов (неплатежей). Группа организована в рамках исследовательского комитета по экономике и тарифам международной организации UNIPEDE. Согласно отчету, подготовленному этой группой, термин «кража электроэнергии» применяется только в тех случаях, когда электроэнергия не учитывается или не полностью регистрируется по вине потребите-

ля, либо когда потребитель вскрывает счетчик или нарушает систему подачи электропитания с целью снижения учитываемого счетчиком расхода потребляемой электроэнергии. Обобщение международного и отечественного опыта по борьбе с хищениями электроэнергии показало, что в основном этими хищениями занимаются бытовые потребители. Имеют место кражи электроэнергии, осуществляемые промышленными и торговыми предприятиями, но объем этих краж нельзя считать определяющим. Хищения электроэнергии имеют достаточно четкую тенденцию к росту, особенно в регионах с неблагополучным теплоснабжением потребителей в холодные периоды года. А также практически во всех регионах в осенне-весенние периоды, когда температура воздуха уже сильно понизилась, а отопление еще не включено. Существуют три основных группы способов хищений электроэнергии: механические, электрические, магнитные [3].

Механические способы хищений электроэнергии.

Механическое вмешательство в работу (механическое вскрытие) счетчика, которое может принимать различные формы, включая:

- сверление отверстий в донной части корпуса, крышке или стекле счетчика; вставка (в отверстие) различных предметов типа пленки шириной 35 мм, иглы и т.п. для того, чтобы остановить вращение диска или сбросить показания счетчика;
- перемещение счетчика из нормального вертикального в полугоризонтальное положение для того, чтобы снизить скорость вращения диска;
- самовольный срыв пломб, нарушение в центровке осей механизмов (шестерен) для предотвращения полной регистрации расхода электроэнергии;
- раскатывание стекла при вставке пленки, которая остановит дисковое вращение.

Обычно механическое вмешательство оставляет след на счетчике, но его трудно обнаружить, если счетчик не будет полностью очищен от пыли и грязи и осмотрен опытным специалистом. К механическому способу хищения электроэнергии можно отнести достаточно широко распространенные умышленные повреждения средств измерения бытовыми потребителями или хищения счетчиков, установленных на лестничных клетках жилых домов. Как показал анализ, динамика умышленных разрушений и хищений счетчиков практически совпадает с наступлением холодов при недостаточном отоплении квартир. В данном случае разрушения и хищения счетчиков следует рассматривать, как своеобразную форму протеста населения против неспособности местных администраций

обеспечить нормальные жилищные условия. Усугубление ситуации с теплоснабжением населения неизбежно приводит к росту коммерческих потерь электроэнергии, что уже подтверждается печальным опытом дальневосточных и некоторых сибирских энергосистем [3].

Электрические способы хищений электроэнергии.

Наиболее распространенным электрическим способом хищений электроэнергии является так называемый «наброс» на выполненную голым проводом воздушную линию. Достаточно широко используются также такие способы, как:

- инвертирование фазы тока нагрузки;
- применение различного типа «отмотчиков» для частичной или полной компенсации тока нагрузки с изменением ее фазы;
- шунтирование токовой цепи счетчика – установка так называемых «закороток»;
- заземление нулевого провода нагрузки;
- нарушение чередования фазного и нулевого проводов в сети с заземленной нейтралью питающего трансформатора.

Если счетчики включаются через измерительные трансформаторы, могут применяться также:

- отключение токовых цепей ТТ;
- замена нормальных предохранителей ТН на перегоревшие и т.п.

Магнитные способы хищений электроэнергии

Применение магнитов с внешней стороны счетчика может повлиять на его рабочие характеристики. В частности, можно при использовании индукционных счетчиков старых типов с помощью магнита замедлить вращение диска. В настоящее время новые типы счетчиков производители стараются защитить от влияния магнитных полей. Поэтому этот способ хищений электроэнергии становится все более ограниченным.

Для автоматического контроля исправности средств учета электроэнергии и за счет этого своевременное автоматическое отключение потребителя, снижающее ущерб от хищений, авторами было разработано устройство защиты от хищений, работающее на основе контроля учета электроэнергии (на примере индукционных счетчиков) [4].

На рис. 1 представлена функциональная схема разработанного устройства защиты от хищений электроэнергии. Схема устройства включает: 1 – оптический датчик вращения диска индукционного средства; 2 – первый счетчик прямоугольных импульсов; 3 – аналоговый умножитель сигналов тока и напряжения; 4 – генератор прямоугольных импульсов; 5 – таймер; 6 – второй счетчик прямоугольных

импульсов; 7 – блок сравнения; 8 – выходной блок; 9 – коммутационный аппарат; 12 – индукционное средство учета электроэнергии; 11 – датчики тока и 10 – датчик напряжения.

Внутренняя
электрическая сеть

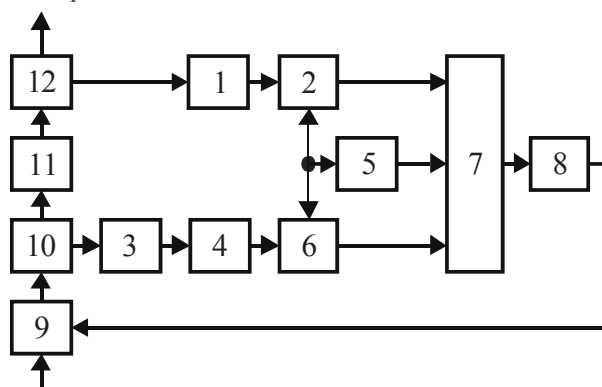


Рис. 1. Функциональная схема устройства защиты от хищений электроэнергии

Устройство работает следующим образом: при включении потребителей электроэнергии к электрической сети начинается работа (индукционный) счетчик электроэнергии 12, результатом чего является вращение диска счетчика. Оптический датчик 1 оборотов диска реагирует на вращение диска и начинает формировать прямоугольные импульсы напряжения, поступающие на вход первого счетчика прямоугольных импульсов 2, при этом частота выходных прямоугольных импульсов зависит от частоты вращения диска индукционного средства учета электроэнергии. Сигналы с выходов тока 11 и датчика напряжения 10, в качестве которых могут использоваться измерительные трансформаторы тока и напряжения, поступают на вход аналогового умножителя 3 сигналов тока нагрузки и напряжения сети. На выходе аналогового умножителя 3 в зависимости от значений тока и напряжения, поступающих на его входы, формируется аналоговый сигнал, линейно зависящий от произведения $I \cdot U$. Сигнал с выхода умножителя 3 поступает на вход генератора прямоугольных импульсов 4, который формирует прямоугольные импульсы с частотой следования, линейно зависящей от уровня аналогового сигнала, поступающего на его вход. Таким образом, частота прямоугольных импульсов на выходах генератора 4 и оптического датчика 1 линейно зависят от значения произведения сигналов тока нагрузки и напряжения сети. С выхода генератора 4 прямоугольные импульсы поступают на вход второго счетчика 6 прямоугольных импульсов. Блок сравнения 7 имеет два информационных входа, на которые поступает информация о состоянии счетчиков прямоугольных импульсов 2 и 6. Управление работой счетчиков прямоугольных импульсов 2

и 6, а также блоком сравнения 7 осуществляет таймер 5, который в соответствии с алгоритмом его работы формирует сигнал обнуления счетчиков 2 и 6, а через определенное время выдает сигнал «сравнение», который поступает на вход управления блока сравнения 7. При этом, если состояние счетчиков 2 и 6 одинаково, происходит обнуление счетчиков 2 и 6 и цикл «счет импульсов – сравнение – обнуление» повторяется. В случае, если состояние счетчиков 2 и 6 окажется различным, что может быть в случае блокировки любым способом диска индукционного средства учета электроэнергии 12 с целью несанкционированного отбора энергии или подключения, на выходе блока сравнения 7 появится сигнал, воздействующий на выходной блок 8. Появление сигнала на входе выходного блока 8 приводит к отключению коммутационного аппарата 9 и блокировке его последующего включения в течение определенного времени. По истечении времени блокировки коммутационного аппарата 9 произойдет его автоматическое включение [4].

Выводы.

Разработанное устройство контроля хищений электроэнергии позволяет:

- исключить безучетное потребление электроэнергии при неисправности индукционных средств учета или умышленного вмешательства в их работу;
- обеспечить автоматический контроль индукционных средств учета электроэнергии, прекращение и восстановление подачи электроэнергии потребителю в зависимости от их исправности.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Воротницкий В. Э. Мероприятия по снижению потерь электроэнергии в электрических сетях энергоснабжающих организаций / В. Э. Воротницкий, М. А. Калинкина, В. Н. Апраткин // Энергосбережение, 2000, № 3. – С. 53-56.
2. Копсяев А. Проблемы энергосбережения при становлении конкурентного рынка // Энерго-рынок, 2004, № 1.
3. Воротницкий В. Э. Снижение потерь электроэнергии в электрических сетях. Динамика, структура, методы анализа и мероприятия / В. Э. Воротницкий, М. А. Калинкина, Е. В. Комкова, В. И. Пятигор // Энергосбережение, 2005, № 2. – С. 90-94.
4. Шкрабець Ф. П. Деклараційний патент на корисну модель 12568, МПК (2006) G01R 21/133(2006.01); B02C 18/06. Пристрій контролю обліку електроенергії / Ф. П. Шкрабець, В. Б. Вишня, В. О. Мірошніченко, П. Ю. Красовський. – у 2005 07861; 08.08.2005; 15.02.2006, Бюл. № 2.

Поступила в редколлегию 11.02.2008.

В. М. САМСОНКИН, Н. В. ПАНАСЕНКО, В. В. БОЖКО (ДНДЦ УЗ),
Ю. П. ГОНЧАРОВ, А. В. ЕРЕСЬКО, В. В. ЗАМАРУЕВ, Р. И. ЛЮБИЧ (НТУ «ХПИ»),
В. Г. СЫЧЕНКО (ДИИТ)

ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНЫЙ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЬНЫЙ АГРЕГАТ С ФУНКЦИЯМИ ФИЛЬТРАЦИИ ГАРМОНИК ВЫХОДНОГО НАПРЯЖЕНИЯ ТЯГОВОЙ ПОДСТАНЦИИ СИСТЕМЫ ЭЛЕКТРОСНАБЖЕНИЯ ПОСТОЯННОГО ТОКА НАПРЯЖЕНИЕМ 3 кВ

Пропонується комбінована система активної фільтрації вихідної напруги випрямляча, яка використовує в якості послідовної ланки вольтодобавочний перетворювач, а паралельної – високочастотний інвертор струму. Використання комбінованої системи дозволяє зменшити масу дроселя пасивного фільтра.

Предлагается комбинированная система активной фильтрации выходного напряжения выпрямителя, использующая в качестве последовательного звена вольтодобавочный преобразователь, а в качестве параллельного – высокочастотный инвертор тока. Использование комбинированной системы позволяет сократить массу дроселя пассивного фильтра.

The combined system of active filtration of target voltage of the rectifier using an added voltage converter as an in-series link and a high-frequency current inverter as parallel one is offered. Its application allows reducing weight of a choke of the passive filter.

1. Анализ состояния проблемы и постановка задачи работы

В ряде работ авторами предложена и частично изучена структура преобразовательного агрегата для тяговых подстанций, показанная на рис. 1. Она содержит основной выпрямитель (ОВ) по традиционной 12-пульсной схеме и обратимый вольтодобавочный преобразователь ЗВ с широтноимпульсной модуляцией на запираемых приборах с диапазоном регулирования напряжения порядка $\pm 20\%$, компенсирующий недостатки основного выпрямителя с точки зрения его электромагнитной совместимости с контактной сетью (КС) и питающей сетью (ПС) [1-3].

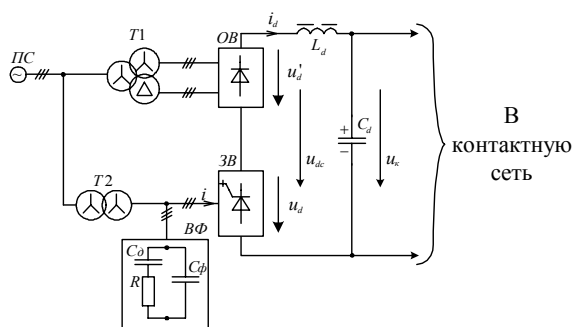


Рис 1. Структура преобразовательного агрегата для тяговых подстанций

В частности, вольтодобавка может выступить в качестве активного фильтра (АФ) канонических и неканонических гармоник выходного напряжения основного выпрямителя, что

позволяет радикальным образом облегчить выходной пассивный фильтр, который в настоящее время по массе и потерям энергии соизмерим с сетевым трансформатором. Из канонических гармоник реально может быть подавлена двенадцатая, а из неканонических – все более низкочастотные гармоники, начиная от первой гармоники ПС.

Известно, что причиной неканонических гармоник в исходном напряжении преобразовательных агрегатов тяговых подстанций постоянного тока является фазная несимметрия напряжения питающей сети, искажение его формы, обусловленное нагрузками, например, другими преобразователями и иными реальными факторами [4]. Наибольшие проблемы создают относительно низкочастотные неканонические гармоники по причине их отрицательного влияния на системы железнодорожной автоматики и устройства связи. Для их подавления традиционно используют сложные выходные фильтры, которые включают в себя кроме однозвенного Г-образного LC-фильтра еще и фильтры пробки на частоте 100 Гц, 200 Гц, 300 Гц и выше, что усложняет и увеличивает установленную мощность фильтрового электрооборудования тяговых подстанций [5].

Как правило, при оценках отрицательного влияния неканонических гармоник, достаточно учитывать лишь нечетные гармоники в напряжении питающей сети, которые после их выпрямления дают спектр четных гармоник, из

которых наиболее значимыми являются вторая, четвертая, шестая гармоники. [6]. Шестая гармоника (300 Гц) возникает также в двенадцатипульсном выпрямителе из-за неодинаковости индуктивностей рассеяния вторичных обмоток звезды и треугольника силового трансформатора, по отношению к его первичной обмотке. Для подавления указанных гармоник средствами управления нужна модуляция выходного напряжения преобразователя с частотой больше 600 Гц, что при построении преобразовательных агрегатов на основе только фазоуправляемых выпрямителей является невозможным.

В работе [2] приведена структурная схема системы управления вольтодобавкой с каналом активной фильтрации, рассмотрены её свойства и характеристики. Эта структурная схема приведена на рис. 2. Основным канал гармоник является совокупностью узкополосных фильтров с высокой добротностью Q порядка 50, реализуемых программно микропроцессором и настроенных на пропускание отдельных подавляемых гармоник:

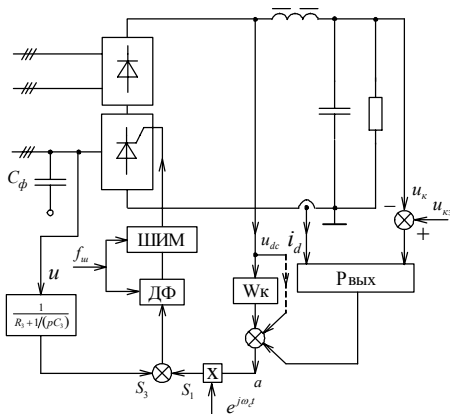


Рис 2. Структура системы регулирования вольтодобавочного преобразователя:

$u_{кз}$ – сигнал задания по напряжению нагрузки;
 i_d – сигнал коррекции по току; $P_{вых}$ – регулятор выходного напряжения; ШИМ – ШИМ-контроллер; ДФ – дискретный фиксатор, действующий с частотой ШИМ – $f_{ш}$

$$W_k = \frac{k_y p}{p^2 Q / \omega_k + p + Q \omega_k}, \quad (1)$$

где k – номер подавляемой гармоники по отношению к частоте сети; ω_k – угловая частота k -й гармоники; k_y – коэффициент усиления, задаваемый пропорциональным звеном.

Как показали расчёты, с помощью указанной структуры можно избавиться от силовых фильтров-пробок и сократить примерно на треть массу основного Г-образного $L_d C_d$ -фильтра. Дальнейшее снижение массы

Г-образного фильтра упирается в необходимость подавления гармоник с частотой ШИМ $f_{ш}$ вольтодобавки, которая реально может быть достигнута порядка 1200...1800 Гц, а также комбинационных гармоник более низкой частоты, генерируемых вольтодобавкой при её работе в качестве АФ. К сожалению, все эти гармоники приходится на пик псофометрической кривой, приведенной на рис 3 [5].

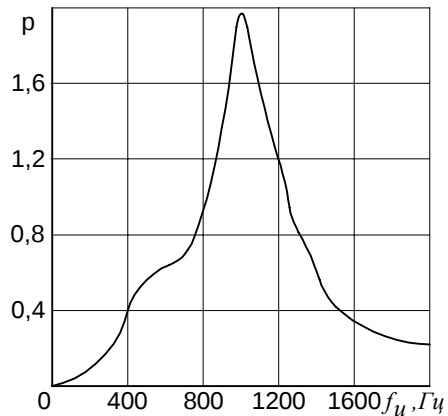


Рис. 3. Псофометрическая кривая

Это препятствие преодолевается при использовании системы комбинированной активной фильтрации, в которой пиковые гармоники подавляются с помощью дополнительного малоомощного параллельного АФ.

В настоящей статье рассматриваются характеристики такой комбинированной системы и доказывается, что при её использовании размеры фильтрового дросселя как основного элемента пассивного Г-образного фильтра могут быть сокращены примерно на порядок.

2. Комбинированная система активной фильтрации

Структура комбинированной системы приведена на рис. 4. Активный фильтр на базе инвертора тока является источником переменного тока, численно равного переменной составляющей тока дросселя i_d , в результате чего она не поступает в нагрузку. Переменный ток формируется методом двуполярной либо однополярной ШИМ из входного постоянного тока i_{ad} , источником которого является низковольтный сетевой выпрямитель, например, синхронного типа, с фильтровым дросселем [7]. Режим источника тока на выходе АФ позволяет исклю-

чить одну инерционность, упрощая, тем самым, обеспечение устойчивости замкнутой структуры с АФ.

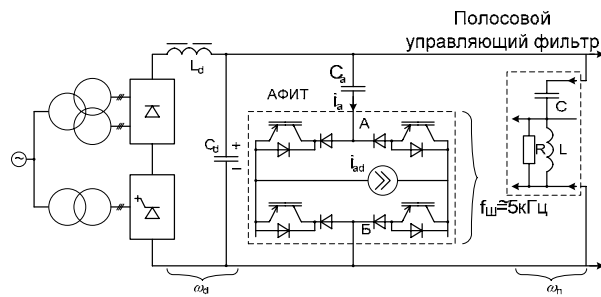


Рис. 4. Структура комбинированной системы: АФИТ – активный фильтр на базе инвертора тока; i_{ad} – источник постоянного тока, питающий АФИТ; C_a – конденсатор, блокирующий протекание постоянной составляющей тока в АФИТ

Входом цепи обратной связи является датчик напряжения u_k с полосовыми фильтрами пиковых гармоник, электрический эквивалент каждого из которых соответствует схеме рис. 5, а передаточная функция

$$W_k = \frac{k_y p^2}{p^2 + \frac{\omega_k}{Q} p + \omega_k^2} \quad (2)$$

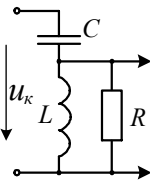


Рис. 5. Электрический эквивалент полосового фильтра в АФИТ

Эта передаточная функция обеспечивает, кроме резонансного подъема частоты подавляемой гармоники (рис. 6, в), также более быстрое убывание коэффициента усиления на низких частотах ($|W_k| \sim \omega^2$), чем полосовой фильтр (1). Тем самым облегчается борьба с автоколебаниями на низких частотах, которые возможны в схеме параллельного АФ [8]. Склонность к их возникновению обусловлена тем, что как выходная цепь АФ, так и цепь обратной связи при низких частотах создаёт опережение сигнала замкнутого контура (рис. 6).

На частоте, где суммарное опережение равно π , согласно критерию Найквиста, возникают автоколебания, если модуль коэффициента усиления замкнутого контура превышает единицу. Слабое убывание $|W_k|$ при высоких частотах малосущественно, так как результирующий фазовый сдвиг при этом не превышает $\pi/2$.

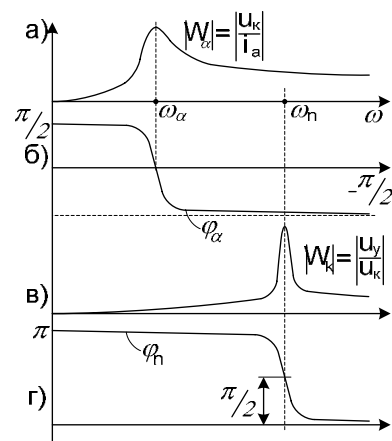


Рис. 6. АЧХ замкнутой структуры с АФИТ

Снижение резонансного пика амплитудной характеристики $L_d C_d$ -фильтра (рис. 6, а) достигается при введении в систему управления вольтодобавкой широкополосного канала с пропорциональным звеном, что равносильно эквивалентному резистору последовательно с дросселем L_d [9] или (и) дополнительного резистора R параллельно АФИТ или в виде отдельной RC -цепи.

3. Определение гармоник с частотами ШИМ вольтодобавки

На рис. 7 приведена схема коммутатора с обозначениями номеров фаз $n=1, 2, 3$, которые указываем в скобках, и номеров полупроводниковых ключей. Исходим из того, что система управления формирует в фазах основные гармоники тока $i_{(1)}, i_{(2)}, i_{(3)}$ сетевой частоты ω_c , сдвинутые относительно фазных напряжений $u_{(1)}, u_{(2)}, u_{(3)}$ угол φ в сторону опережения, и определим гармоники выходного напряжения U_d .

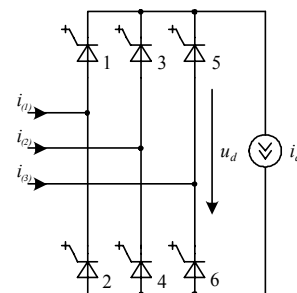


Рис. 7. Коммутатор вольтодобавки

В работе [10] предложен алгоритм ШИМ, при котором во входных токах выделяются шесть структурных интервалов длительностью $\pi/3$ каждый, с наибольшим током в одной из фаз.

На рис. 8 показан один такой структурный интервал, когда наибольшим является ток фазы (1) положительного направления. Два других

тока при этом имеют обратные знаки. Примем следующие допущения:

- ток i_d идеально сглажен;
- частота ШИМ $\omega_{ш}$ отличается от частоты сети ω_c в число раз, кратное 6, и достаточно велика для того, чтобы можно было пренебречь изменением основных гармоник фазных сигналов на периоде ШИМ.

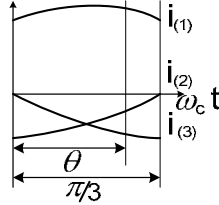


Рис. 8. Структурный интервал

На рис. 9 показан один такой период, внутри которого располагается текущая точка θ структурного интервала (см. рис. 8). Поскольку токи $i_{(2)}$ и $i_{(3)}$ имеют отрицательные знаки, то для их формирования замкнуты ключи 4 и 6 (см. рис. 7) с относительными временами (коэффициентом заполнения), равными относительным значениям основных гармоник токов в текущей точке θ

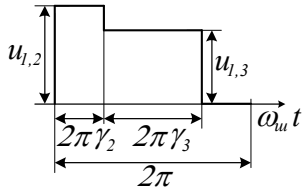


Рис. 9. Выходное напряжение U_d на текущем интервале ШИМ

$$\begin{aligned} v_{(2)} &= -\frac{i_{(2)}}{i_d} = -\tau \sin\left(\theta - \frac{\pi}{3}\right), \\ v_{(3)} &= -\frac{i_{(3)}}{i_d} = -\tau \sin \theta, \end{aligned} \quad (3)$$

где τ — относительная амплитуда фазного тока в долях i_d .

Поскольку ток $i_{(1)}$ положителен, то в первой фазе при этом замкнут ключ 1 и, следовательно, на выход при этом подаются линейные напряжения, соответственно

$$\begin{aligned} u_{(1,2)} &= U_m \cos(\theta - \varphi), \\ u_{(1,3)} &= U_m \cos\left(\theta - \frac{\pi}{3} - \varphi\right), \end{aligned} \quad (4)$$

где U_m — амплитуда линейного напряжения. На оставшейся части периода ШИМ одновременно замкнуты ключи 1 и 2, поэтому выходное на-

пряжение и мгновенные значения всех трёх фазных токов равны нулю.

Текущее значение амплитуды k -й гармоники выходного напряжения удобно определить, используя комплексную форму записи ряда Фурье

$$U_{dkm} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} u_d e^{-jk\theta} d\theta. \quad (5)$$

Для прямоугольного импульса единичной амплитуды с относительной длительностью v и началом координат, располагающимся посередине импульса, при этом найдём из (5) амплитуду k -й гармоники

$$U(v) = \frac{\sin(\pi kv)}{\pi k}. \quad (6)$$

Тогда с учётом фактических сдвигов двух импульсов относительно начала координат согласно рис. 9 найдём

$$U_{dkm} = u_{(1,2)} U(v_{(2)}) e^{-j\pi k v_{(2)}} + u_{(1,3)} U(v_{(3)}) e^{-j\pi k (v_{(3)} + 2v_{(2)})} \quad (7)$$

Теперь для определения действующего значения k -й гармоники необходимо выполнить квадратичное усреднение текущего значения на структурном интервале. Удобно перейти к относительным единицам, принимая в качестве базисного наибольшее значение постоянной составляющей выходного напряжения, получающееся при $\tau = 1$ и $\varphi = 0$

$$u_{d0m} = \frac{\sqrt{3}}{2} U_m. \quad (8)$$

Тогда получим действующее значение k -й гармоники в относительных единицах

$$U_{dk}^* = \frac{1}{u_{d0m}} \sqrt{\frac{6}{\pi} \int_0^{\pi/3} |U_{dkm}|^2 d\theta}. \quad (9)$$

В (9) учтено, что гармоника комплексного ряда Фурье вдвое меньше фактической вещественной гармоники, а также то, что для перехода к действующему значению амплитуду надо разделить на $\sqrt{2}$. Так как относительная величина U_{dk}^* не зависит от U_m , то при выполнении расчётов, которые удобно выполнить численным методом, можно принять $U_m = 2/\sqrt{3}$, что дает $u_{d0m} = 1$.

На рис. 10 представлены полученные таким образом зависимости для первой гармоники ШИМ. Поскольку величины τ и φ меняются, то

в расчёт следует взять наибольшее значение первой гармоники, которое составляет около 0.5.

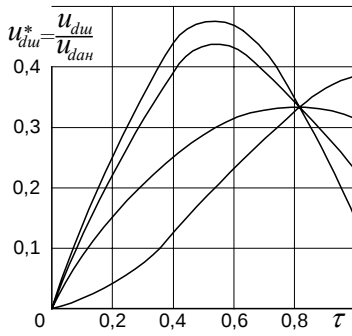


Рис. 10. Действующее относительное значение первой гармоники ШИМ во входном напряжении

Примерно такая же величина и примерно при той же величине τ получается в простом понижающем ШИП, что и следовало ожидать, поскольку схема (см. рис. 7) также использует однополярную ШИМ. С увеличением k наибольшее значение U_{dk}^* изменяется примерно обратно пропорционально номеру, что также следовало ожидать, поскольку именно такой закон изменения высших гармоник дают разрывные сигналы. Таким образом, приходим к следующей простой аппроксимации гармонического спектра выходного напряжения.

$$U_{dk}^* = \frac{0.5}{k}. \quad (10)$$

Следует оговориться, однако, что рассмотренный подход учитывает низкочастотную модуляцию амплитуд гармоник, которая всегда имеет место при синусоидальной ШИМ [11], переходом к эквивалентному действующему значению, в то время как на самом деле спектр содержит, кроме центральных гармоник с частотами $k\omega_{ш}$, ещё и боковые гармоники с комбинационными частотами. Учёт наличия боковых гармоник целесообразен при наличии узкополосных фильтров в силовой схеме или системе управления.

4. Определение основных характеристик комбинированной системы активной фильтрации

Допустим, что АФИТ принимает на себя некоторую совокупность гармоник тока дросселя L_d , кратных частоте сети ω_c . Определим суммарную мощность ключей его коммутатора по произведениям коммутируемого тока i_{ad} , который должен быть не меньше суммы амплитуд соответствующих гармоник тока дросселя, и

коммутируемого напряжения, равного сумме падений напряжений от каждой из гармоник тока на отсекающем конденсаторе C_a (см. рис. 4). Компоненты этого произведения в относительных единицах

$$i_{ad}^* = \frac{i_{ad}}{i_d} = \frac{1}{i_d} \sum_k \frac{U_{dkm}}{\omega_k L_d},$$

$$U_a^* = \frac{U_a}{U_d} = \frac{1}{U_d} \sum_k \left(\frac{U_{dkm}}{\omega_k L_d} \cdot \frac{1}{\omega_k C_a} \right), \quad (11)$$

где i_d и U_d — выходной ток и напряжение преобразователя в целом; ω_k — частота k -й подавляемой гармоники.

Если задаться величинами i_{ad}^* и U_a^* , то из первого равенства (11) можно определить требуемую индуктивность L_d , а из второго — ёмкость C_a . Суммарная коммутируемая мощность S ключей АФИТ равна, очевидно, $4i_{ad}U_k$, а для основного преобразователя, если его исполнить по сопоставимой схеме на запираемых приборах с ШИМ, то $S_0 = 4\sqrt{3}i_d U_d$. Таким образом, относительная мощность коммутатора АФИТ

$$S^* = \frac{S}{S_0} = \frac{1}{\sqrt{3}} i_{ad}^* U_a^*. \quad (12)$$

Примем для количественной оценки следующий пример: $i_d = 2400$ А, $U_d = 3300$ В, $i_{ad}^* = U_a^* = 0.1$, чему соответствует мощность АФИТ около 0.5 % от мощности основного преобразователя, если его выполнить на запираемых приборах, частоты ШИМ в вольтодобавке $f_{ш} = 1800$ Гц и в АФИТ $f_{аш} = 7200$ Гц, относительная мощность (относительное напряжение) вольтодобавки $P_g^* = 0.2$. Из подавляемых АФИТ гармоник определяющее влияние на его мощность оказывает первая гармоника ШИМ вольтодобавки, а 24-я и более высокочастотные гармоники основного преобразователя, входящие в рабочий частотный диапазон АФИТ (до $f_{аш}/2$), малы сами по себе. Следовательно, в (11) надо принять $k = f_{ш}/f_c = 36$ и $U_{dkm} = \sqrt{2}U_{d1}P_g^*U_d = 467$ В. Из (11) при этом найдём $L_d = 0.17 \cdot 10^{-3}$ Гн и $C_a = 0.064 \cdot 10^{-3}$ Ф.

Функция конденсатора C_d в рассматриваемой системе сводится к фильтрации, в основном, первой гармоники ШИМ вольтодобавки. При использовании в АФИТ двуполярной ШИМ его выходной ток близок по форме к меандру, с учётом чего получаем для псофомет-

рического напряжения на выводах контактной сети

$$U_{nc} = \frac{1}{C_d} \sqrt{\left(\frac{p_{ша} \sqrt{2}}{\pi} \cdot \frac{i_{ad}}{\omega_{ша}} \right)^2 + \left(\frac{p_{ш2} U_{dkm}}{2\sqrt{2} \cdot (2\omega_{ш})^2 L_d} \right)^2}, \quad (13)$$

где $p_{ша}$ и $p_{ш2}$ – психофизические коэффициенты на частотах $f_{ша}$ и $2f_{ш}$, которые с некоторым запасом можно принять равными 0.2.

Подставляя в (13) стандартное $U_{nc} = 4$ В, найдём $C_d = 0.153 \cdot 10^{-3}$ Ф. Согласно разработке, выполненной в [12] для преобразователя с теми же выходными данными, но без активных фильтров, было найдено $L_d = 4.5 \cdot 10^{-3}$ Гн и $C_d = 0.4 \cdot 10^{-3}$ Ф. Сопоставляя с проведенной выше оценкой, видим, что размеры наиболее тяжелого фильтрового элемента – дросселя, могут быть сокращены примерно на порядок, а размеры конденсаторов соизмеримы, тем более, что для C_a в связи с повышенной переменной составляющей напряжения требуется более качественный конденсатор, чем традиционный электролитический. Важно и то, что устраняется вынужденная диспропорция в соотношении L_d/C_d , с которой связаны значительные коммутационные перенапряжения на выводах контактной сети, связанные с переходом в конденсатор запаса энергии в дросселе при отключении нагрузок. Соотношение L_d/C_d становится близким к тому, которое необходимо для «бесстрессовой» (без перенапряжений) передачи энергии в конденсатор.

5. Переходные и аварийные режимы в системе активной фильтрации

Работая в режиме источника тока, АФИТ нуждается в защите от перенапряжений, возникающих в режимах, когда напряжения на конденсаторах C_a и C_d существенно отличаются друг от друга. Для этого четырёхквadrантный ключ S (рис. 11), состоящий, например, из одноквadrантного GTO, присоединяемого к АФИТ через диодный мост, включается всякий раз, когда модуль разности $(u_d - u_{ca})$ превысит заданный порог и отключается, когда модуль тока i_a становится меньше i_{ad} . Токоограничивающий дроссель L вводится в цепь тока i_a только тогда, когда модуль i_a достигает i_L , а в противном случае он замкнут накоротко проводящими диодами. Тем самым ограничивается ток в контуре между конденсаторами при замыкании ключа S . В то же время дроссель не препятствует спаду тока i_a при размыкании

ключа S и, следовательно, не создаёт на нём коммутационных перенапряжений. Его целесообразно исполнить в виде «воздушной» катушки, чтобы он не насыщался при больших импульсных токах, возникающих, например, при пробое одного из конденсаторов.

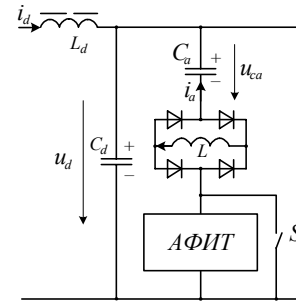


Рис. 11. Защита АФИТ в переходных и аварийных режимах

Вольтодобавочный преобразователь принимает на себя функции облегчаемого дросселя L_d не только в установившихся, но и в аварийных режимах, обеспечивая быстродействующее ограничение тока i_d . Для этого при достижении током i_d заданного верхнего порога все тиристоры моста выключаются, и в цепь тока вводится не показанный на рис. 7 резистор с последующим возвратом в исходное положение при достижении заданного нижнего порога [3]. Чтобы сохранить эти функции при наиболее распространенных отказах, связанных с пробоем ключей коммутатора, их целесообразно исполнить в виде параллельного соединения нескольких приборов с индивидуальными плавкими предохранителями. Для срабатывания предохранителя в поврежденной ветви должна прекращаться подача запираемых импульсов на тиристоры короткозамкнутого контура.

6. Результаты моделирования

Моделирование производилось с целью проверки основного вывода данной работы, указывающего на то, что при совместном действии вольтодобавки и АФИТ возможно примерно на порядок сократить требуемую индуктивность основного фильтрового дросселя на выходе.

Основные данные MATLAB-модели: $L_d = 0.45 \cdot 10^{-3}$ Гн (в десять раз меньше рекомендуемого в [12]), $C_d = 0.2 \cdot 10^{-3}$ Ф, $C_a = 0.2 \cdot 10^{-3}$ Ф, $i_{ad} = 100$ А, $i_d = 1600$ А, $U_k = 3300$ В, $f_{ш} = 1800$ Гц, $f_{ша} = 7200$ Гц. Система управления вольтодобавки содержит полосовые фильтры гармоник с номерами 2, 4, 6, 12 согласно (1) при $k_y = 0.05$ для $k = 2$ и 0.02 для остальных. Система управления АФИТ – фильтры гармоник с номерами 18, 24, 36 согласно (2) при

$k_y = 0.001$. Основной регулятор напряжения интегрального типа с косвенной дифференциальной коррекцией по току конденсатора C_d .

На рис. 12 показано напряжение нагрузки при максимально допустимом по стандарту коэффициенте несимметрии напряжения питания 2 % и 10 %-ной разнице выходных напряжений преобразовательных блоков 12-типульного основного выпрямителя. Результирующее псофометрическое напряжение не превышает допустимого значения 4 В и образовано, в основном, 6-й, 12-й и 36-й гармониками частоты сети. Дополнительно установлен параллельный резонансный контур $C_p = 0.05 \cdot 10^{-3}$ Ф и $L_p = 9.8 \cdot 10^{-6}$ Гн для улучшения фильтрации первой гармоники ШИМ в АФИТ, хотя в этом нет принципиальной необходимости.

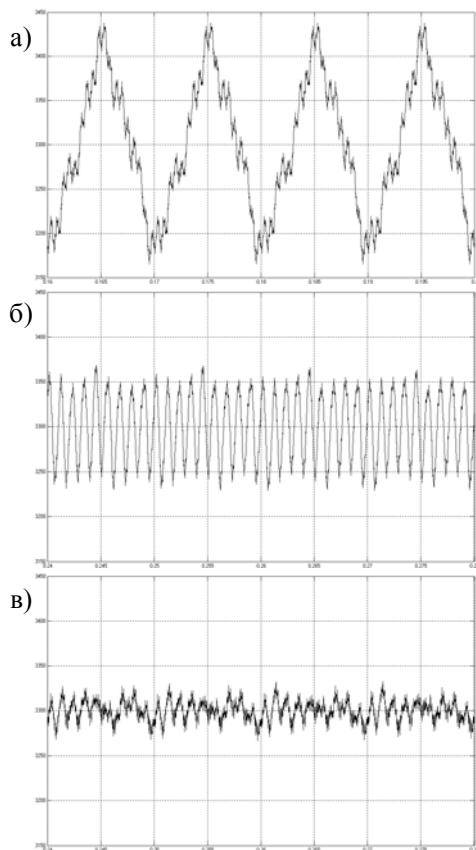


Рис. 12. Напряжение нагрузки в установившемся режиме:

а – при разомкнутых каналах гармоник активных фильтров; б – при замкнутом канале гармоник вольтодобавки; в – при замкнутых каналах гармоник вольтодобавки и АФИТ

7. Выводы

1. При комбинации последовательного активного фильтра, в функции которого выступает вольтодобавочный преобразователь, и параллельного активного фильтра возможно снижение примерно на порядок требуемой индуктивности основного пассивного звена – фильтрового дросселя.

2. В параллельном АФ целесообразно использование инвертора тока, что позволяет исключить одну инерционность и повысить устойчивость системы против низкочастотных автоколебаний.

3. Между последовательным и параллельными звеньями АФ целесообразно разделение функций по частоте подавляемых гармоник: гармоники с частотами до 600 Гц подавляет последовательное звено, а более высокочастотные – параллельное.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Панасенко Н. В. Обратимый преобразователь вольтодобавочного типа для тяговых подстанций электрифицированных железных дорог / Н. В. Панасенко, В. В. Божко, Ю. П. Гончаров и др. // *Залізничний транспорт України*, 2007, № 4. – С. 76-80.
2. Гончаров Ю. П. Полупроводниковые преобразователи с вольтодобавкой в качестве активного фильтра / Ю. П. Гончаров, Н. В. Панасенко, В. В. Замаруев и др. // *Технічна електродинаміка*, темат. вип. «Силова електроніка і енергоефективність», К., 2007. – ч. 2, С. 112-117.
3. Гончаров Ю. П. Тяговый выпрямляч з реверсивним вольтододатком на запираємих напівпровідникових приладах / Ю. П. Гончаров, М. В. Панасенко, В. В. Божко // *Технічна електродинаміка*, 2007, № 6.
4. Шербак Я. В. Замкнутые системы компенсации неканонических гармоник полупроводниковых преобразователей. – Харьков: Транспорт Украины, 1999. – 155 с.
5. Бурков А. Т. Электронная техника и преобразователи. – М.: Транспорт, 2001. – 464 с.
6. Гончаров Ю. П. Зависимости между входными и выходными гармониками в автономных инверторах // *Електричество*, 1971, № 2. – С. 53 – 57.
7. Браун М. Источники питания. Расчёт и конструирование. Пер. с англ. – К., 2005. – 279 с.
8. Никитин А. В. Полупроводниковые преобразователи с активными фильтрами для питания аппаратуры связи. Дис. канд. техн. наук, 1998.
9. Хворост Н. В. Силовые активные фильтры для систем частотно-регулируемого привода на электрическом транспорте / Н. В. Хворост, Ю. П. Гончаров, Ю. В. Чурсина // *Технічна електродинаміка – К.: Ін-т електродинаміки НАН України*, 2006. – Темат. вип. «Силова електроніка та енергоефективність». – ч. I, С. 19 – 26.
10. Гончаров Ю. П. Перетворювальна техніка, ч. 2 / За ред. В. С. Руденка / Ю. П. Гончаров, С. В. Бубоний, В. Г. Морозов, М. В. Панасенко, В. Я. Ромашко, В. С. Руденко. – Харків: Фоліо, 2000. – 357 с.
11. Гончаров Ю. П. Статичні перетворювачі тягового рухомого складу / За ред. Ю. П. Гончарова / Ю. П. Гончаров, М. В. Панасенко, А. І. Семененко, М. В. Хворост. – Харків: НТУ «ХПІ», 2007. – 190 с.
12. Барковский Б.С. Двенадцатипульсные полупроводниковые выпрямители тяговых подстанций / Под ред. М. Г. Шалимова / Б. С. Барковский, Г. С. Магай, В. П. Маценко и др. – М.: Транспорт, 1990. – 127 с.

Поступила в редколлегию 11.02.2008.

Е. М. ФРИШМАН (Иерусалимский академический технологический колледж, Израиль),
М. И. УМАНОВ (ДИИТ)

ВЕРТИКАЛЬНОЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ПУТИ И ЭКИПАЖА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ МАГНИТНОЙ ОПОРЫ СТУПЕНЧАТОГО ТИПА

Розглядається система магнітної опори (магнітної підвіски – МП) ступінчатого типу на основі постійних магнітів. Аналізуються вертикальні сили взаємодії магнітних систем колії та екіпажу в залежності від геометричних та фізичних параметрів МП.

Рассматривается система магнитной опоры (магнитной подвески-МП) ступенчатого типа на основе постоянных магнитов. Анализируются вертикальные силы взаимодействия магнитных систем пути и экипажа в зависимости от геометрических и физических параметров МП.

The system of magnetic support (magnetic suspension – MS) using permanent magnets for suspension is under consideration. The permanent magnets are arranged in stepped order. The vertical interaction forces between magnetic systems of the track and the vehicle in dependence on geometrical and physical parameters of the MS are analyzed.

Рассматриваемая в работе система магнитной опоры (магнитной подвески – МП) содержит постоянные магниты, отличающиеся достаточно высокой стабильностью вектора намагниченности $\vec{J}$ по всему объёму магнита.

Схема магнитной опоры транспортного устройства (ТУ) изображена на рис. 1 (поперечное сечение магнитных систем пути и

экипажа). Магниты экипажа 1a и 1b связаны жестко посредством базы 2, изготовленной из неферромагнитного материала. Аналогично магниты пути 4a и 4b закреплены на неферромагнитной жёсткой базе 3.

Направление вектора намагниченности $\vec{J}$ магнитов пути и транспортного средства обозначены на рисунке стрелкой.

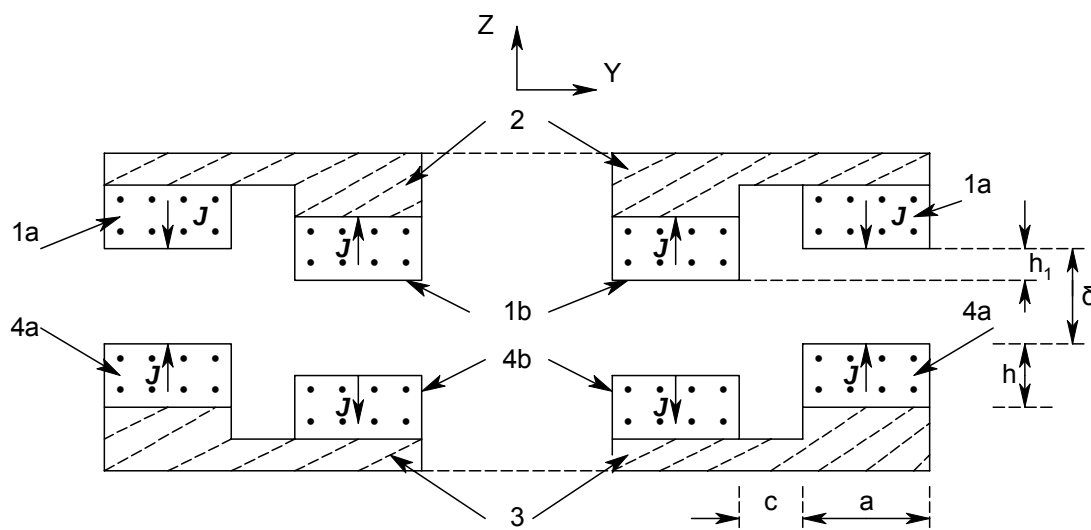


Рис. 1. Схема подвески

Ожидаемая эффективность рассматриваемой системы подвески базируется на особенностях перекрёстного взаимодействия

магнитов 1b и 4a (левой и правой пар в отдельности), что, в свою очередь, связано с картиной распределения магнитного поля этих

магнитов. Иными словами, речь идёт о возможном использовании магнитных потоков рассеяния.

Как видно из рисунка, магнитные полосы 1a и 1b (или 4a и 4b) сдвинуты в вертикальном направлении на величину h_1

Для оценки сил вертикального взаимодействия магнитных систем пути и ТУ можно воспользоваться выражением для потенциальной энергии, которой обладает постоянный магнит, находящийся во внешнем магнитном поле [1]:

$$E_p = \mu_0 \iiint_V \vec{J} \cdot \vec{H} \cdot dV, \quad (1)$$

где $\mu_0 = 4\pi \cdot 10^{-7}$ Г/м, $\vec{J}$ – вектор намагниченности, например, магнита 1a или 1b, $\vec{H}(y, z)$ – вектор напряженности внешнего магнитного поля, создаваемого, например, магнитом 4a или 4b.

Интегрирование производится по объёму магнита, обладающего намагниченностью $\vec{J}$.

Выражения для сил вертикального или бокового взаимодействия пути и экипажа могут быть получены на основании известной формулы $\vec{F} = -\vec{\nabla} E_p$, что для вертикальной и горизонтальной составляющих силы $\vec{F}$ даёт:

$$F_z = -\frac{\partial E_p}{\partial z}, \quad F_y = -\frac{\partial E_p}{\partial y}. \quad (2)$$

Для оценки работоспособности схемы МП, приведенной на рис. 1, можно ввести показатель эффективности μ_{eff} , определяемый как отношение вертикальной силы

взаимодействия f_{z1} (Н/м) единицы длины системы к весу магнитов ТУ:

$$\mu_{\text{eff}} = f_{z1} / mg \quad (3)$$

Расчёт силы f_{z1} можно осуществить с учётом того обстоятельства, что напряженность магнитного поля $\vec{H}(y, z)$ в (1) может быть найдена с помощью понятия фиктивного магнитного заряда.

На рис.2 приведена расчётная схема для определения $\vec{H}(y, z)$.

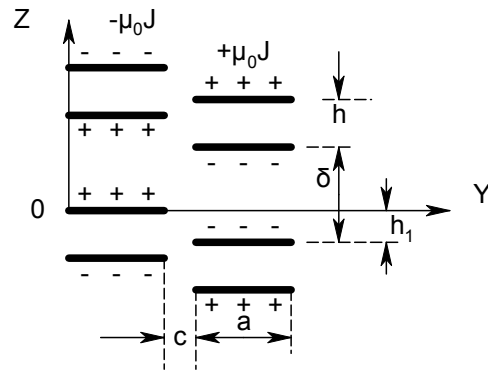


Рис. 2. Расчетная схема

Каждый магнит, изображенный на рис.1 и имеющий прямоугольную форму сечения, может быть представлен двумя «заряженными» гранями (полосами) с поверхностной плотностью магнитного заряда $\pm\mu_0 J$. На основании данных работы [2], базирующихся на понятии фиктивного магнитного заряда, силу f_{z1} для рассматриваемой схемы МП можно представить в виде:

$$\begin{aligned} f_{z1} = & 2f_z(0, \delta) - 4f_z(0, \delta + h) + 2f_z(0, \delta + 2h) - f_z(a + c, \delta - h_1) + \\ & + 2f_z(a + c, \delta + h - h_1) - f_z(a + c, \delta + 2h - h_1) - f_z(a + c, \delta + h_1) + \\ & + 2f_z(a + c, \delta + h + h_1) - f_z(a + c, \delta + 2h + h_1), \end{aligned} \quad (4)$$

где выражение для $f_z(y, z)$ имеет следующий вид [3]:

$$\begin{aligned} f_z(y, z) = & \frac{\mu_0 \cdot J^2}{2\pi} \cdot \left\{ (y + a) \cdot \arctg \frac{y + a}{z} - 2y \cdot \arctg \frac{y}{z} + (y - a) \cdot \arctg \frac{y - a}{z} + \right. \\ & \left. + \frac{z}{2} \cdot \ln \frac{(z^2 + y^2)^2}{[z^2 + (y - a)^2] \cdot [z^2 + (y + a)^2]} \right\} \text{ (Н/м)} \end{aligned} \quad (5)$$

При расчётах f_{z1} (выражение (4)) были приняты следующие значения параметров системы:

$$\begin{aligned} a &= 0.02 \text{ м}, h = 0.015 \text{ м}, \\ h_1 &= 0.01 \dots 0.02 \text{ м} \quad (\Delta h_1 = 0.002 \text{ м}), \\ \delta &= 0.005 \dots 0.02 \text{ м} \quad (\Delta \delta = 0.0025 \text{ м}), \\ c &= 0 \dots 0.01 \text{ м} \quad (\Delta c = 0.0025 \text{ м}), \\ c_1 &= 0 \text{ и } c_1 = 0.005 \text{ м}. \end{aligned}$$

Некоторые результаты расчётов представлены в табл.1. При этом f_{z0} – это вертикальная сила взаимодействия при $h_1 = 0$, т.е. при отсутствии ступеньки, $c = 0$, $\delta = 0.0075 \text{ м}$.

График зависимости $f_z(\delta)$ для двух случаев (со ступенькой f_{z1} и без ступеньки f_{z0}) представлен на рис.3.

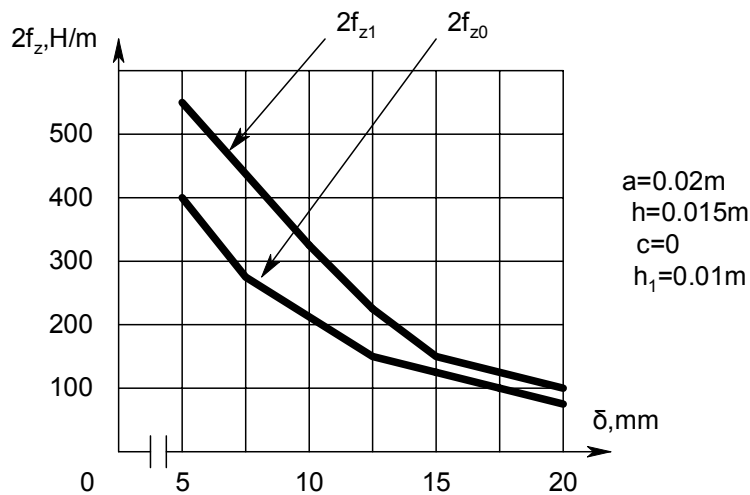


Рис. 3

Дальнейший анализ и развитие системы МП с вертикальным сдвигом магнитных полос следует проводить в направлении поиска оптимальных параметров магнитной системы, обеспечивающих максимум показателя эффективности μ_{eff} , представляющего собой целевую функцию.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Rao N. N. Elements of Engineering Electromagnetics. – Prentice-Hall Inc., 2000.

2. Baran W. Berechnung von Anziehungs-und Haftkräften für Magnet mit Feinpolteilung // Techn. Mitt. Krupp Forsch. – Ber., 1963, № 21. – S.72-83.
3. Фришман Е. М. Определение вертикальной и боковой сил взаимодействия пути и экипажа на магнитном подвесе в случае чередования полярностей полюсных граней магнитных полос. – Деп. рук. № 1885. – Оpubл. в указателе ВИНТИ «Деп. рукописи», 1982, № 9. – С. 74.

Поступила в редакцию 06.01.2008.

Таблица 1

$h_1 \cdot 10^2, \text{м}$	f_{z1} / f_{z0}	f_{z1} / mg
1.0	1.49	15.4
1.2	1.53	16.0
1.4	1.54	16.0
1.6	1.50	15.5
1.8	1.41	14.6
2.0	1.24	12.8

Анализ полученных данных показывает, что при выбранных параметрах магнитных систем пути и экипажа имеет место заметное преимущество системы ступенчатого типа по сравнению с классической системой МП горизонтального типа.

Ф. П. ШКРАБЕЦ, А. В. ОСТАПЧУК, А. Н. ГРЕБЕНЮК (Национальный горный университет Украины)

ЗАЩИТНОЕ ОТКЛЮЧЕНИЕ ПРИ ОБРЫВЕ КОНТАКТНОГО ПРОВОДА В СИСТЕМЕ ЭЛЕКТРОСНАБЖЕНИЯ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

Розглянутий вид пошкоджень, при яких ймовірно неспрацювання штатних засобів захисту від аварійних режимів у тяговій мережі. Запропоновано використання пристрою захисту від обриву контактного дроту. Наведено схеми реалізації даного пристрою в різних умовах тягових мереж.

Рассмотрен вид повреждений, при которых вероятно несрабатывание штатных средств защиты от аварийных режимов в тяговой сети. Предложено использование устройства защиты от обрыва контактного провода. Приведены схемы реализации данного устройства в различных условиях тяговых сетей.

The type of damages is considered when the malfunction of regular tools of protection from emergency regimes in a hauling network is probable. The use of device of protecting from the break of a contact wire is offered. The charts of realization of this device under various conditions of hauling networks are presented.

Введение. Обрыв провода воздушной линии электропередачи, контактного провода магистральной тяговой сети или контактного провода тяговой сети городского электрического транспорта является одной из причин возникновения аварийных режимов, представляющих большую опасность для людей в результате действия напряжения прикосновения и шага.

Отложение гололедицы на проводах вызывает значительные их механические перегрузки от действия массы обледенелого провода и силы ветра, представляет большую угрозу для нормальной работы и является одной из причин обрыва проводов.

Цель статьи – улучшение условий электробезопасности питающих, распределительных, контактных и тяговых сетей за счет применения защитного отключения при обрыве провода воздушной сети.

Основная часть. Система электроснабжения электрифицированных железных дорог состоит из двух частей: тяговой и внешней.

В тяговую сеть входят тяговая подстанция и тяговая сеть, основным элементом тяговой сети является контактная сеть и рельсовый путь. Внешняя часть схемы электроснабжения обеспечивает связь тяговой подстанции и источника питания.

В системах электроснабжения железнодорожного транспорта наиболее ответственным элементом является контактная сеть. Она не может иметь резерва, поэтому надежность работы пытаются повысить путем секционирования, что позволяет при повреждениях отключать не всю контактную сеть, а поврежденный участок.

В условиях эксплуатации хотя и редко, но все же бывают случаи перекрытия нейтральных вставок. При этом образуется мощная электрическая дуга, происходит пережог проводов контактной сети, а в ряде случаев и более тяжелые повреждения. Токи в сети, обусловленные перекрытием, сравнительно невелики (400...600 А), что ниже токов нагрузки. Релейная защита на тяговых подстанциях и постах секционирования отстроена от токов нагрузки и к указанному аварийному режиму также нечувствительна. В случае обрыва провода (по любой причине) и падения его на сухую землю или шпальную решетку переходное сопротивление может достигать 20 Ом и более. Большие сопротивления дуги осложняют работу защиты, особенно тех ее ступеней, которые реагируют на фазовый угол тока короткого замыкания [1].

Анализ работоспособности средств защиты показал, что возможны аварийные режимы, при которых вероятно несрабатывание штатных средств защиты от аварийных режимов в тяговой сети. Если учесть переходное сопротивление в точке замыкания и сложность определения, где произошло замыкание (произошел обрыв контактного провода или произошло перекрытие изолятора на подвижном составе), то вероятность несрабатывания устройств защиты резко возрастает [2]. Для исключения указанных недостатков предлагается иметь защиту от обрыва контактного провода. При этом такая защита при соответствующей ее реализации способна предотвратить режим замыкания на землю при обрыве контактного провода за счет отключения аварийной секции контактной сети до момента касания провода земли.

Время отключения аварийной секции определяется выражением:

$$t_{\text{отк}} = t_{\text{с.з}} + t_{\text{о.з}} + \Delta t, \quad (1)$$

где $t_{\text{с.з}}$ – собственное время срабатывания защиты (0.1 с); $t_{\text{о.з}}$ – время срабатывания выключателя (0.1...0.2 с); Δt – выдержка времени защиты.

Интервал времени от момента разрыва контактного провода до касания его с землей

$$t = (2 \cdot h \cdot g^{-1})^{0.5}, \quad (2)$$

где h – высота подвеса контактного провода (5750...6800 мм) до уровня головки рельса; g – ускорение свободного падения.

Расчеты показали, что существует реальная возможность с помощью данного устройства предотвратить режим замыкания на землю, так как интервал времени от обрыва провода до касания его земли равен 1.2...1.3 с, а время отключения составит менее 0.3 с.

Защита от обрыва контактного провода должна срабатывать при исчезновении тока в контактом проводе. Однако в секционированной контактной сети возможно отсутствие тока при переходе электровоза на другую секцию и временном отрыве пантографа. Поэтому указанный признак не может использоваться для пуска устройства защитного отключения.

В связи с изложенным, для контроля целостности контактного провода тяговой сети рекомендуется использовать оперативный синусоидальный ток непрямоугольной частоты. На рис. 1 представлена схема, поясняющая принцип работы системы защиты.

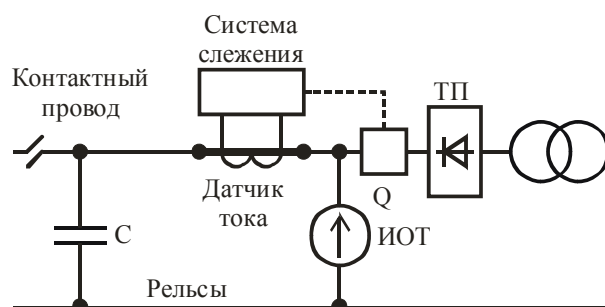


Рис. 1. Принципиальная схема устройства от обрыва контактного провода

Работает схема устройства от обрыва контактного провода следующим образом. К контактной сети подключается дополнительный источник оперативного тока (ИОТ). Для того, чтобы ток протекал непрерывно и не зависел от нагрузки, в конце фидерной зоны устанавливаются конденсатор C. В нормальном режиме от

датчика тока на вход системы слежения поступает сигнал, как только сигнал прерывается, то система слежения отключает выключатель Q. При этом питание от тяговой подстанции (ТП) прекращается. Оперативный ток нужно выбирать такой частоты, чтобы он не создавал помех телеблокировке.

Схему, представленную на рис. 1, можно практически без изменений применять для защиты от обрыва контактного провода городской трамвайной сети. Для контроля обрыва и выполнения защитного отключения троллейбусной тяговой сети рекомендуется схема, которая представлена на рис. 2.

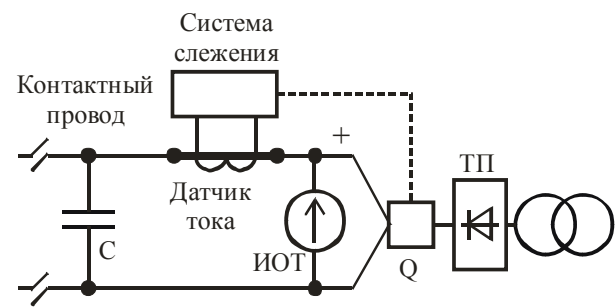


Рис. 2. Принципиальная схема устройства от обрыва контактного провода троллейбусной сети

Для трехфазных линий электропередачи системы внешнего электроснабжения тяговой системы для защиты при обрыве фазного провода можно использовать метод, основанный на контроле исчезновения тока в одной фазе.

Выводы.

1. Существует реальная возможность с помощью устройства защитного отключения предотвратить режим замыкания на землю в результате обрыва фазного или контактного провода воздушной ЛЭП.
2. Устройство защитного отключения при обрыве провода питающей или тяговой сети позволяет при определенных условиях отключить источник до появления замыкания на землю, что резко уменьшает вероятность развития аварии и улучшает условия безопасности.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Шкрабец Ф. П. Защитное отключение при обрыве провода / Ф. П. Шкрабец, А. А. Дворников, В. И. Горденко // Транспорт. Зб. наук. праць Дніпропетровського держ. техн. ун-ту заліз. тр-ту, 2001, Вип. 7. – С. 125-127.
2. Фигурнов Е. П. Релейная защита: Учебн. для студ. электротехн. и электромех. спец. трансп. и др. вузов – К.: Транспорт Украины, 2004. – 565 с.

Поступила в редколлегию 11.02.2008.

ЗНИЖЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ВИТРАТ ПРИ ВІДМІНІ ПОПЕРЕДЖЕНЬ З ОБМЕЖЕННЯ ШВИДКОСТІ РУХУ ПОЇЗДІВ

Наведено результати досліджень ефективності усунення обмежень швидкості руху поїздів.

Изложены результаты исследований эффективности устранения ограничений скорости движения поездов.

The results of research of efficiency of elimination of train speed limitations are presented.

Сьогодні на залізницях України досить розповсюджене таке явище, як обмеження швидкості руху поїздів. Так, наприклад, лише на Придніпровській залізниці сумарна протяжність ділянок з наявними обмеженнями швидкості складає близько 100 км, з яких 37 % обмежують рух до 25 км/год і 23 % – до 40 км/год. Причини, що їх зумовлюють, досить різні, але найбільша їх кількість через: серед постійних – деформації земляного полотна (39 %), серед тривалих – прострочені ремонти колії (понад 90 %) [1].

Обмеження швидкості поїздів впливають на час руху, швидкість руху, масу поїздів і, відповідно, на пропускну і провізну спроможність залізниць. Варто відмітити, що швидкість руху поїздів достатньо широко характеризує експлуатаційну роботу. На її величині безпосередньо відображається покращення експлуатації залізниць, вдосконалення технологія роботи і т.ін. Змінення швидкості впливає майже на всі основні показники роботи залізниць: розміри пропускну і провізної спроможності ліній, кількість локомотивів та вагонів, експлуатаційні витрати, які залежать від руху, та ін. Все це в свою чергу відображається на величині капітальних вкладень та експлуатаційних витрат [2]. Тому питання усунення обмежень швидкості руху поїздів є досить актуальним.

Слід відмітити, що в Укрзалізниці розроблено Програму приведення колійного господарства сталих магістралей у належний стан, яка передбачає оновлення всього залізничного полотна до 2010 року. Одне з головних завдань залізничників – ліквідація прострочених термінів з модернізації і капітального ремонту колії [3]. За технічним станом на початок 2007 року на залізницях України нараховувалося 295 попереджень загальною довжиною 500 км. На початок 2008 року кількість попереджень зменшилась до 165 довжиною 310 км, що дозволяє значно підвищити швидкість руху. На Придніпровській залізниці у 2007 році модернізовано 228 км колії, капітально відремонтовано 90 км, середній ремонт проведено

на 120 км. Такі заходи дозволили покращити стан залізничних колій і споруд та зняти багаточисленні обмеження швидкості руху поїздів через незадовільний стан колії, штучних споруд тощо. У результаті там, де для вантажних і пасажирських поїздів були встановлені швидкості на рівні 40...60 км/год, їх було підвищено до 100...120 км/год, що дозволило збільшити пропускну спроможність на головному напрямку Чаплине–Дніпропетровськ [4].

Роботи з усунення обмежень швидкості руху вимагають чималих фінансових витрат. Але слід враховувати те, що на напрямках залізниць України досить відрізняються умови експлуатації такі, як інтенсивність руху поїздів, план і профіль лінії, маси вантажних поїздів та ін. Це вказує на необхідність визначення ділянок, які потребують оновлення у першу чергу. При вирішенні такої задачі велику роль відіграє інтенсивність руху поїздів. Було виконано спробу врахувати вплив цього показника на експлуатаційні витрати на дослідних ділянках при наявності обмежень швидкості руху поїздів з різним рівнем допустимої швидкості та довжиною, з використанням вихідних даних Придніпровської залізниці.

У дослідженні застосовано методику, яка викладена у роботі [5]. Дана методика полягає у наступному. Економічний ефект від зняття попередження швидкості руху поїздів досягається за рахунок зниження експлуатаційних витрат, на які впливають:

- зниження механічної роботи від гальмування і розгону та пов'язаних з цим витрат на паливно-енергетичні ресурси і ремонт рухомого складу і колії;
- скорочення часу знаходження поїздів на дільницях, та в зв'язку з цим зменшення витрат з утримання локомотивів і вагонів пасажирських поїздів.

До розрахунку було прийнято наступні вихідні дані. Типи локомотивів: ВЛ8 і ЧС7. Маси поїздів: вантажного – 3000, 3500 і 4000 т, пасажирсь-

кого – 1000 т, приміського – 500 т. Швидкість, що обмежує рух поїздів – 25, 40, 50 і 60 км/год. Довжина ділянки обмеження – 100, 200, 500, 1000, 2000 і 5000 м (з аналізу попереджень, що закладено в графік руху поїздів на Придніпровській залізниці). Розміри руху поїздів: вантажних і пасажирських – 10...60 з кроком 10), приміських – 10...30 (з кроком 10) пар поїздів/добу. Окремі результати досліджень викладено у даній статті.

До табл. 1 зведено значення середнього річного економічного ефекту від зняття попередження

з допустимим рівнем швидкості 25 км/год. Ефект показано окремо по кожному з видів руху: вантажному, пасажирському і приміському. Подібні таблиці було складено і для інших рівнів швидкості, що обмежує рух поїздів. При відомих розмірах руху, масі поїздів, для різних ділянок залізниці був визначений сумарний ефект (що враховує вантажний, пасажирський і приміський рух) від зняття попередження з обмеження швидкості руху поїздів (у даному дослідженні розглядалися лише ділянки, обладнані постійним струмом).

Таблиця 1

Середній річний економічний ефект (тис. грн) від зняття попередження з обмеження швидкості руху поїздів $V_{обм} = 25$ км/год

Розміри руху поїздів, пар поїздів/добу		Довжина обмеження, м						Вага вантажного поїзда, т
		100	200	500	1000	2000	5000	
вантажних	10	1685	1716	1811	1969	2285	3233	3000
	20	3370	3433	3622	3938	4570	6465	
	30	5054	5149	5434	5907	6855	9698	
	40	6739	6866	7245	7877	9140	12931	
	50	8424	8582	9056	9846	11425	16163	
	60	10109	10299	10867	11815	13710	19396	
пасажирських	10	767	797	884	1031	1323	2201	
	20	1535	1593	1769	2061	2646	4401	
	30	2302	2390	2653	3092	3969	6602	
	40	3069	3186	3537	4122	5292	8802	
	50	3836	3983	4421	5153	6615	11003	
	60	4604	4779	5306	6183	7938	13203	
приміських	10	280	293	334	403	539	949	
	20	559	587	669	805	1079	1899	
	30	839	880	1009	1208	1618	2848	
вантажних	10	1757	1789	1883	2041	2357	3305	3500
	20	3514	3577	3767	4083	4714	6610	
	30	5217	5366	5650	6124	7072	9915	
	40	7028	7155	7534	8165	9429	13220	
	50	8785	8943	9417	10207	11786	16524	
	60	10542	10732	11300	12248	14143	19829	
вантажних	10	1829	1861	1956	2114	2429	3377	4000
	20	3659	3722	3911	4227	4859	6754	
	30	5488	5583	5867	6341	7288	10131	
	40	7317	7443	7823	8454	9718	13508	
	50	9146	9304	9778	10568	12147	16886	
	60	10976	11165	11734	12681	14577	20263	

Результати розрахунків представлені у вигляді сімейства графіків. На рис. 1 і рис. 2 наведено залежності при діючому обмеженні з допустимою швидкістю 25 і 40 км/год, відповідно. Логічно, що при більш високому рівні

швидкості, що обмежує рух поїздів ефект від зняття попереджень буде меншим. Так, наприклад, відміна попередження довжиною 5000 м з допустимою швидкістю 25 км/год на ділянці при наступних розмірах руху поїздів: вантаж-

них – 40, пасажирських – 20 і приміських – 10 пар/добу, призведе до скорочення експлуатаційних витрат майже на 19 млн грн. А при відміні попередження з допустимою швидкістю

40 км/год у таких самих умовах це скорочення буде складати близько 11 млн грн.

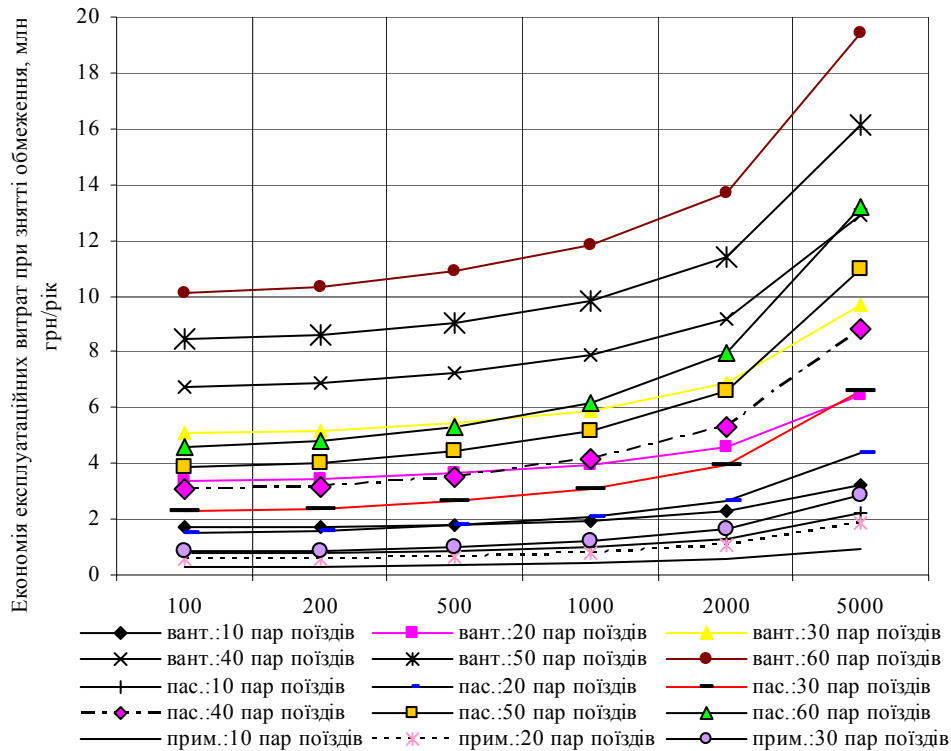


Рис. 1. Річна економія експлуатаційних витрат при усуненні обмежень швидкості руху поїздів ($V_{обм} = 25$ км/год, $Q_{вант} = 3000$ т)

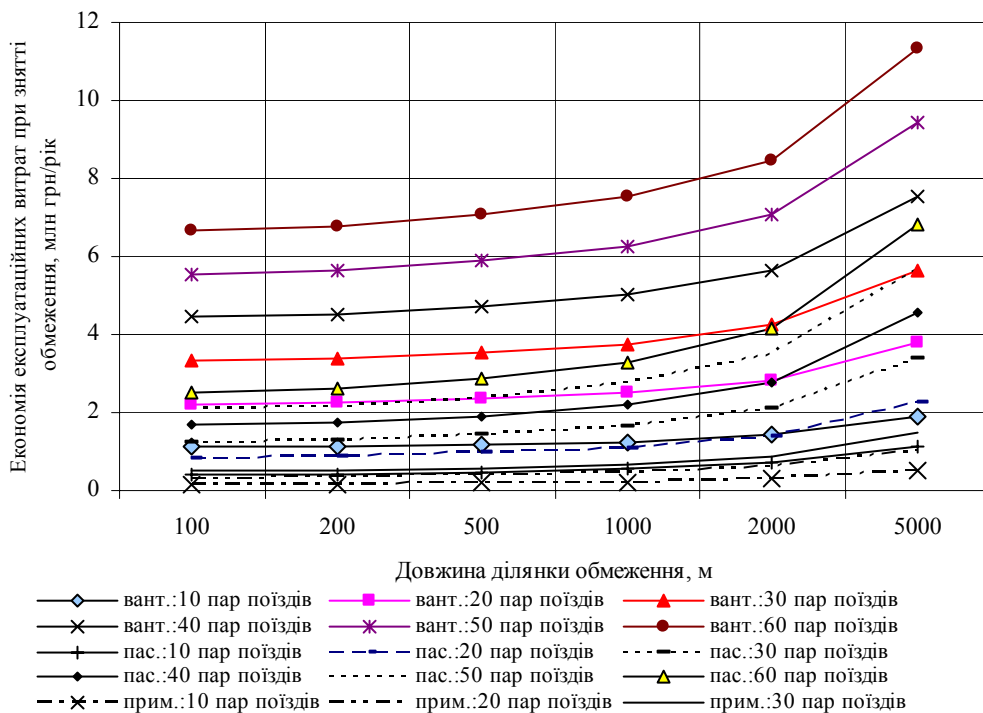


Рис. 2. Річна економія експлуатаційних витрат при усуненні обмежень швидкості руху поїздів ($V_{обм} = 40$ км/год, $Q_{вант} = 3000$ т)

На рис. 3 показано вплив на річний економічний ефект маси вантажного поїзда. З рис. 3 видно, що при розмірах руху вантажних поїздів 10...20 пар/поїздів вплив від маси поїзда майже

відсутній. Якщо ж по ділянці за добу курсують 30 пар поїздів і більше, то тоді при підвищенні маси з 3000 до 4000 т ефект зростає приблизно на 500 тис. грн/рік.

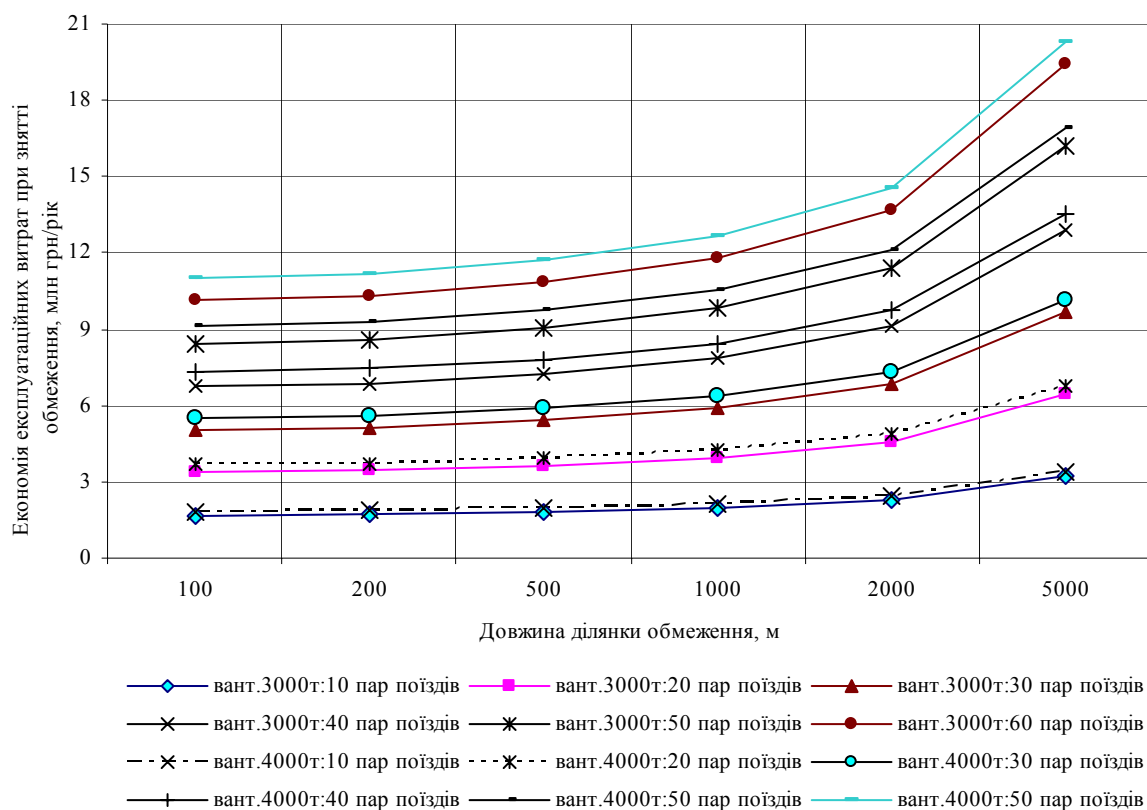


Рис. 3. Річна економія експлуатаційних витрат при усуненні обмежень швидкості руху поїздів на ділянках з різною масою вантажних поїздів ($V_{обм} = 25$ км/год)

Щоб оцінити ефективність усунення обмеження швидкості руху поїздів, розглянемо приклад. На ділянці з розмірами руху поїздів, пар/добу: вантажних – 30, пасажирських – 20, приміських – 10, діє обмеження через простороочення модернізації колії довжиною 1 км з рівнем допустимої швидкості 40 км/год. На усунення такого обмеження необхідно 1.245 млн грн (станом на 01.01.08 р.), а зменшення річних експлуатаційних витрат складе близько 8 млн грн. Таким чином, можна зробити висновок, що на деяких ділянках залізниць вартість ремонту, виконання якого необхідно для усунення діючого обмеження, може бути окуплена менше ніж за рік.

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Курган М. Б. Вплив обмеження швидкості на енергетичні показники руху поїздів / М. Б. Кур-

- ган, О. С. Маркова // Вісник ДІТУ. Вип.16. – Д., 2007. – С. 29-36.
2. Луговой П. А. Основы технико-экономических расчетов на железнодорожном транспорте / П. А. Луговой, Л. Г. Цыпин, Р. А. Аукуционек. – М.: Транспорт, 1973. – С. 21, 44.
3. Рагулін П. В. Щоб не фальшивила колійна «мелодія» / «Магістраль», № 10 (1188), 14-20 лютого 2007 р. – С. 7.
4. Павленко М. Путь станет качественным / «Магістраль», № 3 (1282), 16-22 січня 2008 р. – С. 3.
5. Столична магістраль в цифрах і фактах: Довідник / О. М. Кривопішин, Г. Д. Ейтутіс – К.: 2006. – С. 95-98.

Надійшла до редколегії 12.02.08.

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАССЕЙВАНИЯ ТОКСИЧНОГО ГАЗА В АТМОСФЕРЕ С УЧЕТОМ РЕЛЬЕФА МЕСТНОСТИ

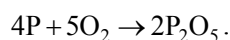
Розроблено тривимірну чисельну модель розрахунку процесу поширення токсичної речовини при горінні фосфору. Модель базується на чисельному інтегруванні рівняння конвективно-дифузійного переносу домішки. Наводяться результати обчислювального експерименту.

Разработана трехмерная численная модель распространения оксида фосфора в атмосфере при горении фосфора. Модель основывается на численном интегрировании уравнения конвективно-диффузионного переноса примеси, приводятся результаты вычислительного эксперимента.

The 3D numerical model to simulate the toxic gas dispersion during phosphorus combustion is developed. The model is based on the K-gradient transport model. The results of numerical experiment are presented.

Введение. Нормативная методика, используемая для прогноза последствий при авариях с опасными веществами, дает возможность только оценить размеры (площадь) зоны загрязнения и только до высоты 10 м от уровня земли и не позволяет рассчитать концентрацию токсичного газа на различном расстоянии от места аварии [4]. Особую актуальность приобретает вопрос разработки эффективных методов прогноза уровня загрязнения атмосферы при авариях, связанных с эмиссией токсичных веществ с целью оперативного получения научно обоснованной информации об уровне загрязнения воздушной среды, подстилающей поверхности для организации эффективной защиты населения от химического поражения [1]. Важно отметить, что используемые на практике методики не позволяют также учесть рельеф местности. Целью настоящей работы является создание регуляторной математической модели, ориентированной на использование экологами в повседневной практике для экспресс-прогноза загрязнения атмосферы при миграции токсичного газа и позволяющей выполнить прогноз с учетом рельефа.

Постановка задачи. Построение модели выполним для задачи о загрязнении атмосферы при горении фосфора. Будем считать, что произошла разгерметизация цистерны с фосфором, в результате которой имело место испарение воды, находящейся в цистерне. Это привело к тому, что фосфор вступил в контакт с воздушной средой и начался процесс его горения:



В результате горения от цистерны начинает распространяться шлейф оксида фосфора, представляющего угрозу для окружающей среды.

Для моделирования процесса переноса оксида фосфора в атмосфере будем использовать трехмерное уравнение миграции примеси [2, 3]

$$\begin{aligned} \frac{\partial C}{\partial t} + \frac{\partial uC}{\partial x} + \frac{\partial vC}{\partial y} + \frac{\partial (w - w_s)C}{\partial z} = \\ = \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_x \frac{\partial C}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_y \frac{\partial C}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu_z \frac{\partial C}{\partial z} \right) + \\ + \sum Q_i(t) \delta(r - r_i), \end{aligned} \quad (1)$$

где C – концентрация загрязняющего вещества (P_2O_5), попадающего в атмосферу при горении фосфора; u, v, w – компоненты вектора скорости воздушной среды; w_s – скорость оседания примеси; $\mu = (\mu_x, \mu_y, \mu_z)$ – коэффициент турбулентной диффузии; Q – интенсивность выброса токсичного вещества; $\delta(r - r_i)$ – дельта-функция Дирака; $r_i = (x_i, y_i, z_i)$ – координаты источника выброса (цистерны).

В данной модели имеется возможность задавать несколько источников выделения оксида фосфора, т.е. моделировать поступление оксида фосфора в атмосферу при горении от нескольких цистерн.

В разработанной математической модели используется неравномерный профиль скорости ветра и вертикального коэффициента диффузии:

$$u = u_1 \left(\frac{z}{z_1} \right)^n, \quad \mu_z = k_1 \left(\frac{z}{z_1} \right)^m,$$

где u_1 – скорость ветра на высоте z_1 ; $k_1 = 0.2$; $n = 0,16$; $m \approx 1$.

Метод решения. Рассмотрим построение попеременно-треугольной разностной схемы для численного интегрирования уравнения переноса. Заменяем производную по времени раздельной разностью «назад»:

$$\frac{\partial C}{\partial t} \approx \frac{C_{ijk}^{n+1} - C_{ijk}^n}{\Delta t}.$$

Конвективные производные представим в виде:

$$\frac{\partial u C}{\partial x} = \frac{\partial u^+ C}{\partial x} + \frac{\partial u^- C}{\partial x};$$

$$\frac{\partial v C}{\partial y} = \frac{\partial v^+ C}{\partial y} + \frac{\partial v^- C}{\partial y};$$

$$\frac{\partial w C}{\partial z} = \frac{\partial w^+ C}{\partial z} + \frac{\partial w^- C}{\partial z},$$

где $u^+ = \frac{u + |u|}{2}$; $u^- = \frac{u - |u|}{2}$, $v^+ = \frac{v + |v|}{2}$; $v^- = \frac{v - |v|}{2}$,
 $w^+ = \frac{w + |w|}{2}$; $w^- = \frac{w - |w|}{2}$.

Для аппроксимации конвективных производных используем выражения:

$$\frac{\partial u^+ C}{\partial x} \approx \frac{u_{i+1,j,k}^+ C_{ijk}^{n+1} - u_{ijk}^+ C_{i-1,j,k}^{n+1}}{\Delta x} = L_x^+ C^{n+1};$$

$$\frac{\partial u^- C}{\partial x} \approx \frac{u_{i+1,j,k}^- C_{i+1,j,k}^{n+1} - u_{ijk}^- C_{ijk}^{n+1}}{\Delta x} = L_x^- C^{n+1};$$

$$\frac{\partial v^+ C}{\partial y} \approx \frac{v_{i,j+1,k}^+ C_{ijk}^{n+1} - v_{ijk}^+ C_{i,j-1,k}^{n+1}}{\Delta y} = L_y^+ C^{n+1};$$

$$\frac{\partial v^- C}{\partial y} \approx \frac{v_{i,j+1,k}^- C_{i,j+1,k}^{n+1} - v_{ijk}^- C_{ijk}^{n+1}}{\Delta y} = L_y^- C^{n+1};$$

$$\frac{\partial w^+ C}{\partial z} \approx \frac{w_{i,j,k+1}^+ C_{ijk}^{n+1} - w_{ijk}^+ C_{i,j,k-1}^{n+1}}{\Delta z} = L_z^+ C^{n+1};$$

$$\frac{\partial w^- C}{\partial z} \approx \frac{w_{i,j,k+1}^- C_{i,j,k+1}^{n+1} - w_{ijk}^- C_{i,j,k}^{n+1}}{\Delta z} = L_z^- C^{n+1}.$$

Компоненты скорости потока будем задавать на гранях разностной ячейки (контрольного объема). Вторые производные аппроксимируем следующими выражениями:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_x \frac{\partial C}{\partial x} \right) \approx \tilde{\mu}_x \frac{C_{i+1,j,k}^{n+1} - C_{ijk}^{n+1}}{\Delta x^2} - \tilde{\mu}_x \frac{C_{i,j,k}^{n+1} - C_{i-1,j,k}^{n+1}}{\Delta x^2} = M_{xx}^- C^{n+1} + M_{xx}^+ C^{n+1},$$

$$\frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_y \frac{\partial C}{\partial y} \right) \approx \tilde{\mu}_y \frac{C_{i,j+1,k}^{n+1} - C_{ijk}^{n+1}}{\Delta y^2} - \tilde{\mu}_y \frac{C_{i,j,k}^{n+1} - C_{i,j-1,k}^{n+1}}{\Delta y^2} = M_{yy}^- C^{n+1} + M_{yy}^+ C^{n+1},$$

$$\frac{\partial}{\partial z} \left(\mu_z \frac{\partial C}{\partial z} \right) \approx \tilde{\mu}_z \frac{C_{i,j,k+1}^{n+1} - C_{ijk}^{n+1}}{\Delta z^2} - \tilde{\mu}_z \frac{C_{i,j,k}^{n+1} - C_{i,j,k-1}^{n+1}}{\Delta z^2} = M_{zz}^- C^{n+1} + M_{zz}^+ C^{n+1}.$$

В данных выражениях L_x^+ , L_x^- , L_y^+ , L_y^- , L_z^+ , L_z^- , M_{xx}^+ , M_{xx}^- и т.д. – обозначения разностных операторов. С учетом этих обозначений разностный аналог трехмерного уравнения переноса примеси будет иметь вид:

$$\begin{aligned} & \frac{C_{ijk}^{n+1} - C_{ijk}^n}{\Delta t} + L_x^+ C^{n+1} + L_x^- C^{n+1} + L_y^+ C^{n+1} + \\ & + L_y^- C^{n+1} + L_z^+ C^{n+1} + L_z^- C^{n+1} + \sigma C_{ijk}^{n+1} = \\ & = (M_{xx}^+ C^{n+1} + M_{xx}^- C^{n+1} + M_{yy}^+ C^{n+1} + \\ & + M_{yy}^- C^{n+1} + M_{zz}^+ C^{n+1} + M_{zz}^- C^{n+1}). \end{aligned}$$

Расщепим решение данного разностного уравнения при интегрировании на временном интервале dt так:

на первом шаге $k = \frac{1}{4}$:

$$\begin{aligned} & \frac{C_{ij}^{n+k} - C_{ij}^n}{\Delta t} + \frac{1}{2} (L_x^+ C^k + L_y^+ C^k + L_z^+ C^k) + \frac{\sigma}{4} C_{ijk}^k = \\ & = \frac{1}{4} (M_{xx}^+ C^k + M_{xx}^- C^n + M_{yy}^+ C^k + \\ & + M_{yy}^- C^n + M_{zz}^+ C^k + M_{zz}^- C^n); \end{aligned} \quad (3)$$

на втором шаге $k = n + \frac{1}{2}$; $c = n + \frac{1}{4}$:

$$\begin{aligned} & \frac{C_{ijk}^k - C_{ijk}^c}{\Delta t} + \frac{1}{2} (L_x^- C^k + L_y^- C^k + L_z^- C^k) + \frac{\sigma}{4} C_{ijk}^k = \\ & = \frac{1}{4} (M_{xx}^- C^k + M_{xx}^+ C^c + M_{yy}^- C^k + \\ & + M_{yy}^+ C^c + M_{zz}^- C^k + M_{zz}^+ C^c); \end{aligned} \quad (4)$$

на третьем шаге $k = n + \frac{3}{4}$; $c = n + \frac{1}{2}$ используется формула (4);

на четвертом шаге $k = n + 1$; $c = n + \frac{3}{4}$ используется формула (3).

В данные разностные соотношения входит «возмущенный» коэффициент диффузии $\tilde{\mu}$:

$$\mu_{1x} = \frac{\mu_x}{1 + \frac{u^+ \Delta x}{\mu}}, \quad \mu_{2x} = \frac{\mu_x}{1 - \frac{u^- \Delta x}{\mu}}$$

и т.д.

На пятом шаге расщепления учитывается влияние источников на изменение концентрации примеси, и расчетная зависимость на этом шаге имеет вид:

$$\frac{C_{i,j,k}^{n+1} - C_{i,j,k}^n}{\Delta t} = \sum_{l=1}^N \frac{q_l(t^{n+1/2})}{\Delta x \Delta y \Delta z} \delta_l.$$

В дискретном виде дельта-функция Дирака «размазывается» по объему разностной ячейки с учётом сбережения суммарного количества выбрасываемого загрязнения. Функции δ_l тождественно равняются нулю, кроме ячеек, где расположен l -й источник загрязнения. На каждом шаге расщепления расчет неизвестной концентрации оксида фосфора осуществляется по явной формуле бегущего счета.

Для организации расчета переноса токсичного газа с учетом рельефа местности, т.е. в области сложной геометрической формы, используется метод маркирования, позволяющий выделить разностные ячейки, которые относятся к области течения и к твердым границам (рельеф). Применение метода маркирования дает возможность построить алгоритм расчета, при котором можно задавать любую форму рельефа – насыпи, впадины и т.п.

Практическая реализация. Разработанная численная модель была применена для решения задачи о загрязнении атмосферы при поступлении оксида фосфора от железнодорожной цистерны, которая упала с насыпи (рис.1). Численное моделирование выполнено при следующих параметрах: размеры расчетной области $120 \times 120 \times 60$ м, коэффициент диффузии в направлении осей $x, y - 2 \text{ м}^2/\text{с}$, вертикальный коэффициент диффузии изменяется по приведенной выше модели; скорость ветра – $2,5 \text{ м/с}$ (на высоте 10 м), профиль ветра – неравномерный; интенсивность выделения оксида фосфора в атмосферу – 500 г/с .

На рис. 2...6 показана зона загрязнения атмосферы для моментов времени, когда происходит процесс горения фосфора. Как видно из данных рисунков, над местом горения образуется шлейф, который поднимается вверх по насыпи. Из рис.6 хорошо видно, что происходит загрязнение воздушной среды на подветренной стороне насыпи. Таким образом, здесь формируется зона, где возможно токсичное пораже-

ние людей. На последующих рисунках показана динамика загрязнения атмосферы, когда процесс горения прекратился.

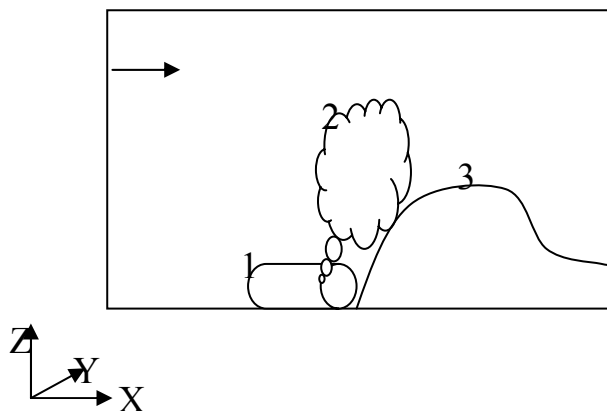


Рис. 1 – Выход оксида фосфора из цистерны:
1 – цистерна; 2 – шлейф; 3 – насыпь

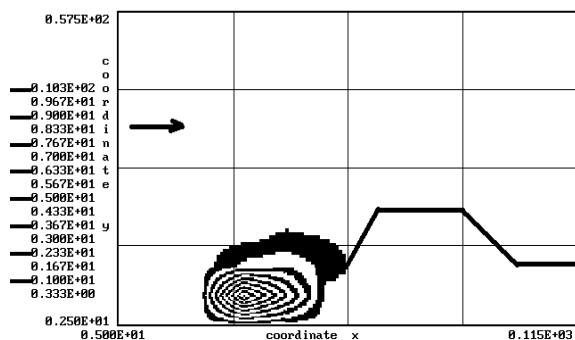


Рис. 2. Зона загрязнения атмосферы при выбросе оксида фосфора $t = 10$ с (сечение $y = 60$ м)

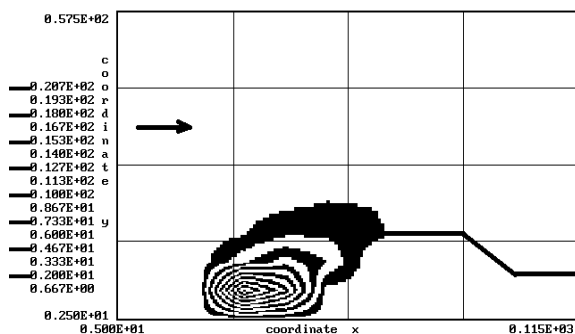


Рис. 3. Зона загрязнения атмосферы при выбросе оксида фосфора $t = 20$ с (сечение $y = 60$ м)

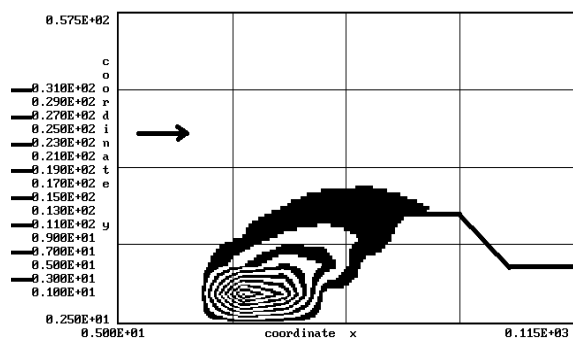


Рис. 4. Зона загрязнения атмосферы при выбросе оксида фосфора $t = 30$ с (сечение $y = 60$ м)

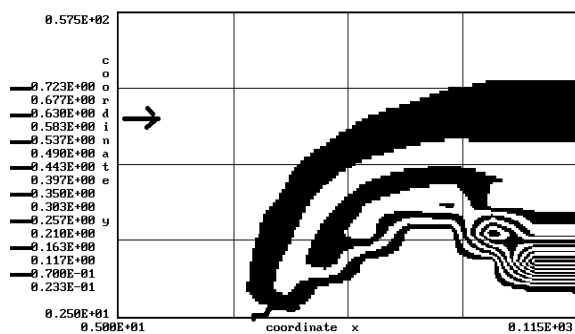


Рис. 8. Зона загрязнения атмосферы при выбросе оксида фосфора, $t = 30$ с после прекращения горения (сечение $y = 60$ м)

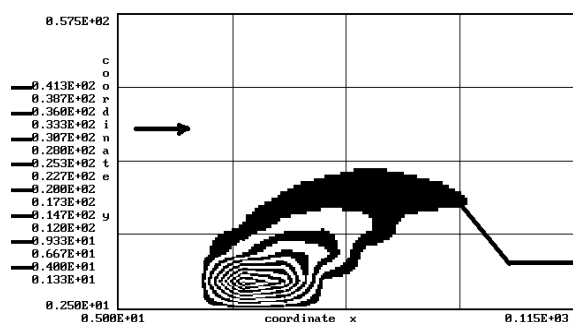


Рис. 5. Зона загрязнения атмосферы при выбросе оксида фосфора $t = 45$ с (сечение $y = 60$ м)

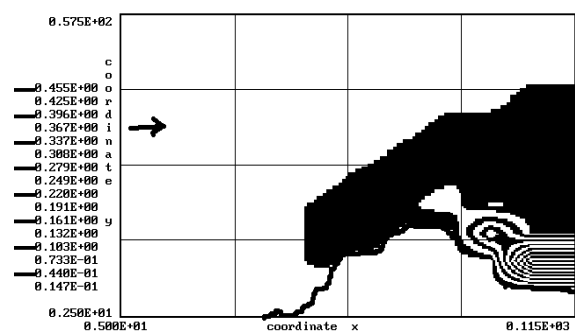


Рис. 9. Зона загрязнения атмосферы при выбросе оксида фосфора, $t = 45$ с после прекращения горения (сечение $y = 60$ м)

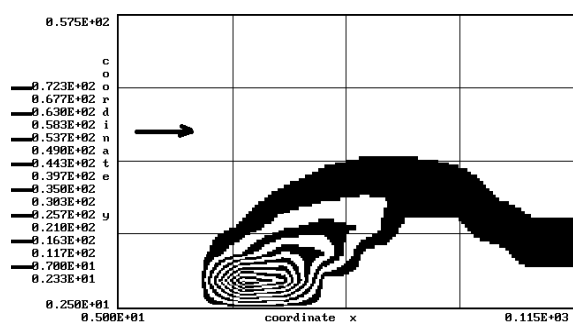


Рис. 6. Зона загрязнения атмосферы при выбросе оксида фосфора $t = 70$ с (сечение $y = 60$ м)

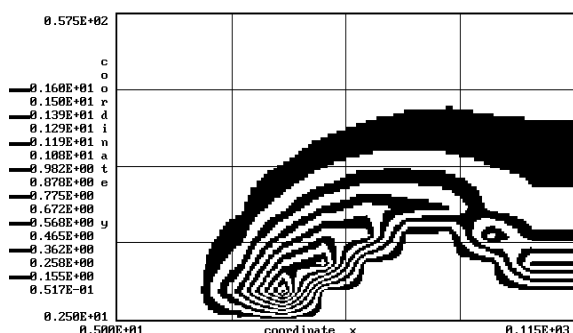


Рис. 7. Зона загрязнения атмосферы при выбросе оксида фосфора, $t = 10$ с после прекращения горения (сечение $y = 60$ м)

На практике представляет интерес определение зоны поражения возле горящих цистерн. Для рассматриваемого случая значение концентрации оксида фосфора на различном расстоянии от горящей цистерны представлены в табл. 1 и 2. Точка 0.0 соответствует положению горящей цистерны, координаты со знаком «-» соответствуют подветренному расстоянию от цистерны, а координата «+» соответствует расстоянию в направлении ветра. Кроме этого, в данных таблицах представлены значения концентрации токсичного вещества на вершине насыпи (позиция 3 на рис. 1). Знание концентрации в этом месте необходимо, поскольку здесь может располагаться оборудование аварийно-спасательных бригад. Знание концентрации оксида фосфора возле горящих цистерн дает возможность оценить безопасное расположение спасателей.

Таблица 1

**Величина концентрации оксида фосфора на раз-
личном расстоянии от цистерны (идет процесс
горения), г/м³**

Расстояние, м	10 с	20 с	60 с
-20	0.0012	0.0025	0.0032
-10	0.074	0.104	0.113
0.0	3.644	4.063	4.153
10	2.157	3.241	3.615
холм	0.169	0.172	0.553

Таблица 2

**Величина концентрации оксида фосфора на раз-
личном расстоянии от цистерны (время после
прекращения процесса горения), г/м³**

Рассто- яние, м	10 с	30 с	65 с
-20	0.0021	0.0002	0.0
-10	0.042	0.0020	0.0
0.0	0.563	0.017	0.0001
10	1.552	0.094	0.0006
холм	0.541	0.192	0.0038

Если учесть, что ПДК для данного токси-
канта составляет 0.05 мг/м³, то очевидно, что в
рассматриваемой зоне будет крайне высокая
концентрация оксида фосфора.

Выводы. В работе построена трехмерная
численная модель расчета загрязнения воздуш-
ной среды токсичным газом. Модель основыва-
ется на численном интегрировании уравнения
переноса примеси в атмосфере. Разработанная
модель дает возможность расчета рассеивания
газа с учетом рельефа местности. Расчет по
предложенной модели требует около 5 с на по-
лучение прогнозной информации об уровне
загрязнения атмосферы. Для практической ре-
ализации модели необходима стандартная ме-
теорологическая информация. Дальнейшее со-
вершенствование модели необходимо прово-
дить в направлении ее адаптации к моделиро-
ванию процесса нейтрализации оксида фосфора
с учетом фильтрации продукта реакции в грунт.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Аварии и катастрофы. Предупреждение и лик-
видация последствий: Уч. пос. в 5-ти кн. / Под
ред. В. А. Котляревского и А. В. Забегаева / М.:
Изд-во АСВ, 2001. – 200 с.
2. Згуровский М. З. Численное моделирование
распространения загрязнения в окружающей
среде / М. З. Згуровский, В. В. Скопецкий,
В. К. Хрущ, Н. Н. Беляев. – К.: Наук. думка,
1997. – 368 с.
3. Марчук Г. И. Математическое моделирование в
проблеме окружающей среды. – М.: Наука,
1982. – 320 с.
4. Методика прогнозування наслідків впливу (ви-
киду) небезпечних хімічних речовин при аварі-
ях на промислових об'єктах і транспорті. –
К., 2001. – 33 с.

Поступила в редколлегию 14.02.2008.

ОЦЕНКА РИСКА ТОКСИЧНОГО ПОРАЖЕНИЯ ЛЮДЕЙ ПРИ АВАРИЙНОМ ВЫБРОСЕ ХИМИЧЕСКИ ОПАСНОГО ВЕЩЕСТВА

Розроблено тривимірну чисельну модель розрахунку процесу розповсюдження токсичної речовини на промайданчику в разі аварійного викиду. Модель базується на чисельному інтегруванні рівняння конвективно-дифузійного переносу домішки та на моделі течії невязкої нестислої речовини. Наводяться результати обчислювального експерименту щодо прогнозу токсичного ураження людей.

Разработана трехмерная численная модель расчета процесса распространения токсичного вещества на промплощадке при аварийном выбросе. Модель основывается на численном интегрировании уравнения конвективно-диффузионного переноса примеси и на модели течения невязкой несжимаемой жидкости. Приводятся результаты вычислительного эксперимента по прогнозу токсичного поражения людей.

The 3D numerical model to simulate the toxicant propagation at an industrial site after the emergency blow-out was developed. The model is based on the transport gradient model and the model of inviscous incompressible fluid. The results of numerical experiments are presented.

Введение. На химически опасных объектах существует потенциальная угроза аварийных выбросов (разливов) токсичных загрязнителей. Актуальной задачей является прогнозирование риска токсичного поражения людей на объекте и, в частности, людей, находящихся в производственных помещениях. Существующая нормативная методика не дает возможности прогнозировать такой вид риска в зависимости от конкретного сценария аварии, расположения зданий на промплощадке и т.д. Поэтому для разработки планов ликвидации последствий аварий необходимо иметь методики, позволяющие оценивать риск токсичного поражения людей на объекте. Целью данной работы является разработка математической модели прогноза уровня загрязнения атмосферы на промплощадке при аварийных выбросах токсичных загрязнителей и риска токсичного поражения людей на промышленном объекте, в первую очередь, людей, находящихся внутри зданий, для анализа последствий возможных аварий на объекте.

Математическая модель миграции токсичного вещества в атмосфере. Для расчета процесса загрязнения атмосферы при миграции в ней токсичного вещества (аварийная утечка) будем использовать трехмерное уравнение миграции примеси (модель градиентного типа) [2, 3]:

$$\frac{\partial C}{\partial t} + \frac{\partial uC}{\partial x} + \frac{\partial vC}{\partial y} + \frac{\partial (w - w_s)C}{\partial z} =$$

$$= \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_x \frac{\partial C}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_y \frac{\partial C}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu_z \frac{\partial C}{\partial z} \right) + \sum Q_i(t) \delta(r - r_i), \quad (1)$$

где C – концентрация токсичного вещества; u, v, w – компоненты вектора скорости воздушной среды; w_s – скорость оседания; $\mu = (\mu_x, \mu_y, \mu_z)$ – коэффициент турбулентной диффузии; Q – интенсивность выброса токсичного вещества; $\delta(r - r_i)$ – дельта-функция Дирака; $r_i = (x_i, y_i, z_i)$ – координаты источника выброса.

Для расчета поля скорости воздушного потока на промплощадке делается допущение, что движение воздушной среды – потенциальное, тогда компоненты скорости воздушной среды определяются соотношениями:

$$u = \frac{\partial P}{\partial x}, \quad v = \frac{\partial P}{\partial y}, \quad w = \frac{\partial P}{\partial z},$$

где P – потенциал.

Уравнение для определения потенциала имеет вид:

$$\frac{\partial^2 P}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 P}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 P}{\partial z^2} = 0 \quad (2)$$

Постановка краевых условий для уравнения (1) рассмотрена в работе [3]. Для уравнения (2) ставятся следующие граничные условия:

- на твердых стенках:

$$\frac{\partial P}{\partial n} = 0,$$

где n – единичный вектор внешней нормали;

- на входной границе (границы втекания воздушного потока в помещение):

$$\frac{\partial P}{\partial n} = V_n,$$

где V_n – известное значение скорости;

- на выходной границе:

$$P = P(x = \text{const}, y) + \text{const}$$

(условие Дирихле).

Процессами теплообмена будем пренебрегать.

В разработанной численной модели используется неравномерный профиль скорости ветра:

$$u = u_1 \left(\frac{z}{z_1} \right)^n,$$

где u_1 – скорость ветра на высоте z_1 ; $n = 0.16$.

Метод решения. Численное интегрирование уравнения (1) осуществляется с использованием неявной попеременно-треугольной разностной схемы расщепления [2]. При построении разностной схемы осуществляется расщепление уравнения переноса примеси на три шага. На первом шаге учитывается перенос загрязнителя только под действием ветра. На втором шаге осуществляется расчет переноса загрязнителя только под действием атмосферной диффузии. На третьем шаге осуществляется учет влияния источника выброса на процесс загрязнения. На каждом шаге расщепления строится неявная разностная схема. Однако, определение неизвестного значения концентрации токсичного вещества определяется по явной формуле бегущего счета.

Для численного интегрирования уравнения (2) используется идея установления решения по времени, т. е. интегрируется уравнение вида:

$$\frac{\partial P}{\partial \tau} = \frac{\partial^2 P}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 P}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 P}{\partial z^2},$$

где τ – фиктивное время.

Численное интегрирование данного уравнения проводится с использованием неявной разностной схемы условной аппроксимации [5]. В разработанном пакете программ осуществляется также численное интегрирование уравне-

ния (2) с помощью метода Либмана. Расчет поля потенциала проводится одновременно с использованием указанных методов с целью контроля результатов расчета. На основе рассмотренной математической модели создан специализированный пакет программ на алгоритмическом языке FORTRAN.

Практическая реализация. Рассмотрим применение разработанной численной модели для решения задачи о загрязнении атмосферы на промышленной площадке, где произошел аварийный выброс токсичного газа – цианистого водорода (рис. 1).

Пусть в помещении произошла авария, в результате которой через пролом в крыше стал поступать загрязнитель (цианистый водород) в пространство между двумя зданиями (рис. 1, 2). Ставится задача оценки возможного токсичного поражения людей в соседнем здании (полагается, что токсичный газ может попасть внутрь помещений второго здания через окно на фасаде (позиция 2, рис. 1) и через воздухозаборник, расположенный на торце здания – позиция 1, рис. 1).

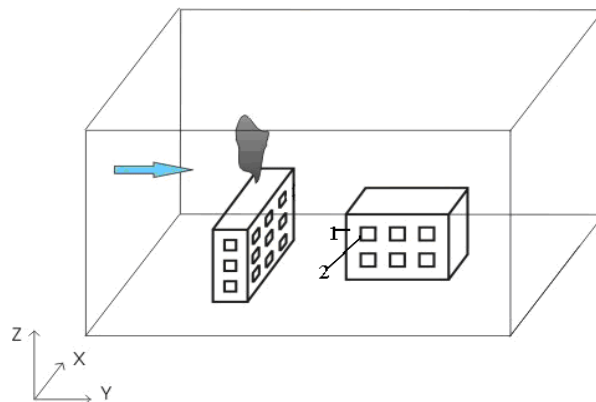


Рис. 1. Схема расчетной области.
1, 2 – положение рецептора (окно)

Параметры задачи: профиль ветра – неравномерный, скорость ветра на высоте 10 м составляет 2.5 м/с; коэффициент диффузии равен 2 м²/с; интенсивность эмиссии токсичного газа – 500 г/с; координаты источника эмиссии (крыша на первом здании) откуда поступает токсичный газ в атмосферу $x = 55$ м; $y = 65$ м; $z = 20$ м. Выброс газа осуществляется в течение 10 сек.

Координаты рецептора (окно на фасаде второго здания) $x_1 = 65$ м; $y_1 = 55$ м; $z_1 = 15$ м; координаты воздухозаборника на торце второго здания $x_2 = 85$ м; $y_2 = 35$ м; $z_2 = 15$ м. Размеры расчетной области 120×120×60 м. Воздухообмен в помещениях второго здания составляет

0.83 м³/с; объем помещений во втором здании $V_1 = V_2 = 200 \text{ м}^3$.

Для расчета кожной (резорбтивной) токсодозы считаем, что открытой поверхностью является лицо человека $S \approx 0.04 \text{ м}^2$. Коэффициент диффузии токсичного газа в помещении можно рассчитать по зависимости [4]:

$$\mu = \mu_0 \left(\frac{T}{T_0} \right)^m,$$

где μ_0 – коэффициент диффузии при температуре 273 °С и давлении 760 мм рт. ст.; T – температура, для которой определяется величина μ ; $m \approx 1.75 \div 2$ – параметр.

Следует иметь ввиду, что движение людей вызовет дополнительную турбулизацию потока, поэтому величина μ , рассчитанная по данной зависимости, будет определять минимальное значение данного параметра. Величина μ_0 принимается по табл. 19 [4]. Если в таблице отсутствует значение μ_0 для требуемого вещества, то дается рекомендация – выбирать μ_0 для вещества, имеющего примерно такой же молекулярный вес [4]. Поэтому примем $\mu_0 \approx 0.1 \text{ см}^2/\text{с}$; $m = 2$. Расчет величины μ осуществляем для температуры воздуха в помещении 20 °С.

Динамика изменения величины кожной токсодозы для людей, находящихся в помещении, такова (фасад второго здания, позиция 2 на рис. 1):

$t = 60 \text{ с}$	$TD_s = 0.14 \cdot 10^{-4} \text{ г}$
$t = 91 \text{ с}$	$TD_s = 0.39 \cdot 10^{-4} \text{ г}$
$t = 150 \text{ с}$	$TD_s = 0.39 \cdot 10^{-3} \text{ г}$
$t = 200 \text{ с}$	$TD_s = 0.21 \cdot 10^{-3} \text{ г}$
$t = 332 \text{ с}$	$TD_s = 0.50 \cdot 10^{-3} \text{ г}$

Динамика изменения ингаляционной токсодозы в этом помещении такова:

$t = 60 \text{ с}$	$TD = 0.00058 \text{ (мг/л)·мин}$
$t = 91 \text{ с}$	$TD = 0.0016 \text{ (мг/л)·мин}$
$t = 150 \text{ с}$	$TD = 0.005 \text{ (мг/л)·мин}$
$t = 200 \text{ с}$	$TD = 0.008 \text{ (мг/л)·мин}$
$t = 332 \text{ с}$	$TD = 0.021 \text{ (мг/л)·мин}$

Теперь рассмотрим, как изменяется величина параметров TD и TD_s для помещения, воздухозаборник которого располагается на торце второго здания, т.е. достаточно близко к источнику выброса (позиция 1, рис. 1).

Динамика изменения величины токсодозы в этом помещении такова:

$t = 60 \text{ с}$	$TD = 0.004 \text{ (мг/л)·мин}$
$t = 91 \text{ с}$	$TD = 0.014 \text{ (мг/л)·мин}$
$t = 150 \text{ с}$	$TD = 0.041 \text{ (мг/л)·мин}$
$t = 200 \text{ с}$	$TD = 0.07 \text{ (мг/л)·мин}$
$t = 332 \text{ с}$	$TD = 0.15 \text{ (мг/л)·мин}$

Динамика изменения кожной токсодозы в данном помещении следующая:

$t = 60 \text{ с}$	$TD_s = 0.11 \cdot 10^{-3} \text{ г}$
$t = 91 \text{ с}$	$TD_s = 0.33 \cdot 10^{-3} \text{ г}$
$t = 150 \text{ с}$	$TD_s = 0.10 \cdot 10^{-2} \text{ г}$
$t = 200 \text{ с}$	$TD_s = 0.17 \cdot 10^{-2} \text{ г}$
$t = 332 \text{ с}$	$TD_s = 0.37 \cdot 10^{-2} \text{ г}$

Проанализируем полученные результаты. Принимая во внимание, что симптомы отравления цианистым водородом начинаются при величине пороговой ингаляционной токсодозы $TD \approx 0.02 \div 0.04$, то люди, находящиеся в первом помещении, примерно через 2.5 мин после аварии «получат» эту токсичную дозу. Значит, люди должны покинуть данное помещение примерно через 2 мин после аварии. Через 5 мин после аварии величина токсодозы, полученная людьми, будет почти в 4 раза превосходить это пороговое значение. Таким образом, при данном объеме эмиссии при аварии, если люди не покинут помещение, через 2 мин после аварии следует ожидать их токсичного поражения. Для второго помещения (фасад второго здания) величина ингаляционной токсодозы через 5 мин после аварии будет соответствовать величине пороговой токсодозы. Значит, люди, находящиеся во втором помещении, имеют «запас» на 3 мин больший на эвакуацию, чем люди, находящиеся в первом помещении. Для оценки токсичного поражения людей при резорбтивном воздействии (через кожный покров) токсиканта проанализируем данные по оценке величины кожной токсодозы при аварии. Если принять во внимание, что величина поверхностной токсодозы, вызывающей симптомы отравления у 50% пораженных, составляет величину порядка 1000 – 5000 мг/чел, то можно утверждать, что у персонала, находящегося в помещении, «полученная» кожная токсодоза будет достаточно высокой. Таким образом, при аварии персонал получит токсичное поражение, как за счет ингаляционного воздействия, так и за счет кожного.

На рис. 2 представлена зона загрязнения на промплощадке (вид сбоку), позволяющая оценить размеры зоны загрязнения по высоте. Из данного рисунка можно видеть, что часть токсичного газа от источника эмиссии попадает

в пространство между зданиями и формирует ту зону загрязнения, которая представлена на рис. 3, 4. Из рис. 4 видно, что зона загрязнения вокруг зданий отсутствует и только между зданиями наблюдается накопление токсичного вещества.

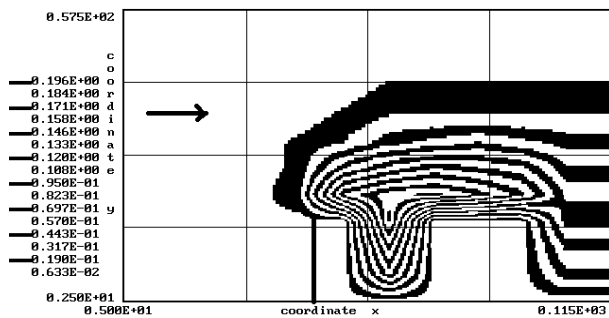


Рис. 2. Зона загрязнения атмосферы,
 $t = 17$ с (сечение $y = 60$ м)

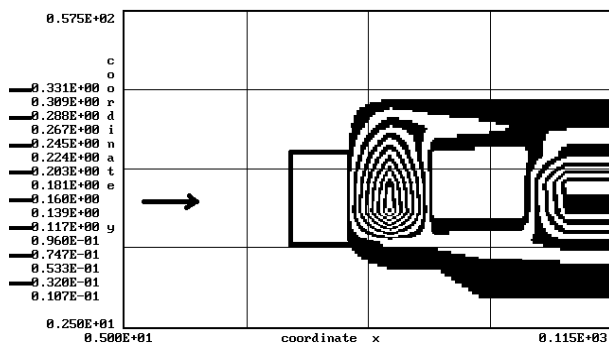


Рис. 3. Зона загрязнения атмосферы,
 $t = 42$ с (вид сверху, сечение $z = 10$ м)

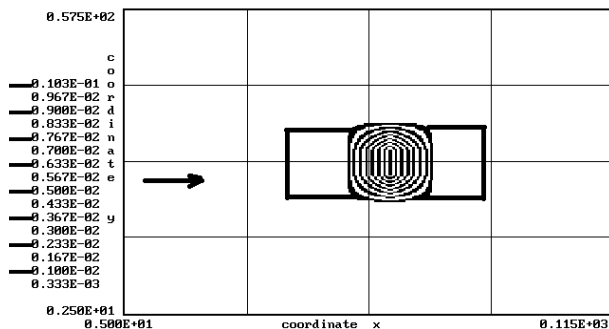


Рис. 4. Зона загрязнения атмосферы,
 $t = 332$ с (вид сверху, сечение $z = 10$ м)

Отметим, для решения каждой задачи требуется около 5 с машинного времени ПК.

Выводы. В работе разработана трехмерная численная модель, на основе которой построен метод расчета динамики загрязнения воздушной среды на промплощадках при аварийной утечке токсичного газа из помещения.

Предложенная модель позволяет прогнозировать риск токсичного поражения людей в помещениях соседних зданий. Проведенный вычислительный эксперимент показал эффективность модели для практики. Дальнейшее развитие данной модели должно быть направлено на создание численной модели для расчета рассеивания тяжелых газов в условиях застройки.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Аварии и катастрофы. Предупреждение и ликвидация последствий. Учебное пособие в 5-ти книгах / Под ред. В. А. Котляревского и А. В. Забегаева). – М.: Изд-во АСВ, 2001. – 200 с.
2. Численное моделирование распространения загрязнения в окружающей среде / М. З. Згуровский, В. В. Скопецкий, В. К. Хрущ, Н. Н. Беляев. – К.: Наук. думка, 1997. – 368 с.
3. Марчук Г. И. Математическое моделирование в проблеме окружающей среды. – М.: Наука, 1982. – 320 с.
4. Мацак В. Г. Гигиеническое значение скорости испарения и давления пара токсических веществ, применяемых в производстве / В. Г. Мацак, Л. К. Хозянов. – М.: Медгиз, 1959. – 231 с.
5. Самарский А. А. Теория разностных схем. – М.: Наука, 1983. – 616 с.

Поступила в редколлегию 16.01.08 г.

РАСЧЕТ ОБРАЗОВАНИЯ ВЗРЫВООПАСНОЙ КОНЦЕНТРАЦИИ В ПОМЕЩЕНИИ ПРИ АВАРИЙНОЙ УТЕЧКЕ ГАЗА

Розроблено тривимірну чисельну модель розрахунку процесу розповсюдження забруднюючих речовин у виробничому приміщенні при аварійному викиді токсичного газу. Модель базується на чисельному інтегруванні рівняння конвективно-дифузійного переносу домішки та моделі течії нестислої рідини. Модель дозволяє розрахувати час утворення вибухонебезпечної концентрації у приміщенні при аварійному викиді газу. Наводяться результати обчислювального експерименту по прогнозу рівня забруднення повітряного середовища у виробничому приміщенні.

Разработана трехмерная численная модель расчета процесса распространения загрязняющих веществ в производственном помещении при аварийном выбросе токсичного газа. Модель основывается на численном интегрировании уравнения конвективно-диффузионного переноса примеси и на модели невязкой несжимаемой жидкости. Модель позволяет рассчитывать время образования взрывоопасной концентрации в помещении при аварийной утечке газа. Приводятся результаты вычислительного эксперимента по прогнозу уровня загазованности воздушной среды производственного помещения.

The 3D numerical model to simulate the toxic gas dispersion in industrial room after accident ejections was developed. The model is based on the K-gradient transport model and equation of potential flow. The model permits to calculate the time of appearance of concentration when the blast can take place. The results of numerical experiment of air pollution in industrial room are presented.

Введение

Одной из важных задач в области экологической безопасности является повышение качества прогнозной информации при распространении токсичных веществ в производственных помещениях после аварии с целью оценки масштабов возможных последствий аварий, выявления в производственном помещении зон взрывоопасных концентраций. Используемые на практике инженерные методики прогноза уровня загрязнения воздушной среды в производственных помещениях основываются, как правило, на аналитическом решении одномерного уравнения переноса примеси либо на применении балансового соотношения «приток – отток – накопление массы» для помещения (нульмерная модель).

На практике расчет динамики изменения уровня загазованности помещения при работе аварийной вентиляции осуществляют на базе зависимости [6]

$$C = C_{\text{пр}} + \frac{\bar{G}}{K_p} + \left[\left(C_1 - C_{\text{пр}} - \frac{\bar{G}}{K_p} \right) \right] \cdot \exp(-tK_p), \quad (1)$$

где $C_{\text{пр}}$ – концентрация загрязнителя в приточном воздухе, мг/м³;

K_p – кратность воздухообмена;

C – концентрация загрязнителя, мг/м³;

t – время, ч;

$\bar{G} = \frac{G}{V}$ – удельное, часовое выделение загрязнителя;

V – объем помещения, м³;

G – интенсивность выделения загрязнителя в воздушную среду помещения, мг/ч;

C_1 – начальная концентрация загрязнителя, мг/м³.

Данная зависимость представляет собой аналитическое решение уравнения материального баланса загрязнителя в помещении (нульмерная модель) [6]

$$V \frac{dC}{dt} = LC_{\text{пр}} + G - LC,$$

где L – воздухообмен, м³/ч.

Относительно приведенной выше расчетной зависимости, следует отметить следующее:

- модель определяет концентрацию загрязнителя C (токсичного газа) не в помещении, где произошла авария, а в удаляемом воздухе. Это не дает возможности проектировщику оценить степень загазованности воздуха в различных местах помещения, особенно в плохо проветриваемых местах (за технологическим оборудованием) и тем самым дезориентирует проектировщика относительно возможности возникновения вторичной аварии;

- модель не позволяет учесть влияние положения приточных и вытяжных отверстий на организацию движения воздушного потока внутри помещения и, следовательно, на динамику формирования зоны загрязнения в помещении, где произошла авария;

- модель не дает возможности учесть влияние технологического оборудования на процесс рассеивания токсичного газа в помещении.

Отметим, что указанная расчетная зависимость используется на практике как для прогноза уровня загазованности производственных помещений при аварии (при отсутствии работы аварийной вентиляции), так и при работе аварийной вентиляции.

На практике одним из важнейших вопросов является, в частности, расчет времени, когда будет достигнута взрывоопасная концентрация в помещении при аварийной утечке. Для решения этой задачи обычно используются эмпирические зависимости и расчетные формулы, основанные на балансовых соотношениях. Например, время образования взрывоопасной концентрации в помещении при неработающей вентиляции определяется по зависимости [3]

$$\tau = \frac{0.5C_n V}{g_0},$$

где g_0 – величина утечки газа; V – объем помещения; C_n – нижний концентрационный предел воспламенения.

Очевидно, что данная зависимость представляет собой балансовое соотношение и дает оценку времени, когда величина нижнего предела взрывоопасной концентрации будет достигнута в половине объема помещения. Данная зависимость не позволяет выявить зоны в помещении, где может быть достигнута взрывоопасная концентрация (например, в застойных зонах за технологическим оборудованием). При наличии вентиляции время образования взрывоопасной концентрации в помещении рассчитывается по зависимости [3]:

$$\tau = \frac{3600}{n} \ln \left(\frac{g_0}{g_0 - \frac{C_n n V}{72 \cdot 10^4}} \right),$$

где n – кратность воздухообмена.

Данная зависимость также дает лишь приближенную оценку для определения такой важной, с точки зрения экологической безопасности, величины, как τ .

В этой связи особую актуальность приобретает разработка теоретических методов прогноза распространения токсичных веществ в производственных помещениях химически опасных объектов, позволяющих учесть те существенные факторы, которые влияют на данный процесс и многочисленные сценарии аварийных выбросов (утечки, разливы и т.д.). Применение таких методов на практике позволит существенно повысить качество прогнозов и может служить научным обоснованием для принятия инженерных решений, направленных на минимизацию экологического ущерба и последствий аварий в производственных помещениях химически опасных объектов.

1. Математическая модель. Для моделирования процесса миграции загрязняющего вещества в производственном помещении будем использовать трехмерное уравнение переноса примеси [3, 4]

$$\frac{\partial C}{\partial t} + \frac{\partial uC}{\partial x} + \frac{\partial vC}{\partial y} + \frac{\partial (w-w_s)C}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_x \frac{\partial C}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_y \frac{\partial C}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu_z \frac{\partial C}{\partial z} \right) + \sum Q_i(t) \delta(r-r_i), \quad (2)$$

где C – концентрация загрязняющего вещества в помещении; u, v, w – компоненты вектора скорости воздушной среды; w_s – скорость оседания примеси; $\mu = (\mu_x, \mu_y, \mu_z)$ – коэффициент турбулентной диффузии; Q – интенсивность выброса токсичного вещества в помещении; $\delta(r-r_i)$ – дельта-функция Дирака; $r_i = (x_i, y_i, z_i)$ – координаты источника выброса.

Для расчета поля скорости воздушного потока в помещении, индуцированного работой вентиляции, делается допущение, что движение воздушной среды в помещении – потенциальное. В этом случае компоненты скорости воздушной среды определяются соотношениями

$$u = \frac{\partial P}{\partial x}, \quad v = \frac{\partial P}{\partial y}, \quad w = \frac{\partial P}{\partial z},$$

где P – потенциал.

Уравнение для определения потенциала имеет вид

$$\frac{\partial^2 P}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 P}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 P}{\partial z^2} = 0. \quad (3)$$

Постановка краевых условий для уравнения (1) рассмотрена в работе [3]. Для уравнения (3) ставятся следующие граничные условия:

- на твердых стенках $\frac{\partial P}{\partial n} = 0$, где n – единичный вектор внешней нормали;
- на входной границе (границы втекания воздушного потока в помещение) $\frac{\partial P}{\partial n} = V_n$, где V_n – известное значение скорости;
- на выходной границе $P = P^*(x = \text{const}, y) + \text{const}$. (условия Дирихле).

2. Метод решения. Численное интегрирование уравнения (2) осуществляется с использованием неявной попеременно-треугольной разностной схемы расщепления [3]. Для численного интегрирования уравнения (3) используется идея установления решения по времени, т. е. интегрируется уравнение вида

$$\frac{\partial P}{\partial \tau} = \frac{\partial^2 P}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 P}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 P}{\partial z^2},$$

где τ – фиктивное время.

Численное интегрирование данного уравнения проводится с использованием неявной разностной схемы условной аппроксимации. В разработанном пакете программ осуществляется также численное интегрирование уравнения (3) с помощью метода Либмана. Расчет поля потенциала проводится одновременно с использованием указанным методом с целью контроля результатов расчета.

3. Практическая реализация. Как уже отмечалось, одним из опасных последствий аварий может быть вторичная авария – взрыв, пожар в помещении, если в нем образовались зоны, где концентрации паров находится в определенных пределах и есть источник воспламенения [2]. Рассмотрим применение разработанной трехмерной численной модели для решения этой задачи. Параметры задачи: размеры помещения 10 м × 10 м × 10 м; воздухообмен – 2.77 м³/с; коэффициент диффузии – 0.1 м³/с; интенсивность выброса аммиака – $G=97$ г/с, выброс осуществляется на временном интервале [0...5 с]; координаты источника выброса: $x = 4.5$ м; $y = 4.5$ м; $z = 2.5$ м; шаг по времени $dt = 0.005$ с; подача воздуха и отвод его из помещения осуществляется через одно приточное и одно вытяжное отверстие, расположенное на противоположных стенках; концентрация аммиака в приточном воздухе $C_{пр}=0$. Расчет выполняется на «грубой» (реальной) разностной сетке 12×12×12 узлов.

Результаты решения данной задачи представлены в табл. 1. Здесь же показаны результаты расчета величины концентрации аммиака в помещении, полученные по аналитической модели (нульмерная модель) (1).

Таблица 1

Динамика загрязнения воздушной среды в помещении при аварийной утечке токсичного газа

t, c	$C_{\max}, \text{г/м}^3$ (расчет по разработанной трехмерной численной модели)	$C, \text{г/м}^3$ (расчет по аналитической модели)
2	98.97	0.19
3	107.30	0.29
4	112.90	0.38
5	115.57	0.48

Как видно из анализа данных, представленных в табл. 1, динамика загрязнения воздушной среды в помещении при аварийной утечке токсичного газа характеризуется ростом концентрации аммиака на рассматриваемом временном интервале. Обращает на себя внимание существенное различие значения concentra-

ции, определенной на базе аналитической модели и с помощью трехмерной численной модели. Этот факт объясняется тем, что в применяемой на практике аналитической модели, расчет выполняется не по реальной мощности источника выделения токсичного газа G , а по усредненной по объему помещения величине выброса. Таким образом, применение аналитической модели дает заниженное прогнозное значение концентрации токсичного газа в помещении при аварии. Отметим, например, что взрывоопасная концентрация для аммиака находится в диапазоне 107...200 г/м³, таким образом, этот предел уже будет достигнут через 3 с после аварии. Как видно, аналитическая модель не дает этого результата, что может дезориентировать проектировщика.

Выводы. В работе предложена трехмерная численная модель, на основе которой построен метод расчета динамики загрязнения воздушной среды в помещении при аварийной утечке токсичного газа.

Данная модель обладает рядом преимуществ, крайне важных для проектировщика: возможность учета влияния расположения технологического оборудования в помещении, положения приточных и вытяжных отверстий вентиляции, возможность моделирования различной формы облака токсичного газа, которое формируется на месте аварии; возможность моделирования выброса, утечки токсичного газа в любом месте помещения. Предложенная модель позволила впервые решить важную задачу в области экологической безопасности – прогнозирование процесса распространения загрязняющих веществ в производственных помещениях при авариях. Дальнейшее развитие данной модели должно быть направлено на создание численной модели для расчета рассеивания тяжелых газов в производственных помещениях.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Аварии и катастрофы. Предупреждение и ликвидация последствий. Уч. пос. в 5 кн. / Под ред. В. А. Котляревского и А. В. Забегаяева. – М.: Изд-во АСВ, 2001. – 200 с.
2. Згуровский М. З. Численное моделирование распространения загрязнения в окружающей среде / М. З. Згуровский, В. В. Скопецкий, В. К. Хрущ, Н. Н. Беляев. – К.: Наук. думка, 1997. – 368 с.
3. Крикунов Г. Н. Безопасность жизнедеятельности / Г. Н. Крикунов, А. С. Беликов, В. Ф. Залунин, В. Н. Довгаль. – Д.: УкО ИМА-пресс, 1995. – 196 с.
4. Марчук Г. И. Математическое моделирование в проблеме окружающей среды. – М.: Наука, 1982. – 320 с.
5. Самарский А. А. Теория разностных схем / 2-е изд., испр. – М.: Наука, 1983. – 616 с.
6. Эльтерман В. М. Вентиляция химических производств / 3-е изд., перераб. – М.: Химия, 1980. – 288 с.

Поступила в редколлегию 05.02.2008.

Ю. В. ЗЕЛЕНЬКО, ЧЖУ ЖУЙ, Л. А. ЯРЫШКИНА (ДИИТ), Т. М. ПУСТОВАРОВА (НМетАУ)

ПРИНЦИПЫ РАЗРАБОТКИ ЛИКВИДАЦИОННЫХ МЕРОПРИЯТИЙ ПРИ АВАРИЙНЫХ РАЗЛИВАХ НА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ МАГИСТРАЛЯХ

Розглянуто принципи та вимоги до розробки ліквідаційних заходів при аварійних емісіях небезпечних вантажів. Наведено структуру та механізм взаємодії відомчих та державних підрозділів з ліквідації наслідків аварій.

Рассмотрены принципы и требования к разработке ликвидационных мероприятий при аварийных эмиссиях опасных грузов. Приводится структура и механизм взаимодействия государственных и ведомственных подразделений по ликвидации последствий аварий.

The principles and requirements to development of elimination measures after emergency emissions of dangerous freights are considered. The structure and mechanism of interaction of state and departmental divisions on elimination of accident aftermaths are presented.

Наземный (железнодорожный и автомобильный) транспорт в промышленно развитых странах является одной из ведущих отраслей, оказывающих существенное влияние на экономику и характеризующихся значительным воздействием на окружающую среду.

Анализ экологических ситуаций, складывающихся в системе «транспорт – природа – человек», свидетельствует об обострении экологических проблем в отрасли и усилении негативных тенденций во многих звеньях транспортных технологий с точки зрения их влияния на природу [1]. Эти проблемы обусловлены опережающими темпами развития транспорта и особенностями его взаимодействия с объектами биосферы.

Одной из важнейших проблем техногенной безопасности является загрязнение окружающей среды во время транспортных аварий. Особенно это касается аварий на железнодорожном транспорте, при которых эмиссии токсичных и взрывопожароопасных веществ в окружающую среду весьма значительны. Среди грузов, которые транспортируются железнодорожным транспортом, особое место занимают нефтепродукты и неорганические кислоты (серная, соляная, плавиковая), объемы перевозок которых для транзитных стран, в частности Украины, имеют тенденцию к росту. По мнению ряда ведущих специалистов-экологов, этот вид транспортировки в ближайшем будущем получит определенные приоритеты. Это обстоятельство выдвигает обсуждаемую задачу в разряд актуальных, при этом особенно важно с учетом усиливающейся интеграции решать ее совместными согласованными действиями стран-членов ОСЖД.

Основными направлениями решения этой задачи являются:

- сбор объективной и полной информации об основных маршрутах движения экологиче-

ски опасных грузов по территориям стран-членов ОСЖД, состоянии подвижного состава и пути, а также имеющих место за последние годы аварийных ситуаций с этими грузами. Информация должна включать место, время и масштабы аварий, метеорологическую обстановку в районе аварии в момент ее свершения и последующие дни, данные о наличии наземных и подземных источников воды, а также данные о последствиях аварии для окружающей среды района;

- коллективный анализ полученной информации и выработка приоритетов в создании технологических процессов и образцов техники для ликвидации последствий аварий;
- создание средств современного мониторинга для определения динамики миграции загрязнителей в окружающей среде и определение возможностей их воздействия на растительный и животный мир, а также соответствия состава груза техническим характеристикам;
- проведение исследований и разработок в области возможности совместимости грузов с различными свойствами и выработка требований по подготовке подвижного состава к перевозке экологически опасного груза;
- разработка методов оценки экологического ущерба от аварий с экологически опасными грузами с целью выработки единой системы требований и мер ответственности за причиненный ущерб;
- разработка организационных мероприятий по ликвидации последствий, подготовка и издание соответствующей регламентирующей и справочной документации;
- поэтапная разработка технологических процессов, уменьшающих негативные последствия аварий с опасными грузами, проекти-

рование и создание соответствующих образцов техники;

- проведение испытаний образцов техники в составе ликвидационных поездов на полигонах, а также в реальных условиях;
- разработка методов переработки загрязненных почв с целью их восстановления или частичной утилизации продуктов, входящих в состав груза;
- разработка мероприятий по совершенствованию перевозочного процесса с участием опасных и токсичных грузов, включая механизацию погрузочно-разгрузочных работ, систему экспертной оценки состояния остатков, оптимизацию маршрутов и режимов движения и т. п.;
- разработка новых и совершенствование существующих конструкций подвижного состава для транспортировки опасных и токсичных грузов [2].

На каждом этапе необходимо предусмотреть периодическое проведение обмена информацией о состоянии разработок, направлении их дальнейшего развития и наличия аналогичных разработок в странах мирового сообщества.

Опыт работы по ликвидации последствий аварий по экологически потенциально опасным грузам (ЭПОГ) показывает, что эффективность организационных мероприятий в значительной степени зависит от способности их восприятия сложившимися производственно-управленческими структурами. Так как последние имеют свою специфику в различных странах, настоящие рекомендации могут в известной степени трансформироваться в процессе их использования в производственной деятельности стран-членов ОСЖД.

Типы физических процессов и направления ликвидации последствий аварийных ситуаций должны рассматриваться в каждом отдельном случае с учетом внешних факторов. Для сыпучих и твердых грузов это, как правило, однофазный процесс, для жидких и сжиженных ЭПОГ авария происходит в следующей последовательности:

- растекание вещества по поверхности грунта и системам водопроводов, канав и далее возможное попадание в низины или водоемы;
- испарение с пятна растекания (на грунте, в низине или на поверхности водоема) с дальнейшим формированием облака и его переноса ветром;
- фильтрация вещества в грунт из пятна или скопления в пониженных местах, с возможным попаданием в грунтовые воды.

Анализ работы ведомственных структур по ликвидации последствий аварий на железнодоро-

рожном транспорте Украины показал, что для эффективной ликвидации необходимы следующие подходы:

1. Разработка новых и переработка существующих нормативных документов (в т.ч. по правовым аспектам) ведомственных и государственных структур по ликвидации аварий, их взаимодействию между собой, контролю за качественными показателями устранения последствий аварий.

2. Совершенствование системы оперативного контроля состояния перевозимых экологически опасных грузов, включая сюда разработку эффективных датчиков состояния груза и подвижного состава, систем обработки информации и ее передачи.

3. Организация специальной структуры по контролю за перевозками опасных грузов с использованием существующих структур (система диспетчерского контроля).

4. Организация структуры по выработке и принятию решений по ликвидации последствий аварий (в т.ч. по оповещению населения близлежащих населенных пунктов).

5. Разработка эффективных технологий по нейтрализации опасных веществ и ликвидации их воздействия на окружающую среду [3].

Главными причинами аварийных ситуаций являются неудовлетворительное состояние основных производственных фондов, постоянные нарушения установленных требований (правил и норм) по безопасному ведению работ, низкая производственная, технологическая и трудовая дисциплина на предприятиях нефтегазового комплекса.

Значительное количество загрязненных нефтепродуктами подземных вод вынужденно используется для удовлетворения питьевых потребностей, несмотря на угрозу здоровью человека; это создает проблему в экологической безопасности многих государств и может привести к национальной катастрофе. В связи с этим возникла проблема предотвращения загрязнения, локализации и ликвидации загрязненных нефтепродуктами участков. Для того, чтобы ее решить, необходимо знать формы нахождения и законы распространения нефтепродуктов в геологической среде, определять их содержание в грунтах, воде и подземном воздухе, объемы и контуры накопления, параметры взаимодействия с составляющими среды, параметры удержания и проникновения, а также управлять перемещением нефтепродуктов, прогнозировать их «поведение», и затем разработать технологии очистки и восстановления грунтов различными методами.

При разработке технологий ликвидации экологических последствий транспортных аварий с опасными грузами нами учитывались особенности их миграции в окружающей

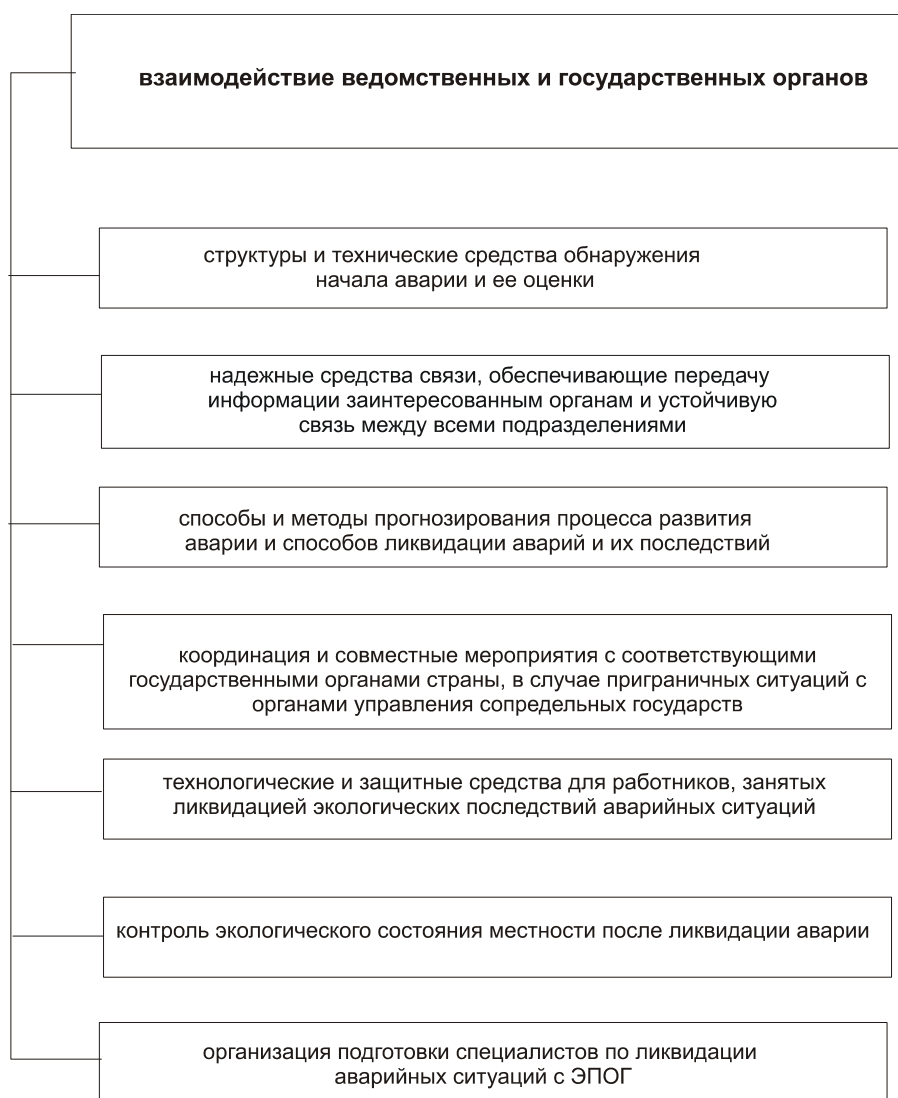


Рис. 1. Структурная схема системы мероприятий для ликвидации экологических последствий аварий с опасными грузами

среде, метеорологические условия, рельеф местности, состав и состояние грунта, возможность химического взаимодействия грузов с объектами окружающей среды, опасность попадания токсикантов в поверхностные водоемы или подземные водоносные горизонты. Среди технологических процедур ключевое значение имеют стадии локализации, химической нейтрализации или сорбции, сбора и утилизации полученных продуктов. Последние, в отдельных случаях, могут представлять определенную коммерческую ценность, что позволяет отнести соответствующие технологии к разряду ресурсо- или энергосберегающих. Отмечен ряд интересных и нетривиальных фактов физико-химического поведения отдельных компонентов в системах, включающих объекты биосферы, высказаны гипотезы об особенностях межчастичного взаимодействия, основанные на квантово-химических расчетах, а также результатах экспериментальных наблюдений в лабораторных и полевых условиях. Отдельные раз-

работки введены в нормативные документы и Рекомендации Организации Содружества Железных Дорог.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Зубко А. П. Екобезпека залізниць України. Нормативно-правові документи в 2 кн. / А. П. Зубко, В. Т. Таньшин, Д. В. Зеркалов – К.: Знання, 1999.
2. Плахотник В. Н. Экологические аспекты аварий на железных дорогах стран-членов ОСЖД / В. Н. Плахотник, В. И. Сираков, Ю. Я. Чернявский, Л. А. Ярышкина // Бюллетень ОСЖД, 1997, № 6, С. 7-9.
3. Плахотник В. Н. Природоохранная деятельность на железнодорожном транспорте Украины: проблемы и решения / В. Н. Плахотник, Л. А. Ярышкина, В. И. Сираков, В. Т. Таньшин. – К.: Изд-во «Транспорт Украины», 2001. – 244 с.

Поступила в редколлегию 26.02.2008.

ВПЛИВ ДЕЯКИХ ДЕФЕКТІВ МОСТОВИХ СПОРУД НА ЇХ ЕКСПЛУАТАЦІЙНУ ДОВГОВІЧНІСТЬ

Наведено недоліки організаційно-технічних засобів будівництва та експлуатації мостів в Україні та ставиться питання першочергового впливу гідроізоляції та водовідведення на виникнення дефектів несучих конструкцій мостових споруд.

Приведены недостатки организационно-технических средств строительства и эксплуатации мостов в Украине и ставится вопрос первоочередного влияния гидроизоляции и водоотвода на возникновение дефектов несущих конструкций мостовых сооружений.

The drawbacks of organizational and technical means of bridge construction and operation in Ukraine are presented. A problem of the primary impact of hydroisolation and water-disposal on occurrence of defects in load-carrying bridge structures is raised.

В ринкових умовах на сучасному етапі розробки концепції управління проектами в будівництві і реконструкції мостових споруд загострюється проблема координації зусиль всіх учасників будівництва і експлуатації у зв'язку з тим, що стара система централізованого управління галузі частково зруйнована. Тому нова концепція будівництва і реконструкції доріг повинна передбачати програми і плани із врахуванням регіональних розробок і інтересів, спрямованих на розвиток будівельних структур і інвестицій.

Реконструкція чи капітальний ремонт мостових споруд паралізує відносно велику частку транспортної мережі, порушує товарообіг з Європою, значно впливає на економіку, як правило, великого за площею прилеглого регіону. В цих умовах мостові споруди мають бути предметом особливої уваги як потенційне джерело економічної і соціальної безпеки.

На жаль, ні суспільство, ні владні структури України не вбачають в незадовільному стані транспортних споруд і відсутності системи їх експлуатації соціальної та економічної небезпеки для держави і не відносять їх до техногенних споруд.

Проведений аналіз технічного стану мостів і шляхопроводів по Східній Україні, отриманий за останні 10 років, показав, що вони мають незадовільний стан. В першу чергу, на нашу думку, це сталося тому, що експлуатація мостів і шляхопроводів в країні кинути на самовиживання. Існуючі організації дорожньої служби періодично підтримували будь-який експлуатаційний стан в основному тільки проїзної частини. Підтримка несучих конструкцій в експлуа-

таційному стані була до крайності мала, це призвело до аварійності багатьох споруд.

Оцінка фактичного стану мостів, що експлуатуються, за умов зниження їх довговічності і надійності, вимагає сучасних підходів до технічної діагностики споруд та матеріалів. Об'єктивна інформація про технічний стан мостів лежить в основі прогнозу останнього ресурсу споруд, що потрібен для розробки стратегії експлуатації, ремонту мостів і шляхопроводів.

В розрізі цих положень необхідно розглянути технічний стан мостових штучних споруд, як складових частин доріг, при цьому приходить констатувати, що процес управління їх станом донині не регламентовано, але існує система правил і вимог з утримання транспортних споруд на автомобільних дорогах. Ефективність управління технічним станом штучних споруд прямо пов'язана із стратгією реконструкції і ремонту в умовах недостатнього фінансування. Так історично склалось, що мостові споруди на вулицях та дорогах України розподіляються на мости державного і комунального підпорядкування. Перша категорія мостів була більш-менш під наглядом, хоча і тут мости завжди розглядались тільки як елемент дороги, тому спеціальні служби по їх експлуатації були відсутні. Друга категорія мостів, у зв'язку із завантаженістю комунальних служб іншими справами, була кинути на самовиживання.

Технічний стан мостів характеризується наявністю великої кількості дефектів і пошкоджень, які значно знижують експлуатаційну надійність. Великою проблемою є недостатня ширина габариту проїзду, пошкодження деформаційних швів і, в особливості, пошкодження

або повна відсутність гідроізоляції, на яку до останнього часу не звертали увагу. До найбільш розповсюджених пошкоджень несучих конструкцій відносять руйнування захисного шару бетону, вилугування із сталакитами, розморожування бетонного каменю, корозія арматури і закладних деталей, підрізка.

З часом ми все більше переконуємося в тому, що декларований нормами проектування мостів термін служби залізобетонних прогонових будов 100 років є нереальним. Причини зниження очікуваного ресурсу є на всіх стадіях життєвого циклу споруди. Зараз визначається, що зниження середнього терміну служби до 35...50 років закладається ще на стадії проектування споруди, тому що в проектному рішенні ніяк не відображаються умови і швидкість протікання деградації складових частин мостових споруд при незадовільній експлуатації.

При недостатньо якісному проектуванні і будівництві автодорожніх мостів та дуже недбалій їх експлуатації можуть виникати багаточисельні дефекти, що впливають на несучу здібність і довговічність споруд. Основною причиною виникнення дефектів прольотних будов мостів, на нашу думку, є:

- відсутність достатніх нормативних вимог до якості матеріалів і функціонального призначення нерозрахункових елементів, таких як, гідроізоляція і водовідведення, а також традиційно зневажливе відношення до них призвело при бурхливому застосуванні збірних залізобетону до катастрофічних наслідків. Антикорозійний захист залізобетонних конструкцій не виконується, низька якість матеріалів;

- низька культура виконання будівельних і ремонтних робіт, порушення технології їх виконання, порушення проекту;

- низька культура експлуатації споруд і повна відсутність сучасних спеціалізованих механізмів і пристроїв;

- в умовах обмеженого фінансування повсюдне порушення виконання поточних ремонтів та нормативних строків обстеження мостів.

Раніш існуючі норми проектування мостів дуже приблизно регламентували строк служби споруди і не розкривали його надійності. Припускалось, що додержання норм гарантує функціонування моста в проектний період, на протязі якого споруда експлуатується з необхідними вимогами до її експлуатації. Однак найбільш обґрунтовані нормативні документи

не можуть до кінця врахувати перемінність силових дій і фізико-механічні характеристики властивостей матеріалів. Не дивлячись на удосконалення методів розрахунків і застосування ЕОМ, однією із основних причин катастрофічних ситуацій при експлуатації мостів є ідеалізація вихідних передумов розрахунків і розрахункових схем, які не повною мірою відображають дійсні умови експлуатації споруди.

Нормативні документи з розрахунку залізобетонних елементів мостів не мають апарату керування довговічністю, не містять регламентацій з кількісної оцінки впливу на довговічність елемента фізичних і механічних характеристик матеріалів, кількісної оцінки впливу оточуючого середовища. Ця проблема стала особливо актуальною в останні 15...20 років, в міру того, як все більша кількість автодорожніх мостів України стає фізично застарілим.

На нашу думку, основною причиною руйнування несучих збірних залізобетонних конструкцій є пошкодження гідроізоляції.

Існуюча методика ямкового ремонту на мосту створює значну нерівність на покритті, крім того, руйнування деформаційних швів і просадки перехідних плит при в'їзді на міст призводить до значного збільшення динамічної дії транспорту на прольотні будови. Натурні дослідження показують, що величина динамічного коефіцієнта збільшується в два рази. Таким чином, неякісна гідроізоляція розбивається в перші 5 років, і в подальшому мостові споруди перетворюються на сито. Тобто вода, яка попадає на несучі конструкції прольотних будов і опор, викликає руйнування бетону і сталі, що значно знижує довговічність мостових споруд.

Вказаний стан мостового парку не є характерним тільки для України. У багатьох країнах спостерігається подібна картина, яка відображається у тематиці закордонних публікацій по мостах. Якщо більш як 10 років тому цим проблемам присвячувалось 10...15 % від всіх публікацій, то в останні 5 років – половина з них, а в Україні – більше 70 %.

У нас є впевненість в тому, що об'єднання зусиль наукових та виробничих організацій дозволить вирішити важливе завдання підвищення надійності та довговічності існуючих транспортних споруд України, якщо буде створена відповідна державна програма.

Надійшла до редколегії 11.10.2007.

В. И. БОЛЬШАКОВ, Ю. Л. САВИН, А. П. ПРИХОДЬКО, Л. С. САВИН,
В. Н. КУЛЬБАШНЫЙ (ПГАСА)

ФИЗИКО-ХИМИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ВОВЛЕЧЕНИЯ *d*-ЭЛЕМЕНТОВ ЧЕТВЕРТОЙ ГРУППЫ (ТИТАН, ЦИРКОНИЙ, ГАФНИЙ) ПРИ СИНТЕЗЕ СТРОИТЕЛЬНО-СИЛИКАТНЫХ МАТЕРИАЛОВ

У статті приведені дослідження фізико-хімічних основ залучення елементів четвертої групи (титану, цирконію, гафнію) при синтезі будівельно-силікатних матеріалів. Представлений фізико-хімічний підхід дозволяє залучати велику групу техногенних титановміщуючих напівпродуктів, концентратів, шлаків і шламов при виробництві будівельно-силікатних матеріалів і виготовляти вироби і конструкції для будівництва.

В статье приведены исследования физико-химических основ вовлечения элементов четвертой группы (титана, циркония, гафния) при синтезе строительно-силикатных материалов. Представленный физико-химический подход позволяет вовлекать большую группу техногенных титаносодержащих полупродуктов, концентратов, шлаков и шламов при производстве строительно-силикатных материалов и изготавливать изделия и конструкции для строительства.

In the paper the studies of physico-chemical grounds of involving the fourth group elements (titanium, zirconium, hafnium) for syntheses of construction silicate materials are presented. The physico-chemical approach proposed allows involving the great group of technogenic titanium-containing semi-products, concentrates, slags and slimes for production of construction silicate materials and manufacture the products and building structures.

Известно, что *d*-элементы четвертой группы (Ti, Zr, Hf) имеют на предвнешнем *d*-подуровне и внешнем *s*-подуровне по два электрона [1-5]. Все эти элементы проявляют валентное состояние 4, а титан и цирконий – 2-3. Устойчивость низких валентных состояний при переходе вниз по группе из *d*-элементов уменьшается, в то время как среди *p*-элементов той же группы (германий, олово, свинец) при переходе вниз устойчивость низких валентных состояний возрастает. Диоксид свинца PbO_2 – сильный окислитель, переходящий в ион Pb^{2+} , однако, гафний такими свойствами не обладает.

Невзирая на то, что изобарные потенциалы диоксидов титана, циркония и гафния – значительные отрицательные величины, тем не менее эти металлы на воздухе достаточно устойчивы. Они также достаточно устойчивы к воздействию различных химических соединений и реагентов. Это объясняется образованием на поверхности металлов прозрачных и очень устойчивых пленок диоксидов.

В табл. 1 приведены энтальпии образования оксидов и диоксидов *p*- и *d*-элементов четвертой группы. Анализируя эти данные, видим, что у диоксидов *p*-элементов (TiO_2 , SnO_2 , PbO_2) энтальпии образования численно понижается при переходе вниз по группе, а у *d*-элементов (TiO_2 , ZnO_2 , HfO_2) – наоборот, возрастают. В ряду (TiO_2 , SnO_2 , PbO_2) у первых двух устойчивость четырехвалентного состояния примерно одинакова, затем понижается. В ряду (TiO_2 ,

ZnO_2 , HfO_2), наоборот, устойчивость у четырехвалентного состояния возрастает. Что касается монооксидов *p*- и *d*-элементов третьей группы, то ясно видна значительно большая устойчивость монооксидов *d*-элементов (так же, как и их диоксидов). У тетрахлоридов металлов четвертой группы также наблюдается значительно большая устойчивость тетрахлоридов *d*-элементов (табл. 2). В ряду хлоридов ($TiCl_4$, $SnCl_4$, $PbCl_4$) четырехвалентное состояние падает (отрицательное значение $\Delta H_{обр}^0$ уменьшается). В ряду хлоридов *d*-элементов той же группы ($TiCl_4$, $SnCl_4$, $PbCl_4$), наоборот, устойчивость четырехвалентного состояния возрастает (отрицательное значение $\Delta H_{обр}^0$ возрастает).

Как видно из табл. 2, в ряду дихлоридов *p*-элементов $TiCl_2$, $SnCl_2$, $PbCl_2$, наоборот, устойчивость 2-валентного состояния также возрастает. Таким образом, сходство между двумя подгруппами IV группы во многих отношениях не слишком близкое. Отсюда вывод: важнейшее валентное состояние олова и особенно свинца – 2, а не четыре, у *d*-элементов – наоборот, 4, а не 2. Среди валентных состояний титана – 2, 3 и 4 – последнее наиболее распространено и эти соединения с 4-валентным титаном наиболее устойчивы.

Известно [6, 7], что соединения двухвалентного титана могут быть получены восстановлением металлическим титаном соединений титана в 4-валентном состоянии:

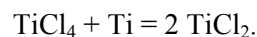
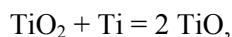


Таблица 1

Энтальпии образования оксидов и диоксидов

Период	Оксид	$\Delta H^\circ_{298, \text{обр}}$ кал/моль		Оксид	$\Delta H^\circ_{298, \text{обр}}$ кал/моль	
		<i>p</i> -элемент	<i>d</i> -элемент		<i>p</i> -элемент	<i>d</i> -элемент
IV	TiO ₂ eO ₂	-138700	-225500	TiO eO	-61000	-123900
V	ZrO ₂ SnO ₂	-138800	-260500	ZrO SnO	-68000	-157000
VI	HfO ₂ PbO ₂	-68100	-266000	HfO PbO	-52000	-

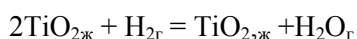
Таблица 2

Устойчивость хлоридов элементов

Период	Хлорид	$\Delta H^\circ_{298, \text{обр}}$ кал/моль		Хлорид	$\Delta H^\circ_{298, \text{обр}}$ кал/моль	
		<i>p</i> -элемент	<i>d</i> -элемент		<i>p</i> -элемент	<i>d</i> -элемент
IV	TiCl _{4,ж} eCl _{4,ж}	-129000	-191500	TiCl _{2,к} eCl _{2,к}	-42000	-120000
V	ZrO _{2,к} SnCl _{4,ж}	-126000	-234700	ZrCl _{2,к} SnCl _{2,к}	-79100	-145000
VI	HfCl _{4,ж} PbCl _{4,ж}	-78000	-250000	HfCl ₂ PbCl ₂	-86000	-148000

Монооксид титана TiO, в определенном отношении похож на оксиды щелочно-земельных металлов: он обладает основными свойствами, связь носит преимущественно ионный характер. Титан в двухвалентном состоянии – сильный восстановитель. Ионы Ti²⁺ восстанавливают воду с образованием водорода, поэтому растворы солей двухвалентного титана не существуют, даже кристаллический TiO разлагает воду.

Титан в трехвалентном состоянии также может быть получен восстановлением соединений четырехвалентного титана:



Оксид Ti₂O₃ обладает, как известно, основными свойствами. Ионы Ti³⁺ в водных растворах устойчивы, но проявляют восстановительные свойства с такими окислителями, как MnO₄, Fe³⁺ или кислород воздуха.

Известно, что диоксид титана TiO₂ в воде не растворим, однако растворим в сильных щелочах и кислотах. Что же при этом образуется? В растворах щелочей формируется титанат-ион. его простейшая формула Ti₂O₃ отвечает титановой кислоте H₂TiO₃, однако предполагается, что в растворе четырехвалентный титан находится в виде ионов [TiO₂(OH)₂]²⁻ или TiO₃²⁻ · H₂O. Гидратированный титан-ион – комплексный ион, в котором комплексообразователь Ti⁴⁺ обладает координационным числом 4. В сильноокислых растворах

ион Ti⁴⁺ не существует. Вместо него образуются, в зависимости от концентрации ионов водорода, ионы типа Ti(OH)³⁺, Ti(OH)₂²⁺, Ti(OH)₆⁴⁺ и др. Существование последнего иона наиболее вероятно. Свободный ион Ti⁴⁺ не обнаружен даже в ничтожно малой концентрации.

С увеличением валентного состояния тип связи в галогенидах существенно изменяется. Так, TiCl₂ и TiCl₃ – кристаллы. В кристаллической решетке TiCl₂ связь носит заметно ионный характер. В трихлориде TiCl₃ доля ионности понижается. Тетрахлорид титана – легкоиспаряющаяся жидкость, связи в молекуле TiCl₄ уже не несут ионного характера и близки к ковалентным.

Цирконий и гафний по физическим и химическим свойствам очень похожи друг на друга. Между лантаном и гафнием (№ 57 и № 72) располагаются 14 элементов, у которых заполняется третий снаружи *f*-подуровень. В ряду *f*-элементов размеры атомов и ионов понижаются. В связи с этим гафний и близок к цирконии. Оксиды ZrO₂ и HfO₂ более основны по сравнению с TiO₂ из-за больших размеров ионов Zr⁴⁺ и Hf⁴⁺. Диоксиды циркония и гафния поэтому хуже растворимы в щелочах и лучше в кислотах. Соли циркония и гафния в водных растворах менее гидролизваны по сравнению с солями титана (IV), однако и у этих элементов свободные ионы Zr⁴⁺ и Hf⁴⁺ в водных растворах также не обнаружены.

Таким образом, представленный физико-химический подход позволяет вовлекать большую группу техногенных титаносодержащих полупродуктов, концентратов, шлаков и шламов при производстве строительно-силикатных материалов и изготавливать изделия и конструкции для строительства, ремонта и восстановления искусственных инженерных сооружений транспортного и гидротехнического назначения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Некрасов Б. В. Основы общей химии. Т. 1, 2. – М.: Химия, 1973.
2. Полинг Л. Общая химия. – М.: Мир, 1974.
3. Кемпбел Д. Современная общая химия. Т. 1-3. – М.: Мир, 1975.
4. Ахметов Н. С. Неорганическая химия. – М.: Высш. шк., 1975.
5. Писаржевский Л. В. Электрон в химии. Сб. тр. – К.: АН УССР, 1956.
6. Щукарев С. А. Лекции по общему курсу химии. – Л.: Изд-во ЛГУ, 1962.
7. Куколев Г. В. Химия кремния и физическая химия силикатов. – М.: Высш. шк., 1966.
8. Сергеев В. В. Металлургия титана / В. В. Сергеев, Н. В. Галицкий. – М.: Metallurgia, 1971.
9. Лугинский Г. П. Четыреххлористый титан. М.-Л.: Государственное издательство оборонной промышленности, 1939.
10. Савин Л. С. Галогеносодержащие ферриты и поверхностно-активные вещества в технологии эмалирования стали. Автореф. дисс. на соискание уч. ст. д. т. н. – К., 1987.
11. Большаков В. И. Элементы синергетики в бетонедении / В. И. Большаков, Ю. Л. Заяц, Л. С. Савин, Ю. Л. Савин // Строительство: Сб. науч. тр. ДИИТа, Вып. 6. – Д., 1999. – С. 12-18.
12. Савин Ю. Л. Теплоизоляционный композиционный материал с улучшенными эксплуатационными характеристиками / Межвуз. сб. науч. тр. «Ресурсосберегающие технологии в транспортном и гидротехническом строительстве», Вып. 3. – Д., 1997.

Поступила в редколлегию 05.11.2007.

УЧЕТ ПЕРЕМЕННОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ БЕТОНА В РАННЕМ ВОЗРАСТЕ ПРИ МОДЕЛИРОВАНИИ КРЕПИ ВЕРТИКАЛЬНЫХ СТВОЛОВ

Проаналізована суміщена технологічна схема будівництва вертикальних стволів. Досліджений вплив міцнісних властивостей твердіючого бетону на взаємодії системи «кріплення – масив» за допомогою чисельного моделювання. Дані рекомендації щодо вдосконалення технології кріплення глибоких стволів з метою забезпеченні стійкості і безремонтної підтримки стволів в процесі їх експлуатації.

Проанализирована совмещенная технологическая схема строительства вертикальных стволов. Исследовано влияние прочностных свойств твердеющего бетона на взаимодействия системы «крепь – массив» с помощью численного моделирования. Даны рекомендации по совершенствованию технологии крепления глубоких стволов с целью обеспечения устойчивости и безремонтного поддержания стволов в процессе эксплуатации.

The combined technological chart for building of vertical shafts is analysed. The influence of strength properties of hardening concrete on interactions of the system «timber – massif» is explored by means of numerical simulation. The recommendations on perfection technology for timbering of deep shafts with a purpose of providing the durability and non-repair maintenance of shafts in the process of their exploitation are offered.

Вертикальные стволы в Донбассе в настоящее время сооружаются и эксплуатируются в самых разнообразных горно- и гидрогеологических условиях, усложняющихся с увеличением глубины разработки месторождений полезных ископаемых. Отличаясь своей уникальностью и важностью в производственном комплексе горнодобывающего предприятия, они требуют постоянного поиска и разработки эффективных решений по интенсификации их строительства и безремонтной эксплуатации [1], что, в свою очередь, является актуальной научно-технической проблемой развития угольной промышленности Украины. Особенно важным является вопрос податливости монолитной бетонной крепи вертикальных стволов шахт с учетом стадий твердения бетона в призабойной зоне и оценка влияния изменяющейся податливости крепи в раннем возрасте на область ее применения.

В настоящее время возведение вертикальных стволов осуществляется по совмещенной технологической схеме. Проанализируем особенности возведения монолитной бетонной крепи по данной технологии.

После укладки бетонной смеси за опалубку, она постепенно набирает прочность и обжимается смещающимся внутрь ствола массивом. В этот момент времени опалубку и твердеющий бетон можно рассматривать как двухслойную крепь с жестким внутренним слоем и внешним податливым слоем, обладающим ярко выра-

женными свойствами пластичности и ползучести и в целом не препятствующую процессу деформирования пород.

Загружение бетонной крепи происходит после отрыва опалубки от возведенной заходки, когда набравший распалубочную прочность бетон начинает сопротивляться радиальным смещениям в ствол породного массива.

Рассмотрим ближайшие к забою 7 заходок крепи в момент времени отрыва и установки опалубки от последнего возведенного кольца бетона.

Отставание последнего возведенного кольца крепи от забоя составит $h_3 + h_{отс}$ и при стандартной высоте опалубки 4 м изменяется, как правило, в пределах 4.5...6 м.

Срок твердения бетона исследуемых заходок определяется продолжительностью проходческого цикла. При четком соблюдении цикличного графика ведения работ возраст бетона ближайших к забою заходок в любой момент времени можно определить из выражения

$$T_n = t_1 + (n - 1) \cdot t_{ц}, \quad (1)$$

где n – номер заходки, считая от забоя ствола; t_1 – срок твердения бетона последней возведенной заходки; $t_{ц}$ – продолжительность проходческого цикла.

Прочность бетона на сжатие, определяющая несущую способность крепи, является функцией возраста бетона и увеличивается в направле-

нии от забоя ствола.

Таким образом, призабойное пространство ствола, возведенного по совещенной схеме, представляет собой систему заходок монолитной бетонной крепи разной прочности, а соответственно и разного сопротивления. Рассмотрим, как влияет прочность бетона крепи в раннем возрасте на взаимодействие системы «крепь – массив».

Данная система имеет ряд особенностей, которые нельзя учесть в постановке плоской деформации. Необходим анализ объемной расчетной схемы и использование численных методов моделирования.

В связи с этим было выполнено компьютерное моделирование призабойного участка ствола, выполненного методом конечных элементов в программном комплексе «Лира-9.0» в объемной постановке, рассмотрен расчетный случай взаимодействия монолитной бетонной крепи в призабойной зоне ствола, представленной однородным массивом.

На первом этапе расчетов глубина ствола принята равной 500 м, диаметр ствола в свету 6.0 м, модуль деформации пород $10 \cdot 10^3$ МПа, толщина крепи 300 мм, проектный класс бетона В20.

При выполнении расчетов варьировались модуль деформации и прочность бетона на сжатие ближайших к забою семи заходок крепи согласно полосе значений относительной прочности бетона в возрасте 1...7 суток (в долях от 28 сут. прочности), полученной для составов, широко используемых при креплении стволов.

В результате расчета конечно-элементных моделей при различных глубине и физико-механических свойствах вмещающих пород определялись перемещения точек крепи и все компоненты тензора напряжений.

Оценка прочности монолитной бетонной крепи, с учетом малой величины вертикальных и радиальных главных напряжений, производилась согласно условию

$$\sigma_1 \leq R_b, \quad (2)$$

где σ_1 – величина главных нормальных тангенциальных напряжений в крепи; R_b – расчетное сопротивление бетона сжатию.

При выполнении исследований были рассмотрены следующие варианты параметров крепи:

1. Прочность крепи всех заходок равна проектной прочности бетона.
2. Прочность ближайших к забою 7 заходок крепи различна, соответствует фактическому

возрасту бетона и варьируется в зависимости от скорости твердения бетона и скорости проходки.

Таким образом, в первом случае рассматривается крепь равного сопротивления, а во втором – крепь переменного сопротивления, которое возрастает от забоя ствола по логарифмическому закону.

Для оценки изменения общей податливости крепи по результатам расчетов определялся параметр податливости крепи $\Delta\delta$:

$$\Delta\delta = \frac{u_L(p)_{\text{тв.б}}}{u_L(p)_{\text{пр.б}}}, \quad (3)$$

где $u_L(p)_{\text{тв.б}}$ – величина смещений внешней поверхности крепи из твердеющего бетона к моменту установления статического равновесия в системе «крепь – массив»; $u_L(p)_{\text{пр.б}}$ – аналогичная величина смещений внешней поверхности крепи из бетона проектной прочности.

Исследования показали, что статическое равновесие в призабойной зоне ствола наступает на высоте 4...5 диаметров ствола от отметки забоя. При продолжительности проходческого цикла 24 ч бетон крепи на этой высоте имеет семисуточную прочность. Исходя из этого, получена зависимость показателя $\Delta\delta$ от величины модуля упругости бетона крепи в возрасте 7 сут:

$$\Delta\delta = 0.0011E_7^2 - 0.378E_7 + 1.474.$$

В целом учет стадии твердения бетона в призабойной зоне при исследовании совместной работы крепи и массива увеличивает величину податливости монолитной бетонной крепи на 13...22 % в рассмотренном диапазоне, при этом изменение податливости обеспечивается варьированием прочностных свойств твердеющего бетона.

Для оценки влияния величины податливости крепи на ее напряженно-деформированное состояние (НДС) был произведен расчет конечно-элементной модели призабойного участка с крепью из твердеющего монолитного бетона с низкой и высокой скоростью набора прочности бетона, описываемой следующими зависимостями

$$R_T/R_{28} = 0.3342\ln(T) + 0.2709;$$

$$R_T/R_{28} = 0.2555\ln(T) + 0.0707,$$

где R_T – прочность бетона в рассматриваемом возрасте; T – возраст бетона; R_{28} – проектная прочность бетона.

Расчет проведен при толщине крепи 250 мм, проектном классе бетона В25, модуле деформации вмещающих пород $15 \cdot 10^3$ МПа. Остальные параметры модели приняты аналогично рассмотренным выше.

НДС крепи оценивалось путем определения максимальных эквивалентных напряжений в каждой заходке в соответствии с теорией прочности О. Мора.

Полученные данные показали, что при медленном наборе прочности статическое равновесие в системе «крепь – массив» наступило при величине напряжений в крепи $\sigma_3 = 6.38$ МПа, а в случае ускоренного набора прочности – при $\sigma_3 = 8.4$ МПа.

Очевидно, что дальнейший набор прочности пошел в запас несущей способности крепи, составившим в первом случае 8.21 МПа, во вто-

ром – 6.1 МПа. Если бы крепь в призабойном пространстве сразу имела проектную прочность, то величина эквивалентных напряжений составила бы $\sigma_3 = 12.1$ МПа, запас несущей способности 2.4 МПа.

В то же время установлено, что при медленной скорости твердения бетона величина эквивалентных напряжений в ближайшей к забою заходке крепи больше прочности бетона в рассматриваемый момент времени

Учитывая, что при различной скорости набора прочности бетона сохраняется логарифмический закон ее изменения, можно рассмотреть зависимость параметра $\Delta\delta$ от соотношения между модулем упругости бетона в проектном (E_{28}) и 7-ми суточном (E_7) возрасте (рис. 1).

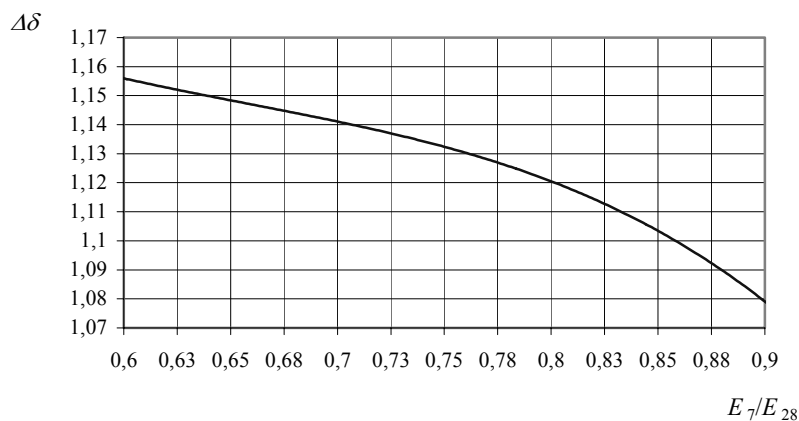


Рис. 1. Изменение сопротивления крепи в зависимости от отношения E_7/E_{28}

Из графика видно, что при росте соотношения E_7/E_{28} параметр $\Delta\delta$ уменьшается по гиперболической зависимости, при этом учет стадии твердения бетона в призабойной зоне увеличивает величину податливости монолитной бетонной крепи на 8...16 % в рассмотренном диапазоне. Таким образом, можно сделать вывод о возможности ограниченного изменения общей податливости крепи путем варьирования скорости твердения бетона в раннем возрасте.

Для оценки влияния изменяющейся податливости крепи в раннем возрасте на область ее применения были построены зависимости $\sigma_1(u_L)$ для монолитной бетонной крепи от момента вступления ее в работу до наступления статического равновесия в системе «крепь – массив». На рис. 2 представлен пример зависимостей $\sigma_1(u_L)$, полученных при расчете призабойной зоны с крепью проектной прочности ($E_{пр}$), а также при взаимодействии массива с

крепью изменяющегося сопротивления, скорость твердения бетона которой характеризуется соотношениями $E_7/E_{28}=0.4$ и $E_7/E_{28}=0.7$. Глубина рассматриваемого участка составила 500 м, вмещающий массив представлен породами с модулем деформации $E_0=10 \cdot 10^3$ МПа, коэффициентом поперечной деформации $\nu_0=0.3$. В соответствии с условием прочности (1) бетон крепи класса В15 без учета стадии твердения бетона в данных условиях эксплуатироваться не может. В случае учета данной стадии запас несущей способности крепи при отношении $E_7/E_{28}=0.7$ составляет 0.16 МПа, а при $E_7/E_{28}=0.4$ – 1.1 МПа.

Аналогичные исследования в различных условиях показали, что при проектировании параметров крепи учет стадии набора прочности бетона в призабойной зоне увеличивает область применения монолитной бетонной крепи, сооружаемой по совмещенной технологической схеме.

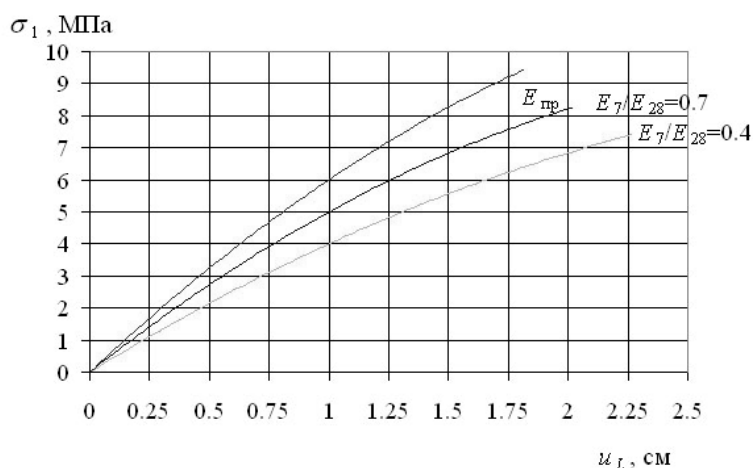


Рис. 2. График изменения НДС монолитной бетонной крепи в призабойной зоне ствола при различном сопротивлении бетона

Также была выполнена оценка влияния скорости проходки на НДС (напряженно-деформированное состояние) крепи в призабойной зоне. Скорость твердения бетона в раннем возрасте была принята постоянной, а варьировалась продолжительность проходческого цикла.

На рис. 3 представлены эпюры напряжений монолитной бетонной крепи и набора прочно-

сти бетона в призабойной зоне ствола диаметром 6 м крепи толщиной 250 мм, проектном классе бетона В15 при продолжительности цикла 18 и 30 часов. Как видно из рис., запас несущей способности твердеющей крепи при скоростной проходке на 20...35 % ниже, чем при нормативной продолжительности цикла. Аналогичные результаты получены и в других исследованиях.

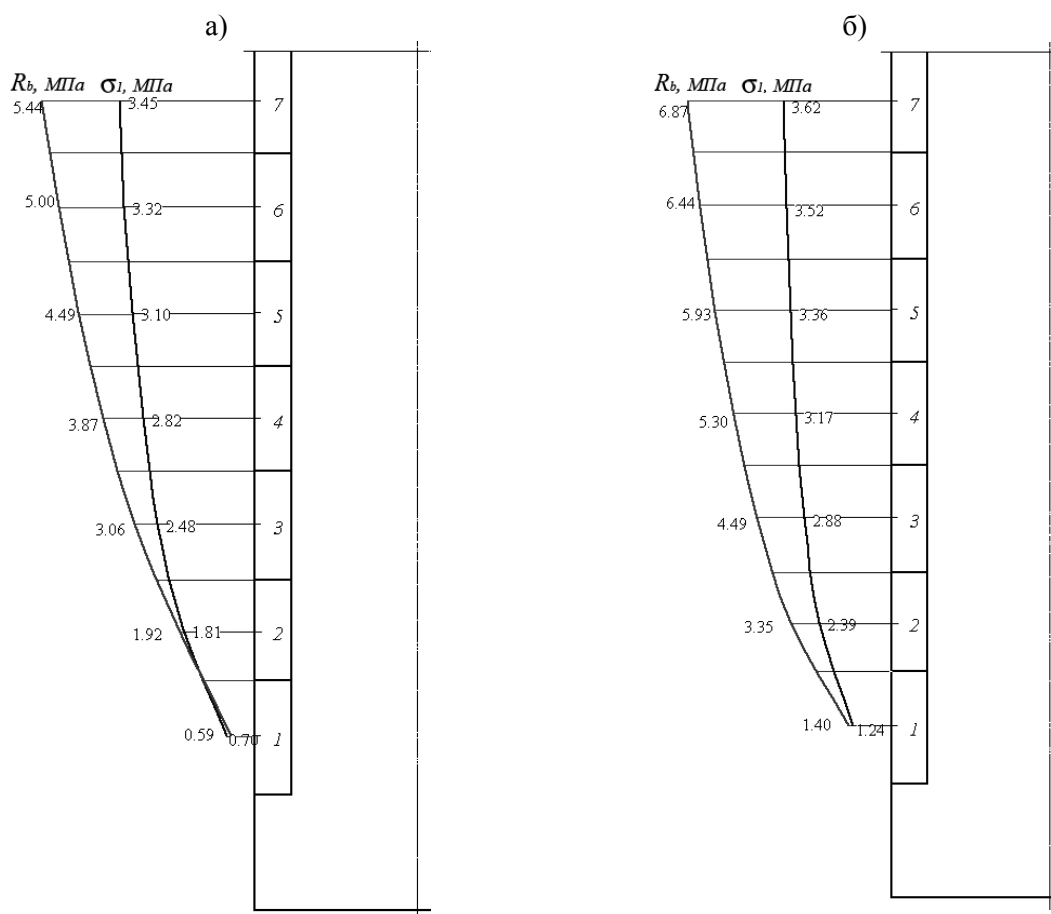


Рис. 3. Эпюры напряжений и прочности бетона твердеющей крепи в призабойной зоне при продолжительности проходческого цикла 18 ч и 30 ч

В целом изменение скорости проходки не оказывает существенного влияния на соотношение между напряжениями и деформациями при достижении статического равновесия в системе «крепь–массив», которое при высокой скорости проходки наступает на большем удалении от забоя ствола.

В то же время, интенсивное нагружение крепи в раннем возрасте может нарушить процесс естественного твердения бетона, привести к нарушению его структуры, развитию трещиноватости, что повлечет за собой снижение несущей способности и водонепроницаемости крепи, уменьшение ее долговечности.

Вследствие этого при организации скоростной проходки используют составы бетона с ускоренным набором прочности, позволяющие повысить несущую способность крепи в раннем возрасте, но уменьшающие ее общую податливость.

В настоящее время в Украине и странах СНГ наибольшее распространение получила совмещенная технологическая схема проходки стволов, доля которой составляет 95...98 % [1]. Эта схема и применяемое оборудование позволяют получить стабильную техническую скорость проходки ствола 75 м/мес. При высоком уровне организации работ достигается скорость проходки 100 м/мес. и более.

Однако, наряду с явными преимуществами совмещенная схема обладает целым рядом трудноустраняемых недостатков, влияющих на технико-экономический уровень и качество проходки и крепления ствола. Ряд последних исследований в этой области показывает, что применение совмещенной технологической схемы проходки негативно сказывается на качестве монолитной бетонной крепи. Это связано с тем, что при возведении крепи из быстротвердеющего бетона непосредственно за продвижением забоя в глубоких стволах возникают значительные нагрузки за счет конвергенции вмещающих пород, которые неблагоприятно влияют на крепь и могут привести к ее разру-

шению. Кроме того, при проходке по совмещенной технологической схеме буровзрывные работы производятся в непосредственной близости от бетонной крепи и воздействуют на бетон в ранней стадии твердения, что приводит к образованию дефектов на микроуровне и, в конечном результате, к снижению качества крепи.

Повысить качество крепи можно применением последовательной или параллельной технологических схем, при которых наблюдается разгрузка вмещающих пород до возведения постоянной крепи и снижение нагрузки на крепь на 12...15 %.

Таким образом, проведенные исследования показали, что учет фазы взаимодействия твердеющей крепи в призабойной зоне позволяет более точно осуществлять проектирование крепи. Путем варьирования прочностных свойств бетона можно осуществлять ограниченное управление системой «крепь–порода» при проходке ствола по совмещенной схеме, при этом оценка прочности крепи должна осуществляться с учетом стадии твердения бетона, однако, в целом выполненный анализ показал, что при организации скоростной проходки ствола по совмещенной технологической схеме необходимо учитывать возможное уменьшение области применения крепи.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Борщевский С. В. Современное направление развития технологии сооружения вертикальных стволов шахт. Сб. науч. тр. НГУ, №17, т.1. – Д.: РИК НГУ, 2003. – С. 406-412.
2. Булычев Н. С. Механика подземных сооружений. Учеб. для вузов. – М.: Недра, 1994. – 382 с.
3. Баклашов И. В. Геомеханика: Учебник для вузов. В 2 т. – Т.2. Геомеханические процессы / И. В. Баклашов, Б. А. Картозия, А. Н. Шашенко, В. Н. Борисов – М.: Изд-во МГТУ. 2004. – 249 с.

Поступила в редколлегию 25.10.2007.

С. В. БОРЩЕВСКИЙ, В. И. КАМЕНЕЦ, А. А. ДРЮК (ДонНТУ)

СПОСОБ ВОЗВЕДЕНИЯ НАБРЫЗГ-БЕТОННОЙ КРЕПИ В ВЕРТИКАЛЬНЫХ ВЫРАБОТКАХ

Проаналізований спосіб зведення набрызг-бетонної кріпії в свердловинах великого діаметру. Запропонований варіант розрахунку товщини набрызг-бетонної кріпії при використанні даного способу. Рекомендовано вдосконалення технології кріплення свердловин великого діаметру з метою забезпечення стійкості і економії засобів при зведенні кріплення вертикальних виробок.

Проанализирован способ возведения набрызг-бетонной крепи в скважинах большого диаметра. Предложен вариант расчета толщины набрызг-бетонной крепи при использовании данного способа. Даны рекомендации по совершенствованию технологии крепления скважин большого диаметра с целью обеспечения устойчивости и экономии средств при сооружении крепи вертикальных выработок.

The method of building the spill-concrete walls in mine holes of large diameter is analyzed. The variant of calculation of thickness of spill-concrete walls using such a method is offered. The recommendation on perfection of technology of timbering the mine holes of large diameter with a purpose of providing the durability and cost efficiency during the building of walls in vertical mines is proposed.

Развитие промышленности в Украине неизбежно связано со строительством новых и реконструкцией действующих угольных шахт для обеспечения страны углём.

Главным фактором роста эффективности строительного производства и улучшения работы шахтостроительных организаций по увеличению объёмов строительства является рост производительности труда на основе применения более совершенной техники и технологии производства работ, внедрение новых материалов и конструкций, снижение трудоёмкости работ, повышение уровня механизации выдачи разрушенной породы при проходке стволов.

Решению поставленных задач в области проходки вертикальных горных выработок в полной мере соответствует способ бурения.

Прогрессивная технология проходки вертикальных горных выработок способом бурения характеризуется тем, что без присутствия людей в забое выполняются основные технологические процессы: разрушение породы, выдача её из забоя и возведение крепи. Кроме того, для способа бурения характерна высокая степень механизации технологических процессов (численность рабочих при бурении в 3-4 раза меньше, чем при проходке буровзрывным способом). Этот способ всё шире применяется при проходке скважин большого диаметра и шахтных стволов малого диаметра практически в любых горно- и гидрогеологических условиях. Особенно эффективно применение способа бурения при реконструкции действующих шахт: сооружение фланговых вентиляционных, кон-

диционирующих, коммуникационных стволов и скважин.

В Украине для этого применяют бурильные установки РТБ и фирмы «WIRTH» L-35 (рис. 1), L-35М. Технические характеристики установок приведены в табл. 1.



Рис. 1. Бурильная установка «WIRTH» L-35

При сооружении скважин большого диаметра (2,3 м в свету) примерные соотношения затрат времени и денежных средств, усреднённые по Донбассу, имеют следующие значения: на транспортирование оборудования, монтаж, демонтаж, возведение временных зданий, соору-

жений, устья ствола соответственно 22.32 и 6.49 %; на бурение 49.12 и 68.91 %; на возведение крепи 28.56 и 24.6 %.

Отсюда следует, что для повышения темпов и эффективности бурения необходимо дальнейшее совершенствование данных процессов.

Таблица 1

Технические характеристики установок РТБ и фирмы «WIRTH»

Параметры	РТБ	L-35	L-35M
Способ бурения	реактивно-турбинный	роторный	роторный
Способ промывки	прямая	обратная	обратная
Эффективные диаметры бурения, м	0.7...0.5	2.6...4.0	3.2...4.7
Эффективная глубина бурения, м	2000 ...200	1000...700	800...600
Установленная электрическая мощность, кВт	1500...2500	800	800
Питающее напряжение, В	6000	200	200
Продолжительность монтажа, сутки	90	20	25
Численность рабочих в смене, чел.	5	6	6

Анализ состояния техники и технологии в этом плане показывает, что перспективным направлением является совершенствование технологии крепления скважин большого диаметра с использованием набрызг-бетонной крепи, а теоретическое обобщение и разработка технологических решений её применения – актуальная научно-техническая задача.

При набрызг-бетонировании используется центробежная растворометательная машина (рис. 2).

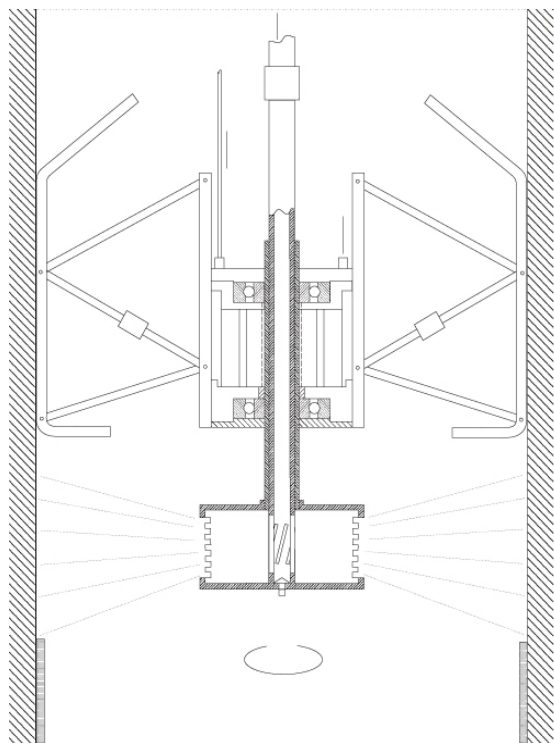


Рис. 2. Схема центробежной растворометательной машины

Растворометательная машина с направляющими, определяемыми диаметром скважины, крепится к несущему канату и опускается на заданную глубину. После начала процесса смешивания цементный раствор закачивается в метательное устройство, приведенное во вращение пневмодвигателем. При вращении метательной головки раствор набрызгивается радиально на стенки скважины и уплотняется на них, в то время как все устройство медленно поднимается лебедкой. Толщина образовавшегося слоя при заданном диаметре скважины определяется подачей цемента и скоростью подъема. За один цикл прохода машины наносится слой толщиной до 15 мм. Такая толщина обделки может быть приемлемой в тех случаях, когда речь идет о вертикальных горных выработках круглого сечения площадью от 3 до 6 м². кроме того, требуется, чтобы конвергенция стенок завершилась в стадии нанесения обделки.

Стабилизирующий, выравнивающий и уплотняющий эффект крепления скважин набрызг-бетоном достигается уже тогда, когда толщина слоя составляет всего несколько миллиметров. Как показала практика, тонкие оболочки сохраняют заданные свойства даже в условиях сдвижения пород. Толстостенные цементные или бетонные оболочки пока еще нуждаются в практическом подтверждении аналогичных качеств.

Скважины большого диаметра крепятся окончательно, как правило, после полного завершения бурения. Но в особых случаях может понадобиться крепление их участками, по мере

подвигания забоя расширения скважины. Рассмотренная выше технология такую возможность предоставляет.

Соответственно горно-геологическим данным, породы Донбасса следует отнести к первому типу по характеру длительного деформирования согласно классификации Ю. М. Либермана, в качестве реологического уравнения состояния которых в рамках теории упруго-вязко-пластической среды может быть принята теория наследственной ползучести, позволяющая описывать деформирование горных пород во времени с учетом истории нагружения, т.е. от последовательности и продолжительности указанных выше технологических операций [1, 2]. При вводе крепи в контакт с породными стенками в начальный момент времени крепь не испытывает нагрузок со стороны пород. В дальнейшем развивается давление на крепь вследствие ползучести пород. Определение давления пород на крепь рассматривается при решении плоской задачи взаимодействия крепи скважины с массивом при принятии массива пород линейной наследственной средой.

$$u = \frac{\lambda \cdot \gamma \cdot h - \sigma(t_1)}{2G_{t1}} + \frac{\sigma(t_1) - \sigma(t_2)}{2G_{t2}} + \frac{\sigma(t_2) - \sigma(t_3)}{2G_{t3}} + \frac{\sigma(t_3) - \sigma(t_4)}{2G_{t4}}, \text{ м.} \quad (2)$$

где λ – коэффициент бокового давления в массиве пород, при отсутствии данных экспериментального определения принимаемый согласно [3]; γ – удельный вес вмещающих пород, кН/м³; $\sigma(t_i)$ – устанавливаемое напряжение в породном массиве, МПа (1 – в результате изменения напряжений при бурении скважины; 2 – в результате снятия напряжений при замене бурового раствора на техническую воду; 3 – в результате снятия напряжений при откачке скважины; 4 – в результате снятия напряжений на незакрепленном участке скважины); G_{ti} – временная функция модуля сдвига породы, МПа.

Величину суммарных смещений породных обнажений протяженного участка скважины единичного радиуса u (мм), для пород Российского Донбасса приближенно можно определить по следующей формуле:

Принимая во внимание, что деформации ползучести пород вызываются только «снимаемыми» напряжениями, обусловленными сооружением выработки, пользуясь принципами суперпозиции и наследственности, справедливыми для линейной наследственной среды, уравнение для смещений поверхности контакта между крепью скважины и массивом пород будет иметь вид:

$$P_{кр} = \frac{u}{0.75 \cdot \left(\frac{R}{R-C} \right)^2 + 1.25} \cdot \frac{E_{кр} \cdot \left(\left(\frac{R}{R-C} \right)^2 - 1 \right)}{1} \quad (1)$$

где $P_{кр}$ – давление пород на крепь, МПа; R – радиус скважины в бурении, м; C – толщина крепи, м; $E_{кр}$ – модуль упругости породы, МПа; u – суммарные смещения породных обнажений скважины единичного радиуса ($R = 1,0$ м) с момента ее бурения до момента ее крепления,

$$u = k_1 k_2 k_3 k_4 (AH^2 + BH + C) E \frac{h}{H}, \text{ м} \quad (3)$$

где k_1 – коэффициент, учитывающий изменение времени релаксации горных пород, принимаемый равным $k_1 = 1.05$; k_2 – коэффициент, учитывающий изменение коэффициента Пуассона горных пород, принимаемый равным $k_2 = 1.1$; k_3 – коэффициент, учитывающий скорость выполнения технологических операций, принимаемый согласно табл. 2; k_4 – коэффициент, учитывающий величину отставания возведения крепи, принимаемый равным $k_4 = 0.8$ для случая крепления скважины вслед за откачкой бурового раствора при глубине скважины до 100 м, расположенной в сланцах глинистых слабых, и $k_4 = 1.0$ – для всех остальных случаев; A, B, C – расчетные параметры, учитывающие характеристику вмещающих пород и проектную глубину скважины H , принимаемые согласно табл. 3.

Таблица 2

Значение коэффициента k_3

Литологический состав пород	Значение коэффициента k_3 , при скорости технологических операций, м/сут		
	1.0	3.0	5.0
Сланец глинистый крепкий	1.028	1.000	0.994
Сланец глинистый слабый, $H < 400$ м	1.125	1.000	0.940
Сланец глинистый слабый, $H > 400$ м	1.033	1.000	0.990
Сланец песчаный	1.100	1.000	0.978
Песчаник	1.020	1.000	1.000

Таблица 3

Расчетные параметры A, B, C

Литологический состав пород	Расчетные параметры		
	A	B	C
Сланец глинистый	$5.433 \cdot 10^{-14}$	$5.150 \cdot 10^{-14}$	$1.202 \cdot 10^{-9}$
Сланец песчаный	$1.497 \cdot 10^{-14}$	$1.797 \cdot 10^{-13}$	$5.060 \cdot 10^{-10}$
Песчаник	$7.282 \cdot 10^{-15}$	$-7.282 \cdot 10^{-13}$	$2.888 \cdot 10^{-10}$

Толщину набрызг-бетонной крепи рекомендуется определять по известной формуле ВНИМИ для определения толщины крепи вертикальных выработок по заданным нагрузкам на крепь (в основе формулы первая модификация второй основной расчетной схемы) [4]

$$C = R_{св} \cdot \left(\sqrt{\frac{R_{сж}}{R_{сж} - 2 \cdot P_{кр}}} - 1 \right), \text{ м}, \quad (4)$$

где $R_{св}$ – радиус скважины в свету;
 $R_{св} = R - C'$, м; (5)

$R_{сж}$ – расчетное сопротивление материала крепи (набрызг-бетона) одноосному сжатию, МПа, принимаемое согласно [6], которое в соответствии с требованиями [7], согласно которым при расчете крепи вертикальных выработок необходимо учитывать коэффициенты перегрузки, условий работы крепи и надежности, окончательно записывается в следующем виде

$$C = m_y R_{св} \left(\sqrt{\frac{m_{61} m_{63} m_{67} R_{сж}}{m_{61} m_{63} m_{67} R_{сж} - 2 P_{кр}}} - 1 \right), \text{ м}, \quad (6)$$

где m_y – коэффициент условий работы крепи, принимаемый равным $m_y = 1.25$ [7]; m_{61} – коэффициент, учитывающий длительность действия нагрузки, принимаемый равным $m_{61} = 1.0$ [5]; m_{63} – коэффициент, учитывающий условия набора бетоном прочности, принимаемый равным $m_{63} = 0.85$ [5]; m_{67} – коэффициент, учиты-

вающий температурный фактор, принимаемый равным $m_{67} = 0.85$ [5].

Полученные нами уравнения рекомендуются для определения параметров крепи скважин большого диаметра, сооружаемых по рассматриваемой технологии.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Булычев Н. С. Механика подземных сооружений. Учебник для вузов. – М.: Недра, 1982. – 270 с.
2. Баклашов И. В. Механические процессы в породных массивах: Учебник для вузов / И. В. Баклашов, Б. А. Картозия. – М.: Недра, 1986. – 272 с.
3. Руководство по проектированию подземных горных выработок и расчету крепи / ВНИМИ, ВНИИОМПС Минуглепрома СССР. – М.: Стройиздат, 1983. – 272 с.
4. Баклашов И. В. Механика подземных сооружений и конструкций крепей. Учеб. для вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. / И. В. Баклашов, Б. А. Картозия. – М.: Недра, 1992. – 543 с.
5. СНиП 2.03.01-84 (1989, с изм. 1988, 1989, 1992). Бетонные и железобетонные конструкции.
6. РД 12.18.089-90. Инструкция по расчету и применению облегченных видов крепей с анкерами в вертикальных стволах. – Харьков, 1990. – 76 с.
7. СНиП II-94-80. Подземные горные выработки.

Поступила в редколлегию 25.10.2007.

ПРИБЛИЖЕННАЯ ОЦЕНКА ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ ПРИГОДНОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ ПРОЛЕТНЫХ СТРОЕНИЙ

У статті отримана наближена оцінка відповідності вимогам експлуатації для елементів прогонових споруд.

В статье получена приближенная оценка эксплуатационной пригодности элементов пролетных строений.

The approximate estimate of operational usability of elements of spans is determined in the paper.

Для получения предварительной оценки технического состояния эксплуатируемых пролетных строений возможно использовать данные измерения прочности бетона и коррозии арматуры.

Условие неперевышения границы области допустимых состояний элементов пролетных строений по условиям потери прочности и коррозии арматуры определяется как

$$R_{\phi} - R_b > 0; \quad (1)$$

$$R_{S\phi} - R_S > 0, \quad (2)$$

где R_b , R_S – прочности бетона и арматуры, заложенные в проект.

Значение $R_{S\phi}$ представляется в виде

$$R_{S\phi} = \frac{A_{S\phi}}{A_S} R_S \quad (3)$$

где $A_{S\phi}$ – фактическая площадь сечения арматуры с учетом глубины коррозии арматуры

$$A_{S\phi} = \frac{\pi}{4} (d - \ell_t)^2, \quad (4)$$

где ℓ_t – глубина коррозии в арматуре;

d – проектный диаметр арматуры.

В соответствии с [1] определение прочности бетона и арматуры подчиняется нормальному закону. Тогда их разность также подчиняется нормальному закону с математическим ожиданием

$$m_b = \bar{R}_b - \bar{R}_{b\phi}; \quad (5)$$

$$m_S = \bar{R}_S - \bar{R}_{S\phi}; \quad (6)$$

и дисперсии

$$\sigma_b^2 = \sigma^2(R_{\phi}) + \sigma^2(R_b); \quad (7)$$

$$\sigma_S^2 = \sigma^2(R_{\phi}) + \sigma^2(R_S). \quad (8)$$

Условия безопасной работы элементов пролетного строения

$$\tilde{B}_b = \tilde{R}_b - \tilde{R}_{b\phi}; \quad (9)$$

$$\tilde{B}_S = \tilde{R}_S - \tilde{R}_{S\phi}. \quad (10)$$

Здесь все составляющие формул являются случайными независимыми величинами.

Степень безопасности работы элементов пролетного строения

$$\beta_b = \frac{m_b}{\sigma_b} = \frac{m_b}{\sqrt{\sigma^2(R_{\phi}) + \sigma^2(R_b)}}; \quad (11)$$

$$\beta_S = \frac{m_S}{\sigma_S} = \frac{m_S}{\sqrt{\sigma^2(R_{S\phi}) + \sigma^2(R_S)}}. \quad (12)$$

С учетом

$$\sigma^2(R_{b\phi}) = v_{b\phi} \bar{R}_{b\phi}; \quad (13)$$

$$\sigma^2(R_b) = v_b \bar{R}_b; \quad (14)$$

$$\sigma^2(R_{S\phi}) = v_{S\phi} \bar{R}_{S\phi}; \quad (15)$$

$$\sigma^2(R_S) = v_S \bar{R}_S \quad (16)$$

при $v_{b\phi} = v_b$; $v_{S\phi} = v_S$, получим

$$\beta_b = \frac{m_b}{v_b \sqrt{R_{b\phi}^2 + R_b^2}}; \quad (17)$$

$$\beta_S = \frac{m_S}{v_S \sqrt{R_{S\phi}^2 + R_S^2}}, \quad (18)$$

где $v_{b\phi}$, v_b ; $v_{S\phi}$ и v_S – коэффициенты вариации прочности бетона и арматуры.

Вероятность отказа и расчетная надежность определяется по табл. 1.

Таблица 1

Вероятность отказа и расчетная надежность

β	4.0	3.0	2.5	2.0	1.64	1.28	Показатель надежности по КМК 2.05.03-97
Вероятность отказа P_f	$3.2 \cdot 10^{-5}$	$2 \cdot 10^{-3}$	$5 \cdot 10^{-3}$	10^{-2}	$5 \cdot 10^{-2}$	10^{-1}	0.999
	0.000032	0.002	0.005	0.01	0.05	0.1	
Надежность $U_f = 1 - P_f$	0.9997	0.998	0.995	0.99	0.95	0.9	

Полученная выше методика определения эксплуатационной пригодности железобетонных пролетных строений эффективна при определении прочности бетона неразрушающими методами.

Степень оценки общей надежности пролетных строений складывается из надежности плиты проезжей части и ребра главной балки. Для каждой из этих элементов после определения фактической прочности бетона к моменту технической диагностики и коррозии арматуры,

используя общие принципы теории надежности [2], можно вычислить общую надежность.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Методические указания по оценке технического состояния эксплуатируемых искусственных сооружений железных дорог. Утв. ЦП МПС 31.07.30. – М.: ВНИИЖТ, 1980. – 17 с.
2. Мукумов Т. Основы расчета долговечности железобетонных пролетных строений мостов. – Ташкент: Фан, 1995. – 128 с.

Поступила в редколлегию 15.12.2007.

Л. Л. КАУФМАН (Нью-Йорк, США), Б. А. ЛЫСИКОВ, К. Н. ЛАБИНСКИЙ,
И. А. КОМЫШАН (ДонНТУ)

ЗАРУБЕЖНЫЙ ОПЫТ СТРОИТЕЛЬСТВА ТУННЕЛЕЙ В СЕЙСМИЧЕСКИХ ЗОНАХ

Приведений огляд закордонного досвіду спорудження тунелів в сейсмонебезпечних районах, технічні рішення для запобігання наслідків землетрусів та приклади будівництва та реконструкції тунелів у сейсмічних зонах.

Представлен обзор зарубежного опыта сооружения туннелей в сейсмоопасных районах, технические решения по предотвращению последствий землетрясений и примеры строительства и реконструкции туннелей в сейсмических зонах.

The review of foreign experience of the tunnel construction in earthquake regions is shown in this paper. The technical solutions for prevention of the earthquake consequences and the examples of building and reconstruction of the tunnels in earthquake regions are listed below.

Основными мероприятиями по предотвращению повреждений подземных структур при землетрясениях являются:

- выбор направления туннеля, которое позволяет избежать пересечения зон активной тектонической деятельности. При невозможности такого решения проект должен учитывать смещения грунтов. Если туннельная структура должна функционировать после землетрясения,

в ней должны быть предусмотрены его возможные последствия;

- увеличение сечений туннелей в сейсмических зонах для: а) размещения дополнительного амортизирующего слоя крепи из дробленой породы; б) компенсации смещения участков туннеля относительно друг друга, горизонтальных и вертикальных искривлений туннеля (рис. 1);

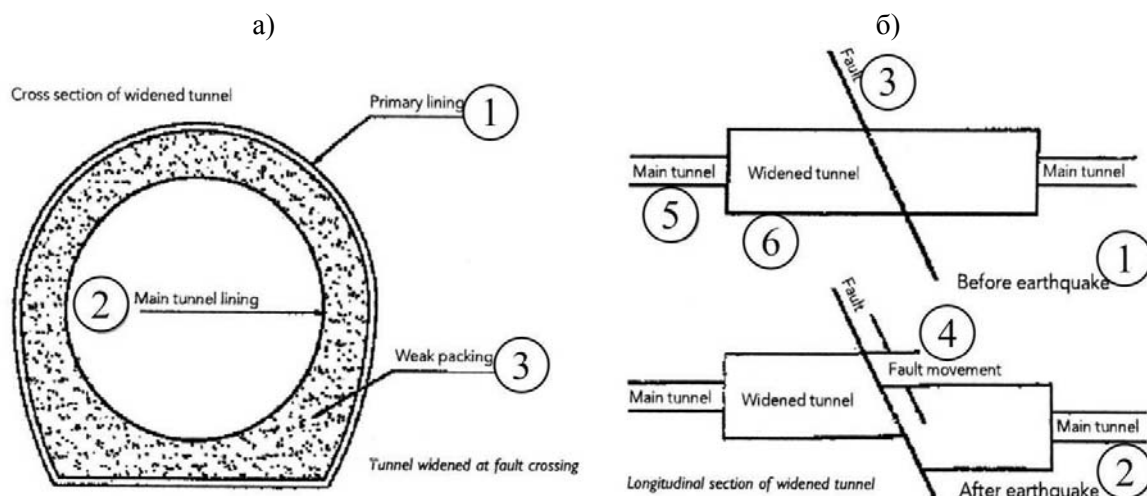


Рис. 1. Расширение туннеля при пересечении нарушения

а) поперечное сечение; 1 – первичная крепь, устанавливаемая вслед за экскавацией туннеля; 2 – основная туннельная крепь; 3 – амортизирующий слой крепи; б) продольный разрез; 1 – до землетрясения; 2 – после землетрясения; 3 – нарушение; 4 – перемещение нарушения; 5 – основное сечение туннеля; 6 – расширенное сечение туннеля

- усиленное крепление туннеля на опасных участках, выполняемое металлическими рамами, набрызг-бетоном по металлической сетке, анкерными болтами;

- увеличение толщины крепи действующих туннелей дополнительным слоем монолитного железобетона;

- заполнение пустот, образовавшихся за крепью туннеля, тампонажными растворами;

- усиление колонн и стыков конструкций станций метро стальными кожухами;

- стабилизация пород, окружающих туннель, путем их дренажа, нагнетания цементных и химических растворов;

- предотвращение всплытия погружного туннеля, проложенного в придонной траншее, его изоляцией от грунтов, разжиженных при сейсмическом воздействии. Такая изоляция достигается установкой ограждающих стен из шпунтовых свай, колонн каменных или создаваемых струйной цементацией.

Как показал опыт происшедших землетрясений, наиболее чувствительны к ним:

- соединения секций двух различных структур. Деформации здесь возникают за счет разницы вибрационных характеристик и концентрируются в стыках туннельных секций между собой или со стволами доступа и вентиляции, порталами и станциями;

- границы между слоями горных пород с различными свойствами, например, крепких и слабых пород или насыпных грунтов и скальных (коренных) пород.

Предотвращение уязвимости стыков подземных структур может быть достигнуто использованием гибких соединений сегментов крепи между собой или с примыкающими сооружениями (рис. 2). Если жесткость стыков

уменьшается, ими абсорбируются деформации пород, а силы, сдвигающие структуру, уменьшаются.

В местах соединения элементов железобетонной конструкции туннельной секции устанавливаются податливые узлы со срезаемыми бетонными шпонками (shear key), обеспечивая в необходимых случаях податливость соединения. При нормальном режиме работы такой узел податливости передает расчетные поперечные усилия. При этом его несущая способность, обычно не превышающая 75 % от максимальной несущей способности конструкций туннеля, обеспечивает их устойчивость. Однако, при землетрясении, когда нагрузки превышают возможности узла податливости, он разрушается, компенсируя возникшие деформации окружающих пород, но сохраняя тем самым основные элементы структуры.

Предотвращение уязвимости границы между слоями горных пород обеспечивается созданием изолирующих слоев вокруг подземных структур на стыках пород с разными геологическими свойствами (рис. 3).

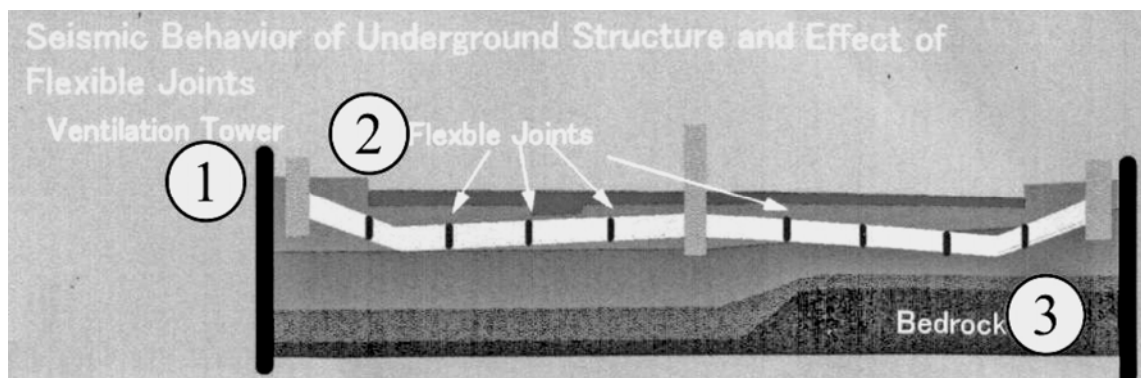


Рис. 2. Сейсмическое поведение подземной структуры и эффект от гибких стыков
1 – вентиляционная башня; 2 – гибкие стыки; 3 – порода

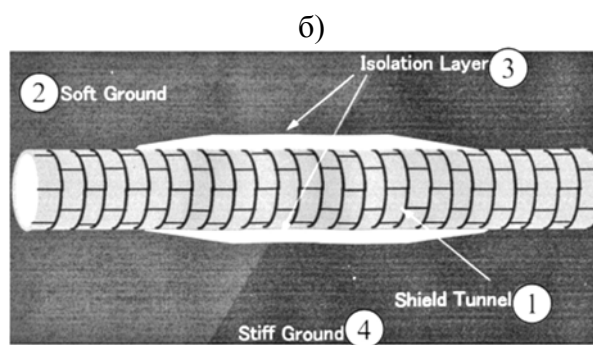
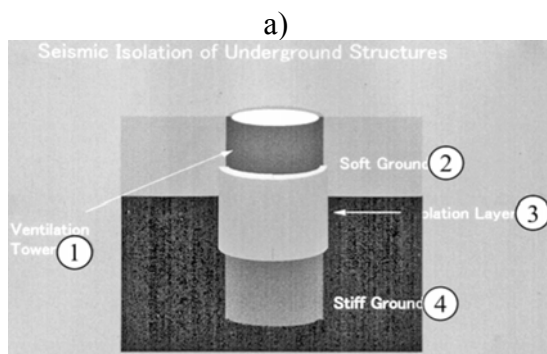


Рис. 3. Сейсмическая изоляция подземных структур

а) изоляция вентиляционной башни туннеля; б) изоляция туннеля

1 – вентиляционная башня; 2 – слабая порода (наносы); 3 – изоляционный слой; 4 – крепкие (коренные) породы

Изолирующие слои изготавливаются из материалов, противостоящих усилиям среза; имеющих долговечность, долгосрочную стабильность и малые объемные изменения; приемлемых для применения в строительстве по технологическим условиям; водонепроницаемых; нерастворимых в подземных водах; незатвердевающих.

При проходке туннелей щитовыми машинами используются материалы, основанные на асфальте, силиконе или полиуретане, при открытом способе строительства – сборные резиновые панели. Изолирующие слои, предотвращающие последствия землетрясения, могут применяться не только в туннельных структурах, но и других подземных или заглубленных объектах, например, в подземных автостоянках.

Примером строительства и реконструкции туннелей в сейсмических зонах является туннель Клеймонт (Claremont), Калифорния, США, построенный в 1926-29 гг. Он имеет длину 5.5 км, арочное сечение шириной 2.74 м и предназначен для самотечной транспортировки

воды, поступающей к центру Клеймонт в районе залива Ист Бэй (East Bay), Сан-Франциско от очистных сооружений Оринда (Orinda). Объем воды, поступающей по туннелю, составляет 416...662 тыс. м³ в сутки.

Трасса туннеля почти перпендикулярно пересекает активное тектоническое нарушение Хейвард Фолт (Hayward Fault) (рис. 4). На участке пересечения выделены две зоны: первичная – зона непосредственного перехода туннелем нарушенных пород длиной 18 м и вторичная – зона общей длиной 280 м, примыкающая к первичной с обеих сторон.

С вероятностью 17 % ожидается, что до 2030 г. в этой сейсмической зоне возможно землетрясение силой 6.7 баллов и более по шкале Рихтера. Максимальное ожидаемое смещение пород составит 2.3 м в первичной зоне, что выведет из строя существующий туннель, и 0.7 м – во вторичной зоне. Кроме того, нарушение Хейвард Фолт испытывает медленное относительное перемещение, равное 6 мм в год или 0.3 м за 50 лет.

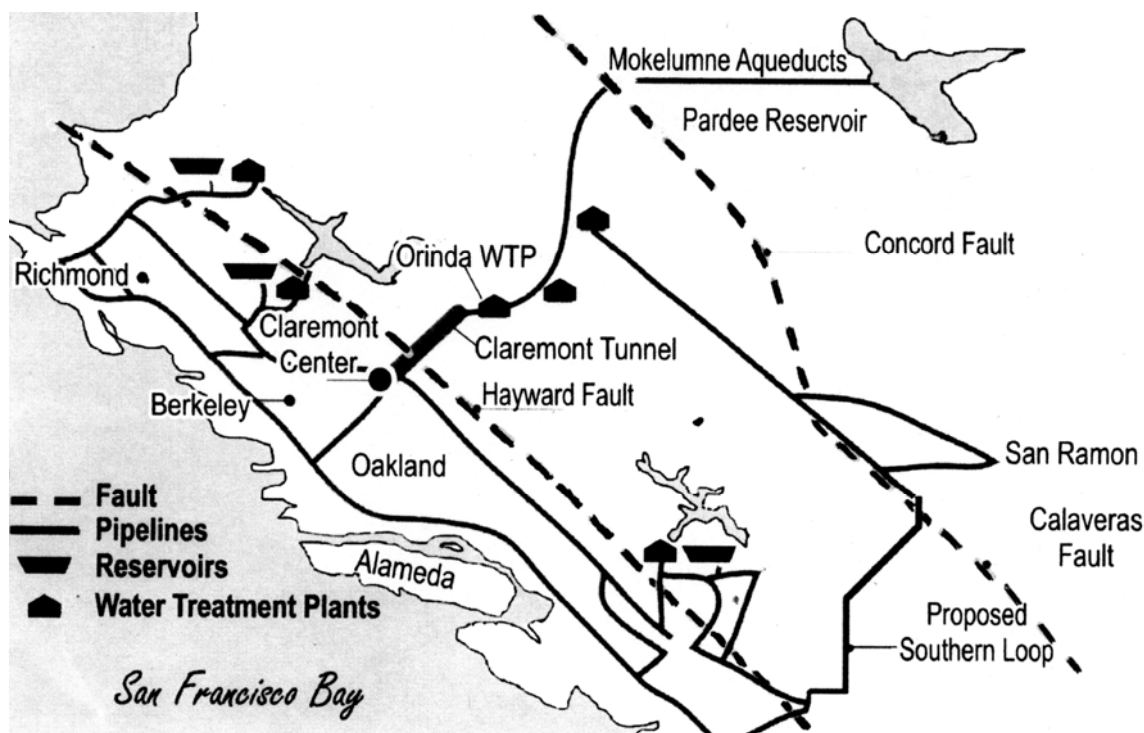


Рис. 4. Карта расположения туннеля Клеймонт и тектонических нарушений

Проектные проработки показали невозможность реконструкции туннеля, как по строительным соображениям, так и из-за необходимости непрерывного снабжения водой района, обслуживаемого туннелем. В связи с этим принято решение о проходке в нарушенной зоне параллельно существовавшему обходному туннелю длиной 457 м с туннелем доступа

длиной 229 м. Увеличенное сечение обходного туннеля рассчитано так, чтобы при его перекрытии сейсмическим смещением пород сохранить часть пространства для размещения водопроводной трубы с внутренним диаметром 1.8 м, необходимым по условиям водоснабжения, и толщиной стенок 76 мм. На рис. 5 показано положение туннеля до землетрясения и

после него, когда из-за смещения окружающих пород и сечения туннеля водопроводная труба изменяет положение, благодаря направляющим фланцам на каждом ее конце.

В качестве временной крепи обходного туннеля приняты металлические арки и анкерная крепь. Затем арки бетонируются, толщина постоянной крепи туннеля составляет 0.7 м. На участке туннеля, пересекающем первичную сейсмическую зону, ширина сечения принята равной 5.2 м. Для минимизации опасности разрыва туннеля рядом с основным проводятся два боковых туннеля. Вслед за экскавацией пород эти туннели крепятся фибергласовыми анкерами и набрызг-бетоном по металлической сетке. Основной туннель сооружается стадиями – вначале проходится опережающий (пилотный) туннель, затем производят его расширение до полного проектного сечения.

Бетонирование боковых туннелей обеспечивает необходимую прочность главного (обходного) туннеля при сейсмических сдвигениях горных пород. Фибергласовые анкера, установленные в боковых туннелях, увеличивают устойчивость пород, пересекаемых главным туннелем (рис. 6).

Строительство обходного туннеля началось в 2004 г.

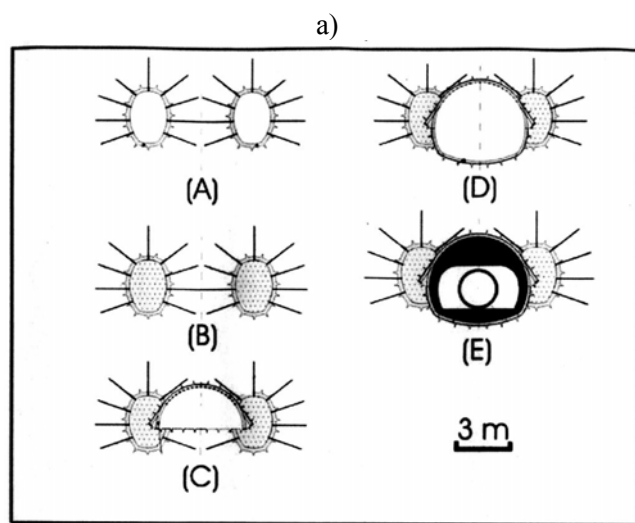


Рис. 6. Строительство боковых туннелей

а) стадии строительства; А – экскавация и крепление боковых туннелей; В – заполнение боковых туннелей бетоном; С – экскавация и крепление опережающего (пилотного) туннеля; D – расширение пилотного туннеля до проектного сечения; Е – окончательная бетонная крепь туннеля и установка водопроводной трубы ; б) смещение обходного туннеля при землетрясении (1 – водопроводная труба; 2 – окончательная бетонная крепь)

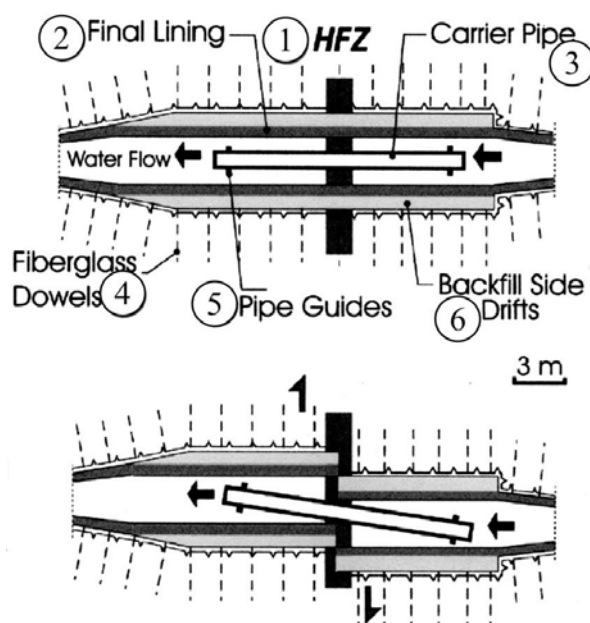
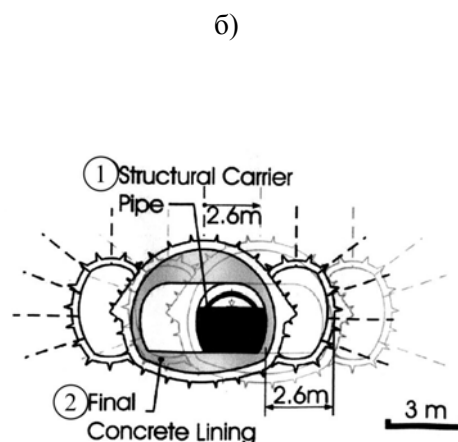


Рис. 5. Смещение трубопровода при землетрясении (узкая первичная сейсмическая зона)

а) положение трубопровода до землетрясения; 1 – первичная сейсмическая зона; 2 – окончательная крепь; 3 – водопроводная труба; 4 – фибергласовые анкера; 5 – направляющие фланцы; 6 – боковые туннели; б) положение трубопровода после землетрясения



БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Caulfield R. Seismic Design Measures for the Retrofit of the Claremont Tunnel. http://www.jacobssf.com/art_caulfield_claremont_05.htm.

2. Claremont. Project Description. http://www.ebmud.com/water_8_environment/water_supply/current_projects/claremont-corridor/chapter_2.pdf.

Поступила в редколлегия 22.10.2007.

Ю. А. КИРИЧЕК, И. Е. КАЧАН (ПГАСА), В. А. ВАКАРЧУК (Служба автомобильных дорог Украины в Одесской области), А. В. МОЛЧАНОВ (Региональное отделение Фонда государственного имущества Украины в Днепропетровской области)

О РАЗВИТИИ УЛИЧНО-ДОРОЖНОЙ СЕТИ Г. ДНЕПРОПЕТРОВСКА

Сформульована концепція розв'язання проблеми – підвищення пропускної здатності доріг м. Дніпропетровська. На підставі аналізу транспортних потоків та особистостей вулично-дорожньої мережі міста Дніпропетровська запропонована прив'язка радіально-кільцевої схеми магістральних вулиць з безперервним рухом.

Сформулирована концепция решения проблемы – повышения пропускной способности дорог г. Днепропетровска. На основании анализа транспортных потоков и особенностей улично-дорожной сети города Днепропетровска предложена привязка радиально-кольцевой схемы магистральных улиц с непрерывным движением.

The concept for solving the problem of increase of Dniepropetrovsk street throughput capacity is formulated. The survey of radial-circular scheme of main streets with continuous traffic is suggested on the basis of analysis of traffic flows and features of Dniepropetrovsk street-road network.

Актуальность темы. По мере развития городов, увеличения численности населения особенно актуальной становится проблема совершенствования транспортных систем, поскольку основной задачей транспорта является своевременное, качественное и полное удовлетворение потребностей населения в перевозках. Транспорт является важнейшим звеном экономики и частью сферы обслуживания населения. От состояния и развития транспорта зависит удовлетворение потребностей населения в поездках. Развитие городов сопровождается непрерывным ростом количества транспортных средств, увеличением объемов пассажирских перевозок и повышением интенсивности движения транспорта. С ростом городских территорий затрудняется организация транспортного обслуживания населения, все больше увеличиваются расстояния сообщений и тем острее ощущаются затраты времени на поездки. Увеличение транспортных потоков на улицах вызывает несоответствие между техническими возможностями транспорта и условиями его эксплуатации, происходит резкое снижение скорости движения. На улицах многих городов скорость движения в часы пик едва превышает скорость пешехода. Данная проблема не миновала г. Днепропетровск и становится все более ощутимой год от года.

Анализ проблемы и цель исследований. Город Днепропетровск является крупным административным, промышленным, научным и культурным центром Украины. Город занимает третье место по численности населения после

Киева и Харькова. Важную роль играют государственные автомобильные дороги, связывающие его с другими промышленными центрами – это магистрали: Запорожская, Криворожская, Полтавская и Донецкая. Эти магистрали проходят и через город, концентрируясь в центральной части. Большая проблема дорожной сети города состоит в отсутствии как объездных дорог, так и полноценной сети автомобильных магистралей непрерывного движения, которые бы приняли основные транспортные потоки. Структура улично-дорожной сети города формировалась под влиянием природных и искусственных факторов. Природные факторы – река Днепр, которая является самой большой рекой нашей страны, минимальная ее ширина в границах города составляет 1.2 км, река Самара, пересеченный рельеф с глубокими балками и оврагами. Особенностью транспортной инфраструктуры Днепропетровска является расположение города с двух сторон реки Днепр. Внутригородская и транзитная автотранспортная связь между обоими берегами осуществляется по мостам и магистральным дорогам. Искусственными факторами являются – развитая железнодорожная сеть и обширные территории промышленных предприятий. Все эти факторы существенно влияют на развитие транспортной сети города. Общая протяженность улично-дорожной сети Днепропетровска составляет – 1798.6 км (26.3 млн м²). Плотность магистральной сети – 3.1 км/км². В городе насчитывается 2209 улиц, из которых:

- магистральные улицы и дороги общего городского значения – 1079.2 км (17.19 млн м²);
- магистральные улицы и дороги районного значения – 539.6 км (7.9 млн м²);
- улицы и дороги местного значения, проезды – 179.8 км (1.27 млн м²).

Только 34 % общей магистральной сети имеют четыре и более полос движения. Это говорит о низком техническом уровне магистралей и обуславливает значительное снижение скорости движения. Согласно результатам ежегодного обследования проезжей части улиц и дорог города, приблизительно 40 % находится в неудовлетворительном состоянии. Это, в первую очередь, связано с недостаточным объемом финансирования ремонта дорог. В Днепропетровске в 1990 году уровень автомобилизации составлял 110-115 автомобилей на 1000 жителей, в 2005 году – 200 автомобилей на 1000 жителей. Парк индивидуального транспорта в 1990 году составлял 143 тысячи автомобилей, а в 2005 – более 300 тысяч автомобилей и 150 тыс. микроавтобусов. Транзитные перевозки выросли за этот период в 10 раз, что отражает общую тенденцию изменений в структуре транспорта, а именно – перевод значительных объемов перевозок с железнодорожного транспорта на автомобильный. В пассажирских перевозках наибольшее развитие за этот период получили перевозки маршрутными такси и автобусами. Количество маршрутных такси выросло в 25 раз, автобусов – в 3 раза. Исследования интенсивности движения транспортных средств свидетельствуют о ее росте в городе с 1995 по 2005 год в среднем в 2,5 раза. В часы «пик» с увеличением интенсивности движения в центральной части города резко снижается скорость транспортных потоков, образуются долговременные заторы, увеличивается количество ДТП. Скорость движения по пр. Карла Маркса составляет – 17-20 км/ч, а на ул. Чкалова – пр. Пушкина, ул. Ленина, ул. Серова, ул. Артема и др. – 20...25 км/ч. Такая насыщенность города автомобилями в стесненных условиях приводит к резкому снижению безопасности движения, а также к ухудшению экологической ситуации, связанной с увеличением вредных выбросов и шума. Данная проблема частично решается за счет рассредоточения движения на параллельные улицы, дублируя движения в основных направлениях; переводом

улицы в одностороннее движение; устройством дополнительных полос движения и др. Такие мероприятия приносят, безусловно, некоторые плоды, но не могут решить поставленных перед городской сетью автомобильных дорог задач.

Основные результаты. Во многих крупных городах такие проблемы решаются за счет устройства скоростных дорог или магистралей улиц с непрерывным движением [1], с пересечениями в разных уровнях – в тоннелях и по эстакадам [2]. Актуально это и для нашего города и наиболее подходящая схема размещения таких магистралей для г. Днепропетровска – радиально-кольцевая. Согласно Генеральному плану развития города Днепропетровска, сеть магистральных улиц с непрерывным движением осуществит связь с зональными узловыми стыковочными центрами, которые формируются в местах основных входов государственных автомобильных дорог в городскую транспортную структуру, их четыре направления: Запорожское, Криворожское, Полтавское и Донецкое. Автомобильные магистрали свяжут жилые районы с центром и промышленными зонами, а также правый берег города с левым.

С учетом большой стоимости земли и строительства магистралей такого типа в условиях плотной городской застройки следует изыскивать возможности наиболее экономичных решений поставленной задачи. Большие возможности в осуществлении таких планов открываются в использовании особенностей рельефа – оврагов, террас, высотных перепадов и балок, например Красноповстанческой балки, Аптекарской балки, балки Сухой яр, Тоннельной балки и др. Эффективность использования таких балок состоит в том, что они в большей части не застроены и совпадают с направлением транспортных потоков. Предлагается осуществить пропуск транзитной магистрали через центр с Запорожского транспортного направления на Донецкое и Харьковское через Красноповстанческую балку. По магистрали, проложенной по дну этой балки, транзитный автотранспорт может пройти к центру в районе улиц Южной и Баррикадной, пересечь проспект Карла Маркса в тоннеле и выйти к центральному мосту, через мост к проспекту им. Газеты «Правда».

Схема совершенствования улично-дорожной сети города Днепропетровска

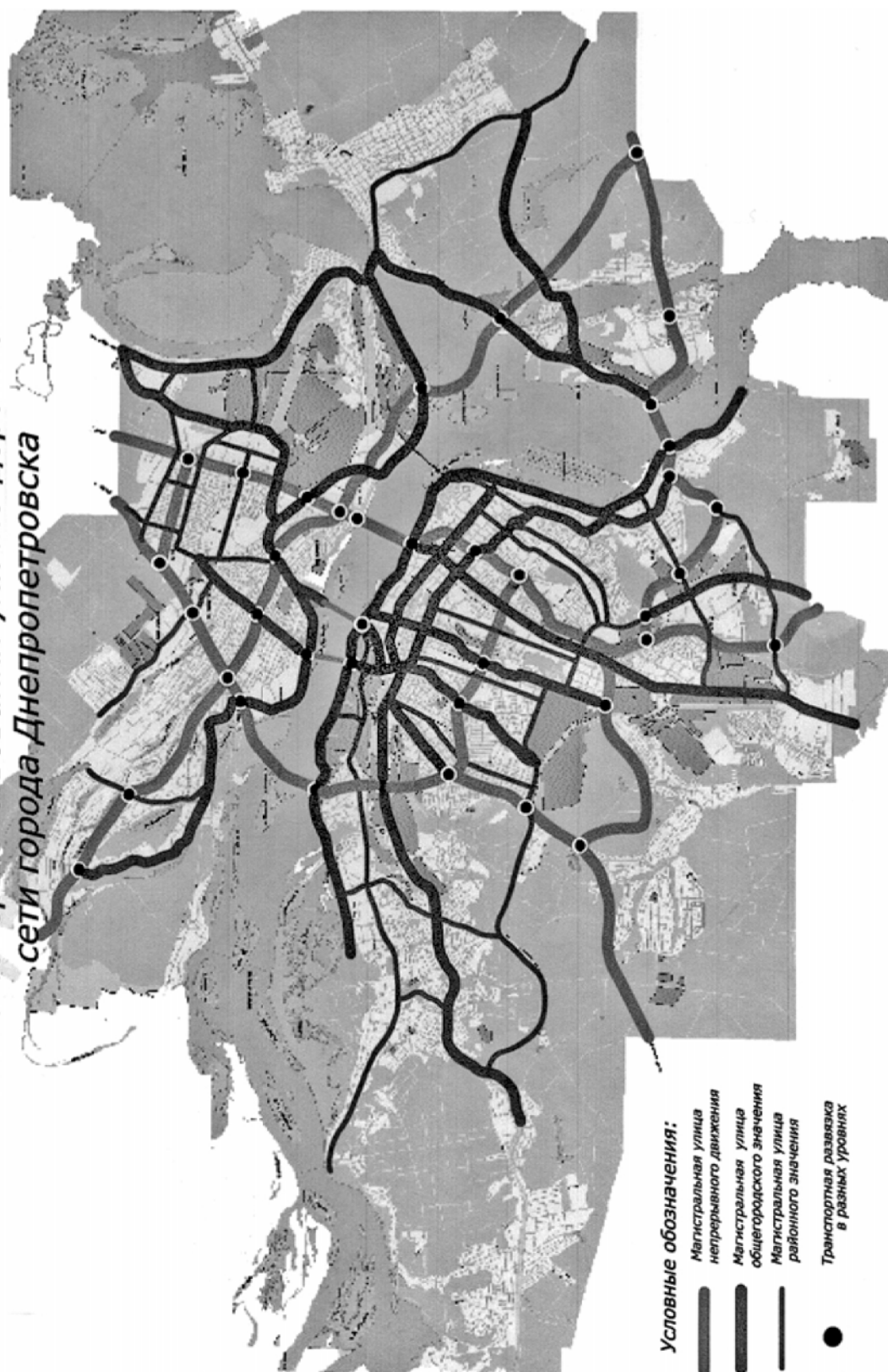


Рис. 1. Схема совершенствования улично-дорожной сети г. Днепропетровска

Криворожское направление с Донецким предлагается связать магистралью, проходящей по улице Киевской, Юдина, через балку Сухой Яр, предприятия Западного промышленного района города. Территорию ОАО «ДМЗ им. Петровского», ОАО «Днепропетровский трубный завод», ж/д пути Приднепровской железной дороги, городские трамвайные пути, улицу Маяковского, территорию ОАО «АТП 11262 Тяжавтотранс» трасса пересечет сплошной эстакадой. Далее через Кайдакский мост на ул. Донецкое шоссе.

Полтавское направление целесообразно продолжить вдоль ул. Передовой, Солончакова, Луговской, Белостоцкого, Молодогвардейской, через Самарский мост с выходом на Симферопольское направление. Необходимо устроить развязки в разных уровнях для связи с магистралями Донецкого и Харьковского направления.

Симферопольское направление следует связать магистралью непрерывного движения с Запорожским по улице Чаплинской, Роторной, Гаванской, Южный мост, а дальше по ул. Яснополянской, пр. Труда.

Для создания радиально-кольцевой схемы, в первую очередь, необходимо вокруг центральной части города связать эти магистральные улицы между кольцевой магистральной дорогой, которая может проходить через улицы Киевская, Давыдова, Ростовская, Саперная, Каруны, Передовая, Донецкое шоссе, овраг Красноповстанческая балка, Новый и Кайдакский мосты. Все пересечения на таких магистральных улицах должны выполняться в разных уровнях. Данная сеть магистральных улиц с непрерывным движением обеспечит следующее.

1. Движение автомобилей с большими скоростями по основным направлениям, связы-

вающим центральную часть с периферийными районами, жилые районы с промзоной.

2. Разгрузку главных магистральных улиц и центральной части города от интенсивных транзитных и местных транспортных потоков, предотвращение долговременных заторов.

3. Уменьшение затрат времени на транспорт в основных направлениях за счет повышения скорости движения.

4. Улучшение экологической обстановки в центральной части города и прилегающих жилых районах за счет уменьшения количества вредных выбросов.

5. Снижение пробега транспортных потоков, уменьшение расхода горюче-смазочных материалов.

6. Нормализацию движения на главных магистральных улицах города, уменьшение количества дорожно-транспортных происшествий.

Выводы. Недостаточное развитие магистральных улиц и дорог с непрерывным движением является одной из основных причин несоответствия пропускной способности улично-дорожной сети современным потребностям Днепропетровска. Предложено создание радиально-кольцевой схемы организации дорожного движения с привязкой к комплексной схеме города.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Улицы и дороги населенных пунктов. Сооружения транспорта. ДБН В.2.3.-5-2001. – К.: Госстрой Украины, 2001. – 50 с.
2. Бойчук В. С. Штучні споруди на автомобільних дорогах / В. С. Бойчук, Ю. О. Кірічек, О. С. Сергєєв – Д.: ПДАБА, 2004. – 363 с.

Поступила в редколлегию 22.10.2007.

НАПРАВЛЕНИЯ РАЗВИТИЯ МЕТОДОВ РАСЧЕТА ТОННЕЛЬНЫХ ОБДЕЛОК ПРЯМОУГОЛЬНОГО ОЧЕРТАНИЯ

Розглянуті методи розрахунку прямокутних підземних споруд, розроблені у минулому і на початку нашого століття, з метою виявлення основних напрямків розвитку цього питання. Висловлені думки автора про перспективи розвитку методів розрахунку підземних споруд прямокутного обрису.

Рассмотрены методы расчета прямоугольных подземных сооружений, разработанные в прошлом и в начале нашего столетия, с целью выявления основных направлений развития этого вопроса. Высказано мнение автора о перспективе развития методов расчета подземных сооружений прямоугольного очертания.

The methods of computation of rectangular underground building developed last century and at the beginning of the 21st century with the purpose of exposing basic development directions of the given problem have been considered. The author's opinion concerning computation method development prospect of underground building of rectangular outline has been suggested.

Многие подземные сооружения в поперечном сечении представляют собой цельные или с шарнирами прямоугольные конструкции. Это – обделки перегонных тоннелей мелкого заложения, пешеходные тоннели, водопропускные трубы, галереи, коммуникационные тоннели и т.д.

Первоначально прямоугольные обделки тоннелей или другие подземные сооружения рассчитывали как плоские рамы, нагруженные по контуру распределенной нагрузкой. В других случаях давление на боковые стенки рамы определялись по теории Кулона [1, 2]. При этом рекомендовалось проверять прямоугольную конструкцию как раму с защемленными в лотке стойками [1]. Это требование осталось и в последнем нормативном документе [3]. Основной недостаток указанных способов расчета – полное игнорирование влияния грунтового массива на НДС системы. Грунт рассматривался только как нагрузка. С другой стороны, определение бокового давления по Кулону (в виде трапециoidalной эпюры или еще хуже, в виде равномерно распределенной нагрузки) при расчете этих конструкций является грубым приближением. Кроме того, подземные конструкции рассчитывали только на симметричное воздействие внешних нагрузок.

Известно, что давление по Кулону возможно только при некоторой подвижке жестких стенок или при деформации гибких стенок. Следует отметить, что в подземных сооружениях при симметричной нагрузке возникают деформации элементов обделки, которые в значительной степени и влияют на характер распределения давления по контуру конструкции.

При несимметричной нагрузке (одностороннем воздействии транспортных средств) и незначительной глубине заложения возможны боковые смещения сооружения, что тоже вызывает реактивный отпор грунта. Все это влияет на величину давления грунта на подземную конструкцию, и эпюры давлений становятся криволинейными. Таким образом, истинное давление грунта зависит не только от физико-механических свойств грунта, но и от вида конструкции и жесткостей ее элементов. Однако в силу своей простоты упомянутые способы расчета нашли довольно широкое применение при проектировании подземных сооружений и до сих пор рекомендуется в литературных источниках [1, 3] при определении НДС системы.

Далее были разработаны решения, рассматривающие подземное сооружение как плоскую раму, лоток которого контактирует с грунтом. Лоток рассматривался как элемент, лежащий на основании Винклера [4] или на линейно-деформируемой полуплоскости [5, 7]. Б. Н. Жемачкин [6], М. И. Горбунов-Посадов [5] и В. А. Киселев [4] за основную схему принимали раму с разрезом в середине ригеля, где прикладывались неизвестные усилия – горизонтальные и вертикальные силы, а также моменты. И. А. Симвулиди [7] предлагает расчленять раму на отдельные элементы, разрезая раму в узлах. Для определения концевых моментов полос им использованы условия совместности деформаций. Несмотря на недостатки винклеровской модели, её используют и при разработке программных комплексов (например, комплекса «Ли́ра»). Методику расчета, предложенную И. А. Симвулиди, следует при-

знать более гибкой, т.к. задача сводится к расчету отдельных полос, что позволяет, как это будет показано ниже, применять при определении НДС системы любые модели грунта, при чем разные у разных элементов сооружения (у боковых стенок, в районе ригеля и лотка).

Названные методы расчета дают возможность точнее определять величину и характер распределения реактивного давления, действующего на лоток, что сказывается и на решении рамы в целом. Тем не менее, они не лишены определенных недостатков, а именно:

- давления на боковые стенки по-прежнему определяются по Кулону;

- использование гипотезы Винклера не дает возможности определять общие деформации грунта, а использование модели линейно-деформируемой полуплоскости не позволяет определять местные деформации.

Параллельно с этими решениями были разработаны модели расчета, рассматривающие тоннельную обделку как упругую систему в упругой среде. Впервые теоретическое решение данного вопроса было дано С. С. Давыдовым [8] еще в 30-е годы прошлого столетия. Разработаны расчетные схемы с применением гипотезы Винклера, слоя конечной толщины и метода Б. Н. Жемочкина [6].

И. А. Симвулиди [7] разработал методику расчета, также учитывающую совместную работу с грунтом не только лотка, но и боковых стенок, используя модель упругой полуплоскости и разрезы рамы в узлах на отдельные полосы. Следует отметить, что применение модели линейно-деформируемой полуплоскости для расчета боковых стенок не совсем корректно.

Появились решения с применением других моделей грунта. Так, Т. А. Маликова [9] рассматривает тоннельную обделку как гибкую раму на линейно-деформируемом основании в виде двух четвертьплоскостей и с полосой конечной длины между ними, что позволило более точно учесть НДС системы.

Все предложенные решения в рамках статьи рассмотреть невозможно. Рассмотрим некоторые подходы к решению задачи с применением других моделей грунта. Так, А. Х. Астрахан и А. Л. Брик, а также болгарский ученый Д. Цанев воспользовались энергетическим способом, рассматривая грунт как винклеровское основание, А. Д. Давлетханова рассматривает грунт как статически неоднородное (стохастическое) основание, М. Г. Дмитриев применил нелинейную модель статической работы обделки, пластические свойства материала обделки

учтены Н. И. Михельсоном и В. Г. Голубовым, Д. Цанев использовал двухпараметрическую модель грунта.

Учитывалась и работа ригеля как элемента, контактирующего с грунтом. Например, С. Рахимов предложил задавать давление грунта на перекрытие в виде квадратной параболы, В. П. Кожушко получает давление по контуру всей обделки, расчлняя в узлах раму на плоские элементы, используя для решения задачи разные модели грунта и метод Б. Н. Жемочкина.

Во всех этих моделях окончательная эпюра давлений получается путем суммирования исходного давления грунта и реактивного давления.

Совсем другой подход к решению задач применили Ю. М. Айвазов [10] и Н. Н. Фотиева [11], которые сразу получают эпюры давления грунта по контуру обделок произвольного очертания, используя конформные отображения. Им составлены и программные комплексы для реализации решения задачи. Эти решения даются в рамках применения какой-то одной модели грунта.

Даже при разработке программных комплексов реализуются только некоторые модели грунта (например, в программном комплексе «Лира» предусматривается использовать только две модели грунта – модель Винклера и двухпараметрическую модель П. Л. Пастернака).

Широко используется и метод конечных элементов (МКЭ) для расчета тоннельных обделок, причем количество конечных элементов может достигать сотен тысяч. Недостаток этих программных комплексов, на наш взгляд, состоит в том, что суть дела понимают только разработчики программы. Пользователи же умеют только вводить исходные данные и рассматривать результаты расчета.

Проблематичен вопрос о расчете подземных сооружений на несимметричное воздействие нагрузок, возникающих при одностороннем нагружении системы транспортом. Первоначально [1, 2] отпор грунта на боковую стенку, возле которой нет транспортных единиц, принимался равным давлению на стенку, у которой располагался транспорт. В более поздних работах [12] этот отпор принимался как доля от давления транспорта, т.е. предполагалось, что все-таки боковое смещение тоннеля возможно. Однако, наши исследования показали, что уже при незначительной толщине засыпки над перекрытием (70-90 см) по причине значительных

сил трения грунта по лотку и перекрытию, боковое смещение тоннеля не происходит. Должно быть также учтено и затухание давления от транспорта по глубине грунтового массива.

Таким образом, должны разрабатываться по нашему мнению, такие подходы к решению задачи по расчету прямоугольных подземных сооружений, которые были бы применимы для всех типов конструкций, с реализацией любой модели грунтов в линейной или нелинейной постановках.

Первое направление решения этого вопроса мы видим в расчленении обделки в узлах или в точках постановки шарниров на плоские или сводчатые (для свода) элементы, а при их расчете применении предложенных автором [13-15] решений с использованием смешанного метода Б. Н. Жемочкина [6].

Это позволит решение тоннельной обделки свести к расчету отдельных полос, а это, в свою очередь, позволит применять любые модели грунта в пределах каждой полосы, учесть линейные или нелинейные процессы, происходящие в материале обделки и в грунтах, решать задачи с учетом воздействия симметричных и несимметричных нагрузок, упростить создание программных комплексов. Такая расчетная модель даст возможность рассчитывать все типы прямоугольных обделок по единой методике.

Второе направление – это расширение возможностей расчета обделок в рамках теорий, предложенных Ю. М. Айвазовым, Н. Н. Фотиевой и другими авторами. Здесь очень сложной будет реализация задачи по применению любых моделей грунта.

Таким образом, при расчете подземных сооружений еще придется решать целый ряд серьезных проблем.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Назаренко Б. П. Железобетонные мосты: Учебник для вузов.- Изд. 2-е, доп. и перер.- М.: Высш. шк., 1970. – 432 с.
2. Волков В. П. Тоннели: Учебник для вузов. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1970. – 408 с.

3. ДБН 2.3 – 14:2006. Споруди транспорту. Мости та труби. – К.: Міністерство буд-ва, арх. та житлово-комун. гос-ва, 2006. – 359 с.
4. Киселев В. А. Балки и рамы на упругом основании. – М.-Л.: Гл. редакция стр-й л-ры, 1936. – 228 с.
5. Горбунов-Посадов М. И. Расчет конструкции на упругом основании. – 3-е изд., перераб. и доп. / М. И. Горбунов-Посадов, Т. А. Маликова, В. Н. Соломин. – М.: Стройиздат, 1984. – 689 с.
6. Жемочкин Б. Н. Практические методы расчета фундаментных балок и плит на упругом основании. – 2-е изд., перераб. и доп. / Б. Н. Жемочкин, А. П. Сеницын. – М.: Госстройиздат, 1962. – 239 с.
7. Симвулиди И. А. Расчет инженерных конструкций на упругом основании: Учебн. пос. – 5-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 1987. – 575 с.
8. Давыдов С. С. Расчет и проектирование подземных сооружений. – М.: Стройиздат, 1950. – 376 с.
9. Маликова Т. А. Расчет цельносекционной обделки тоннелей мелкого заложения // Осн., ф-ты и мех. грунтов, 1964, № 2. – С. 17-24.
10. Айвазов Ю. М. Напружено-деформований стан гірничого масиву біля протяжної виробки довільного перерізу // Автом. дороги і дор. буд-во. – К.: Будівельник, 1980. – Вип. 33. – С. 65-72.
11. Фотиева Н. Н. Расчет обделок некругового поперечного сечения. – М.: Стройиздат, 1974. – 240 с.
12. Руководство по проектированию коммуникационных тоннелей и каналов. – М.: Стройиздат, 1974. – 70 с.
13. Кожушко В. П. Определение давления грунта от эксплуатационной нагрузки на подземные сооружения мелкого заложения // Сопротивление материалов и теории сооружений. – К.: Будівельник, 1972. – Вип. XVII. – С. 121-126.
14. Кожушко В. П. Основы расчёта подземных сооружений прямоугольного очертания на симметричную загрузку // Изв. вузов. Стр-во и архитектура, 1971, № 3. – С. 29-32.
15. Кожушко В. П. О необходимости расчета подземных сооружений мелкого заложения на симметричное и несимметричное воздействие временных нагрузок // Изв. вузов. Стр-во и архитектура, 1971, № 12. – С. 151-154.

Поступила в редколлегию 22.10.2007.

УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКТИВНИХ ТА ТЕХНОЛОГІЧНИХ ОСОБЛИВОСТЕЙ ПАЛЬОВИХ ФУНДАМЕНТІВ У ПРОСАДОЧНИХ ҐРУНТАХ II ТИПУ

Відмічається про низьку довговічність антифрикційного шару пальових фундаментів у просадочних ґрунтах II типу під впливом негативної дії навколишнього ґрунту. Експериментально доведено застосування шару з гідрофобізованого ґрунту навколо фундаменту в якості захисного екрану від негативних чинників.

Отмечается низкая долговечность антифрикционного слоя свайных фундаментов в просадочных грунтах II типа под влиянием негативного действия окружающего грунта. Экспериментально доказано использование слоя из гидрофобизованного грунта вокруг фундамента в качестве защитного экрана от негативных факторов.

The low longevity of antifriction layer of pile foundations in slumping grounds of the IInd type under the negative influence of the surrounding soil is discussed in the paper. The possibility of using the layer of water repellent soil around the basement as protective screen against negative factors is experimentally proved.

По рівню особливо негативної і тривалої дії на екологічний стан підземного простору наших українських міст-«мільйонерів» слід виділити вплив каналізаційно-побутових мереж. В даний час стан каналізаційних та водопровідних мереж в наших українських містах не можна визнати задовільним: велика довжина вуличних мереж вимагає повної заміни, також мережі функціонують з постійними аваріями. Притому водоканал визнає, що з міської мережі каналізації – 60 % мереж течуть. Притому, що міжнародна норма втрат води з водопроводів складає 6...14 %, каналізаційних стоків – 20 %. Тобто у будь-якому випадку є реальний контакт витоків господарських мереж наших міст з навколишніми ґрунтами та з конструкціями, що заглиблені в них.

При влаштуванні пальових фундаментів в просадочних ґрунтах з прорізкою просадочної товщі та заглибленням вістря палі у підстилаючий непросадочний шар, для зниження негативного тертя по тілу палі, що діє у просадочному шарі та підвищення несучої здатності пальового фундаменту, застосовують антифрикційні покриття (поліетилен, картон, пластик, бітум, пластична нетвердіюча змазка, мінеральні засипки пазах тощо). Але антифрикційні покриття створюються у вищезгаданому випадку тільки з критерію «поверхні ковзання», не береться до уваги стійкість та довговічність покриття по відношенню до перелічених негативних чинників з метою підвищення їх строку служби та тим самим захисту від несприятливих біокорозійних умов тіла пальового фундаменту.

Згідно описаної постановки проблеми виникає проблема захисту конструкцій, що заглиблені у ґрунтовий простір, з метою захисту від

несприятливої дії агресивного ґрунтового простору.

Одним з можливих методів сумісного рішення цих задач є утворення захисного екрану з місцевого лесового гідрофобізованого ґрунту (ГФГ). Під терміном «гідрофобізовані» мається на увазі ґрунти, оброблені в'язкими продуктами (наприклад, рідкими бітумами) і такі, що мають підвищену водостійкість, водонепроникність, низьку корозійну активність і газопроникність.

Згідно досвіду аеродромного та трубопроводного будівництва, найважливішими з властивостей ГФГ є: розрахунковий опір стисненню; водонасичення; набухання; час розмочування; зчеплення; кут внутрішнього тертя; коефіцієнт фільтрації; коефіцієнт водостійкості; газопроникність.

Був розроблений состав в'язучого [1]. Крекінг-залишок, легкий газойль, сповільненого коксування змішують з кубовим залишком ректифікації синтетичних жирних кислот при нагріванні до 150...200 °С з подальшим додаванням нижнього шару прудкового кислого гудрону.

Відомо, що лесові ґрунти із-за значних зв'язків з мікрочастинками неможливо якісно перемішувати з органічним в'язучим. Тому, згідно літературних даних, для закріплення і гідрофобізації рекомендується використовувати ґрунтово-піщані суміші. З цією метою були досліджені різні пропорції лесового ґрунту та піску. Максимальна міцність була у суміші 30/70 – лесовий ґрунт/пісок. Така пропорція суміші в подальшому досліджувалась як ґрунт для гідрофобізації. Були проведені лабораторні дослідження фізико-механічних властивостей ґрунту, що закріплені і гідрофобізовані органічним

в'яжучим. Згідно усіх проведених дослідів, при застосуванні технології ГФГ корозійна активність знижується в 2...10 раз, газопроникність – в 10...100 раз, набухання та водонасичення – у 2 рази, водостійкість – в 2...3 рази, міцність – у 2...10 раз. З цих дослідів отримали оптимальне значення додавання в'яжучого – 9.6 %.

В нормах [2-6] та інших рекомендаціях щодо вторинного захисту залізобетонних та бетонних конструкцій плівковими ізоляційними матеріалами немає ніяких вимог, щодо забезпечення довговічності антифрикційного покриття пальового фундаменту на протязі часу, також немає ніякого кількісного та якісного моделювання стану руйнування покриття в реальних ґрунтових умовах.

СНиП [2] дозволяє лише вибрати засоби захисту залежно від ступеня агресивності.

Для подальшого розгляду оцінки впливу ГФГ на довговічність, якість та суцільність матеріалу антифрикційного покриття пальового фундаменту скористаємось досвідом та специфікою норм [7], де за критерій старіння та руйнування антикорозійної ізоляції (на основі в'яжучих – полімеру та бітуму) пропонується вважати зменшення показника перехідного опору ізоляційного матеріалу на межі «навоколишній ґрунт – конструкція».

Як відомо, перехідним електричним опором захисного ізоляційного покриття називається електроопір одиниці площі покриття в ланцюзі «конструкція – покриття – навоколишній ґрунт» з властивістю електропровідності (одиниця вимірювання – $\text{Ом}\cdot\text{м}^2$). Це показник комплексної інтегральної оцінки стану ізоляційних покриттів, прогнозуванням якого можна визначати залишковий ресурс ізоляції [7].

Так, за мету антифрикційного захисного покриття для пальових фундаментів у просадочних ґрунтах II типу при наявності прошарку ГФГ покладено збереження суцільності матеріалу, протидію появі мікротріщин та зменшенню вимивання та випотівання пластифікаторів з тіла матеріалу, тобто працювати як покриття з властивістю ізоляції та антифрикції. Ці принципи довговічності антифрикційного матеріалу фундаментів у просадочних ґрунтах є аналогічними з принципами, що покладені для ізоляційних матеріалів трубопроводів у несприятливих умовах роботи (механічний та фізико-хімічний вплив навоколишнього ґрунтового масиву) [7]. Тоді для розглядання оцінки довговічності матеріалу антифрикційного шару пропонується прийняти, що тіло пальового фундаменту є матеріалом з властивостями електропровідності, та таким, що обгорнено шаром ізоляції. Таким чином, в процесі старіння ізо-

ляції, її діелектричні властивості зменшуються. При цьому приймемо, що повне вироблення ресурсу покриття досягається, при зниженні перехідного опору $R_{\text{п}} = 10^5 \text{ Ом}\cdot\text{м}^2$ до гранично допустимого значення $10^3 \text{ Ом}\cdot\text{м}^2$.

В результаті проведення математичного моделювання вперше одержана залежність перехідного опору ізоляції від ступеня її пошкодження. Встановлено, що пошкодження ізоляції в межах до 0.2 % приводить до втрати її захисних властивостей більш ніж в 5 разів. Показано, що нераціонально використовувати кошову ізоляцію з високим значенням перехідного опору, набагато більше значення для ізоляційних покриттів має їх стійкість до механічних пошкоджень під час експлуатації, так і під час занурення у свердловину. Побудовою математичної моделі зміни перехідного опору ізоляційних покриттів показано, що наявність навколо пальового фундаменту шару з ГФГ збільшує працездатність ізоляційних покриттів в 2 рази при наявності цілісності матеріалу.

Згідно експериментальних досліджень встановлено, що наявність навколо пальового фундаменту прошарку з ГФГ збільшує термін служби ізоляційних (антифрикційних) покриттів в середньому на 40 %, забезпечуючи при цьому високу економічну ефективність.

Щодо влаштування пальових фундаментів з прошарком ГФГ були розроблені технології, за результатом яких були подані заявки до Укрпатенту [8].

БІБЛЮГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Патент на корисну модель України № 20040, С10С 3/00, 15.01.2007.
2. СНиП 2.03.11-85. Защита строительных конструкций от коррозии // Госстрой СССР. М.: ЦИТП Госстроя СССР, 1986. – 46 с.
3. Пособие по проектированию защиты от коррозии бетонных и железобетонных строительных конструкций (к СНиП 2.03.11-85). М.: Стройиздат, 1989. – 175 с.
4. Строительные конструкции и защита от коррозии. – Ростов-на-Дону: Изд-во Ростовского университета, 1980. – 159 с.
5. Москвин В. М. Коррозия бетона и железобетона, методы их защиты / В. М. Москвин, Ю. А. Савина. – М.: Стройиздат, 1984. – 74 с.
6. Рекомендации по антикоррозионной защите подземных железобетонных конструкций. – М.: НИИЖБ, 1982. – 13 с.
7. ГОСТ Р 51164-98. Трубопроводы стальные магистральные. Общие требования к защите от коррозии. – М.: Госстандарт России, 1999.
8. Патент на корисну модель України № 25402, E02D 27/12, 16.06.2007.

Надійшла до редколегії 22.10.2007.

ОПТИМИЗАЦИЯ РИСКА ОТКАЗА В ЗАДАЧАХ УПРАВЛЕНИЯ НАДЕЖНОСТЬЮ СТАЛЬНЫХ РЕЗЕРВУАРОВ ДЛЯ НЕФТЕПРОДУКТОВ

Сформульовано задачу управління надійністю сталевих резервуарів для нафтопродуктів у процесі експлуатації. На основі економічного підходу запропоновано методику визначення максимально допустимого ризику відмови цих споруд.

Сформулировано задачу управления надежностью стальных резервуаров для нефтепродуктов в процессе эксплуатации. На основе экономического подхода предложена методика определения максимально допустимого риска отказов этих сооружений.

A problem of management by reliability of steel tanks for oil products during their operation is formulated. On the basis of economic approach the technique of definition of as much as possible allowable risk of refusals of these constructions is offered.

Постановка проблемы. В настоящее время значительная часть резервуарного парка нефтебаз Украины и других стран СНГ имеет срок службы, существенно превышающий нормативный и находятся в стадии активного физического износа. В связи с этим, в последние годы в значительной мере повысился фактический риск отказов указанных объектов и, тем самым, возросла роль фактора своевременного и эффективного восстановления их работоспособности в процессе эксплуатации [1, 2, 3]. Все это требует уточнения действующих нормативных документов по эксплуатации нефтяных резервуаров в части сроков ревизий их технического состояния, что связано с разработкой новых моделей и методов управления эксплуатационной надежностью в условиях физического износа. Соответствующие вопросы тем более актуальны в связи с тем, что стальные резервуары для хранения нефтепродуктов относятся к сооружениям самой высокой степени ответственности, для которых обеспечение надежности имеет решающее значение [4, 5].

Основной материал. Задача оптимального управления эксплуатационной надежностью стальных резервуаров в общем случае может быть сформулирована в виде следующей модели:

$$\begin{aligned} F(\Omega, U, T) &\rightarrow \text{opt} \\ \Omega(\Gamma, N, \Theta, U, t) &\in \{\Omega^*\} \\ U &\in \{U^*\}, t \in T, \end{aligned} \quad (1)$$

где $F(\Omega, U, T)$ – некоторый функционал, характеризующий эффективность резервуара; $\Omega, \{\Omega^*\}$ – соответственно, мера надежности сооружения и область ее допустимых значений; $U, \{U^*\}$ – соответственно, алгоритм управления надежностью и класс допустимых алгоритмов, называемый далее ресурсом управления;

T – заданный срок эксплуатации; Γ, N – соответственно, проектные параметры и параметры нагружения резервуарных конструкции; Θ – накопленная за время t совокупность дефектов и повреждений.

В задаче (1) требуется из всех допустимых алгоритмов управления, обеспечивающих надежность резервуара на протяжении времени T , выбрать такой, который оптимизирует функционал F .

Заметим, что надежность – это внутреннее свойство конструкции, столь же фундаментальное как, например, ее прочность или устойчивость [6]. Данное свойство закладывается на стадии проектирования посредством соответствующих расчетов (обычно по методу предельных состояний) и обеспечивается в период эксплуатации на основе действующей системы технического обслуживания и ремонтов. Управление надежностью в (1) рассматривается как процесс организации таких целенаправленных воздействий на стальные конструкции резервуара, которые ориентированы на обеспечение его работоспособности. Соответственно под алгоритмом управления надежностью понимается определенный план-график проведения периодических ревизий технического состояния резервуарных конструкций (ревизия состоит в диагностике технического состояния объекта и производстве, в случае необходимости, соответствующих ремонтно-восстановительных мероприятий). Под ресурсом управления понимается совокупность методов технической диагностики и способов восстановления работоспособности данного объекта, отвечающих проектной документации и действующим инструкциям по эксплуатации. Цель управления заключается в том, чтобы не допустить отказа (переход из работоспособного состояния в неработоспособное) резервуара на протяжении всего срока эксплуатации T .

Применительно к строительным сооружениям типа нефтяных резервуаров целесообразно различать два основных типа отказов, которые условно назовем отказами 1-го и 2-го рода. К первому типу относятся отказы, связанные с наступлением предельных состояний резервуарных конструкций, вследствие накопления в них недопустимой совокупности необратимых повреждений. Ко второму типу относятся отказы, которые обусловлены развитием в резервуарных конструкциях недопустимых локальных повреждений, что приводит к нарушению нормального режима функционирования всего сооружения. В случае отказа 1-го рода конструкция либо отбраковывается (если ее восстановление невозможно или нецелесообразно), либо производится капитальный ремонт. В случае отказа 2-го рода имеющиеся повреждения могут быть устранены без капитального ремонта в рамках действующей системы технического обслуживания и ремонтов.

К важнейшим показателями надежности нефтяных резервуаров относятся вероятность $P_{nc}(t)$ ненаступления ПС (вероятность того, что на протяжении рассматриваемого периода эксплуатации не наступит ни одно из возможных предельных состояний резервуарных конструкций) и вероятность безотказной работы $P(t)$ (вероятность того, что на протяжении рассматриваемого периода эксплуатации резервуар будет находиться в работоспособном состоянии). Если первый из этих показателей характеризует степень необратимого физического износа и является вероятностной мерой безопасности резервуара, то второй позволяет дать комплексную оценку его технического состояния. Значения данных показателей в тот или иной момент времени зависят от проектных параметров резервуара, режимов и условий его эксплуатации, накопленных дефектов и повреждений, а также стратегии восстановления. Формализация указанных вероятностей для того или иного типа резервуаров производится на основе фактических данных, получаемых по результатам натурных обследований [3].

Ниже рассматривается важный частный случай задачи (1), когда надежность резервуара в текущий момент времени t оценивается вероятностью его безотказной работы $P(t)$, а срок эксплуатации T равен нормативному T_0 . Соответствующая модель управления эксплуатационной надежностью имеет вид

$$\begin{aligned} F(P, U, T_0) &\rightarrow \text{opt} \\ P(t) &\geq P^* \\ U &\in U^*, t \in T_0, \end{aligned} \quad (2)$$

где P^* – минимально допустимое значение вероятности безотказной работы, называемое далее требуемым уровнем безотказности резервуара в период эксплуатации.

Решение задачи (2) заключается в разработке такого плана-графика ревизий технического состояния резервуарных конструкций, который доставляет показателю эффективности F оптимальное значение при заданном уровне безотказности P^* . Рис. 1 демонстрирует типовые траектории изменения вероятностей $P_{nc}(t)$ и $P(t)$ нефтяных резервуаров в процессе эксплуатации при заданной величине P^* , а также соответствующую очередность ремонтов.

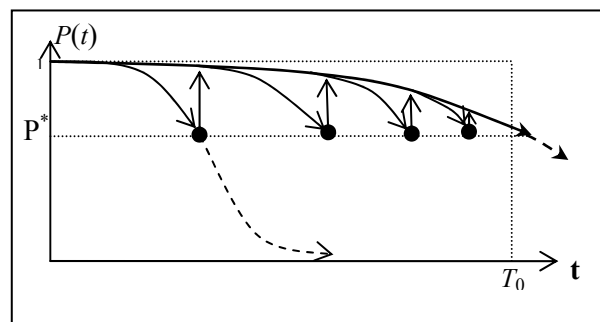


Рис. 1. Изменение показателей надежности резервуаров в процессе эксплуатации ($\rightarrow$ и $\rightarrow$ – вероятности ненаступления ПС и безотказной работы с учетом восстановления; ---- – те же вероятности без учета восстановления; • – текущий ремонт)

Очевидно, что значение P^* , определяющее в модели (2) требуемый уровень безотказности резервуара, существенно влияет на стратегию и стоимость диагностических и ремонтно-восстановительных мероприятий, производимых в процессе эксплуатации. Кроме того, от значения P^* зависит величина дохода при безотказной работе и размер ущерба от гипотетических отказов резервуара. Тем самым, выбор значения P^* не должен осуществляться чисто субъективно, как это обычно и делается в современной практике при разработке систем технического обслуживания и ремонтов, но требует научного обоснования. Далее в статье предлагается общая методика определения требуемого уровня безотказности нефтяных резервуаров, находящихся в эксплуатации, исходя из экономических соображений.

Ожидаемую прибыль от нормальной работы резервуара на протяжении срока эксплуатации T_0 можно найти по следующей формуле:

$$L(P, T_0) = D(P, T_0) - Y(P, T_0) - C(P, T_0), \quad (3)$$

где $D(P, T_0)$, $Y(P, T_0)$, $C(P, T_0)$ – соответственно, ожидаемый доход при безотказной работе резервуара, ожидаемый ущерб от его гипотетических отказов и ожидаемые затраты на техническое обслуживание резервуарных конструкций на протяжении времени T_0 .

Доход и ущерб в (3) определим согласно [7] следующими соотношениями

$$D(P, T_0) = \int_0^{T_0} aP(t)dt; \quad (4)$$

$$Y(P, T_0) = \int_0^{T_0} b(1-P(t))dt, \quad (5)$$

где a – прогнозируемая (в начале эксплуатации) величина ежегодного дохода при отсутствии отказа; b – прогнозируемая величина ущерба от гипотетического отказа.

Зависимость затрат на техническое обслуживание резервуарных конструкций от срока эксплуатации и вероятности безотказной работы резервуара представим в виде следующей модели:

$$C(P, T_0) = \int_0^{T_0} \omega(P^*) dt, \quad (6)$$

где $\omega(P^*)$ – годовые затраты на обеспечение эксплуатационной надежности резервуара на уровне P^* , определяемые по формуле

$$\omega(P^*) = kC_n; \quad (7)$$

C_n – сумма годовых отчислений на обеспечение эксплуатационной надежности резервуара, предусмотренная действующей системой технического обслуживания и ремонтов;

k – коэффициент, учитывающий в затратах на техническое обслуживание требуемый уровень безотказности резервуара

$$k = \frac{(1-P_f)P^*}{P_f(1-P^*)}; \quad (8)$$

P_f – вероятность ненаступления ПС резервуарных конструкций за время T_0 .

Заметим, что оценка вероятности P_f в (8) может быть как фактической (получаемой по данным натурных обследований конструкций резервуара), так и прогнозной (определяемой на основе расчетов по соответствующим прогнозным моделям). Кроме того, следует отметить следующие свойства модели (6): $C=0$ при значениях $P^*=0$ (случай, когда техническое обслуживание конструкций резервуара в процессе эксплуатации вообще не производится); $C=\infty$ при $P^*=1$ (случай, когда средства на техническое обслуживание не считают); $C=C_nT_0$ при $P^*=P_f$ (случай, когда техническое обслуживание производится с целью поддержания проектного уровня надежности резервуара).

Очевидно, что интеграл

$$I = \int_0^{T_0} P(t)dt \quad (9)$$

в условиях управления надежностью зависит не только от значения T_0 , но и от фактора восстановления, а значит от величины P^* . Можно показать, что

$$I(P^*) \approx T_0 \left(1 - \frac{P_f - P^*}{2} \right). \quad (10)$$

С учетом соотношений (4)...(10) функцию прибыли от эксплуатации резервуара на протяжении времени T_0 при заданном уровне безотказности P^* можно записать следующим образом:

$$L(P^*, T_0) = (a+b) \left(1 - \frac{P_f - P^*}{2} \right) T_0 - bT_0 - \frac{C_n(1-P_f)P^*}{P_f(1-P^*)} T_0. \quad (11)$$

Дифференцируя эту функцию по P^* и приравняв нулю полученную первую производную, получаем следующее квадратное уравнение относительно P^* :

$$(a+b)(1-P^*)^2 - \beta = 0, \quad (12)$$

где β определяется по формуле

$$\beta = \frac{2C_n(1-P_f)}{P_f}. \quad (13)$$

Корни данного уравнения имеют следующий вид:

$$P_1^* = 1 + \sqrt{\frac{\beta}{a+b}}; \quad P_2^* = 1 - \sqrt{\frac{\beta}{a+b}}. \quad (14)$$

Можно показать, что вторая производная функции (11) по P^* отрицательна для всех $0 < P^* < 1$. Это значит, что доход, получаемый от нормальной работы резервуара на протяжении времени T_0 , достигает своего максимального значения при $P^* = P_2^*$. Тем самым экономически рациональный уровень обеспечения безотказности нефтяных резервуаров на протяжении нормативного срока эксплуатации может быть найден по формуле

$$P_{opt}^* = 1 - \sqrt{\frac{\beta}{a+b}}. \quad (15)$$

Стальные резервуары для хранения нефтепродуктов относятся к сооружениям 1-го и 2-го класса ответственности. Для таких объектов величина b обычно значительно превосходит a . Поэтому для нефтяных резервуаров решающее значение при выборе рационального уровня безотказности P_{opt}^* имеют значения b и C_n , а также оценка вероятности P_f . Кроме того, учитывая (7) заметим, что экономически оправданная сумма ежегодных отчислений на техническое обслуживание резервуарных конструкций равна

$$\omega_{opt} = \frac{(1 - P_f) P_{opt}^*}{P_f (1 - P_{opt}^*)} C_n. \quad (16)$$

Подставляя значение P_{opt}^* в (4) и (5) с учетом (10) можно найти оптимальную величину дохода от эксплуатации резервуара и соответствующий размер ущерба от гипотетических отказов.

Практическое применение модели (15) в задачах обеспечения надежности нефтяных резервуаров требует надлежащей оценки значений параметров a , b , C_n и P_f в реальных условиях их эксплуатации. Такую оценку можно дать на основе действующих нормативных документов [8...11], а также фактических данных натурных обследований резервуаров и данных о финансовой деятельности предприятий, эксплуатирующих эти сооружения.

Рассмотрим изложенную методику определения величины P_{opt}^* на примере стальных вертикальных цилиндрических резервуаров объемом от 1000 до 5000 м³. Для таких объектов в условиях правильной организации системы технического обслуживания и ремонтов имеем: $T_0 = 20$ лет; $P_f = 0.9992...0.9999$; $a = (0.15...0.2) C_0$; $b = 100 C_0$; $C_n = 0.05 C_0$; C_0 – проектная стоимость резервуара.

Подставляя приведенные выше значения исходных данных в формулы (13) и (15), имеем $P_{opt}^* = 0.9991...0.9996$.

Полученные результаты показывают, что риск отказов нефтяных резервуаров на протяжении нормативного срока эксплуатации не должен превышать величины, лежащей в диапазоне значений $(4...9) \cdot 10^{-4}$, что необходимо учитывать при разработке систем технического обслуживания и ремонтов этих сооружений.

Выводы

Предложенная выше методика определения максимально допустимого риска отказов (минимально допустимого уровня безотказности) нефтяных резервуаров может быть использована при разработке экономически эффективных

систем технического обслуживания и ремонтов стальных конструкций этих сооружений, а также в других задачах обеспечения их надежности в процессе эксплуатации. Практическое применение модели (15) для назначения максимально допустимого риска отказов того или иного парка резервуаров (или отдельно взятого резервуара) требует адекватной оценки величин a , b , C_n и P_f для аналогичных объектов, находившихся (или еще находящихся) в эксплуатации, что обычно не вызывает принципиальных затруднений.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Егоров Е. А. Исследования и методы расчетной оценки прочности, устойчивости и остаточного ресурса стальных резервуаров, находящихся в эксплуатации. – Д.: Навчальна книга, 2002. – 95 с.
2. Овчинников И. Г. Эксплуатационная надежность и оценка состояния резервуарных конструкций / И. Г. Овчинников, Н. Б. Кудайбергенов, А. А. Шеин. – Саратов: СГТУ, 1999. – 316 с.
3. Прохоров В. А. Оценка параметров безопасности эксплуатации нефтехранилищ в условиях Севера. – М.: Недра, 1999. – 141 с.
4. Перельмутер А. В. Избранные проблемы надежности и безопасности строительных конструкций. – К.: УкрНИИпроектстальконструкция, 1999. – 212 с.
5. Егоров Е. А., Семенец С. С. Систематизация фактора восстановления в моделях эксплуатационного состояния нефтяных резервуаров // Вісник ПДАБА, 2006, №2. – С. 10-18.
6. Капур К. Надежность и проектирование систем: Пер. с англ. / К. Капур, Л. Ламберсон. – М.: Мир, 1980. – 604 с.
7. Аугусти Г. Вероятностные методы в строительном проектировании: Пер. с англ. / Г. Аугусти, А. Баратта, Ф. Кашиати. – М.: Стройиздат, 1988. – 584 с.
8. Резервуари вертикальні сталеві для збереження нафти і нафтопродуктів з тиском насичених парів не вище 93.3 кПа // Відомчі будівельні норми України ВБН 2.2-58.2-94. – К., 1994. – 98 с.
9. Правила технічної експлуатації резервуарів та інструкції по їх ремонту // Доповнення та зміни. – К.: Укрнафтопродукт, 1997. – 297 с.
10. СНиП 2.01.07-85. Нагрузки и воздействия. – М.: ЦИТП Госстроя СССР, 1986. – 36 с.
11. СНиП 11-23-81. Стальные конструкции. Нормы проектирования. – М.: ЦИТП Госстроя СССР, 1990. – 96 с.

Поступила в редколлегию 21.02.2008.

Н. А. НИКИФОРОВА, А. Ф. МАСЛЯЕВ (ДИИТ)

ВЗАИМОСВЯЗЬ УПРУГИХ И ПРОЧНОСТНЫХ СВОЙСТВ КЕРАМЗИТОБЕТОНА И ЕГО СОСТАВЛЯЮЩИХ

В статті розглянуто взаємний вплив пружних та міцнісних властивостей розчинних складових керамзитобетону на його фізико-механічні характеристики.

В статье рассмотрено взаимное влияние упругих и прочностных свойств растворных составляющих керамзитобетона на его физико-механические характеристики.

The paper is dealt with mutual influence of resilient and cohesion characteristics of the mortar ingredients of lightweight aggregate concrete on its physical and mechanical properties.

Широкое использование керамзитобетона является большим резервом его использования в качестве конструкционного материала. Применение легких заполнителей в конструктивных бетонах позволяет укрупнить конструкции и обеспечить снижение трудозатрат и экономии энергетических ресурсов при монтаже зданий и сооружений. Решение вопросов оптимизации структуры бетонов и совершенствования методов изготовления изделий из конструкционного керамзитобетона на сегодняшний день является актуальным для заводской технологии железобетона.

Для легкого конструкционного бетона в качестве крупного заполнителя наиболее целесообразно применение керамзита. На долю керамзита приходится около 65 % от общего производства пористых заполнителей. Обладая относительно большой прочностью, небольшой средней плотностью, большим количеством замкнутых пор, он является хорошим конструкционным материалом для легкого бетона.

Вместе с тем, керамзит является неоднородным материалом. Изменчивость технологического процесса, сырья, погодных условий влечет за собой значительные колебания прочности и средней плотности отдельных гранул. Свойства керамзитовых зерен изменяются в зависимости от влажности, крупности и формы. Чем меньше крупность и коэффициент формы зерна ближе к единице, тем выше прочность керамзита. Влияние крупности связано с тем, что мелкие зерна керамзита менее вспучены и, следовательно, более плотные. Крупные гранулы имеют большую пористость, менее морозостойки, более неоднородны.

В зависимости от характеристик и количества исходных материалов, а также в результате взаимного влияния составляющих формиру-

ется определенная структура керамзитобетона [1]. Взаимное влияние составляющих определяется тем, что изменяются физико-механические свойства растворной части и керамзитовых зерен. Вблизи поверхности раздела «цементный камень – керамзит» образуется контактная зона, свойства которой существенно отличаются как от свойств раствора, так и от свойств керамзита.

С момента затворения бетонной смеси сухой пористый заполнитель начинает поглощать из цементно-песчаного раствора влагу. В зависимости от количества цемента, начального водоцементного отношения и свойств керамзита его водопоглощение в бетоне составляет 7...14 % [2]. В результате происходит самоваткумирование и самоуплотнение бетона. Однако, дальнейшая обратная миграция воды из керамзита в раствор ведет к разуплотнению контактной зоны. Внутри капилляров гранул керамзита происходят процессы гидратации с образованием кристаллогидратов, которые срастаются с материалом зерен керамзита и тем самым его упрочняют. В процессе дальнейшего твердения под действием усадочных деформаций цементного камня происходит обжатие зерен керамзита. Эффект предварительного обжатия усиливается встречным расширением заполнителя под действием влаги. Обжатие керамзитовых зерен цементным камнем до приложения внешней нагрузки повышает его растяжимость и прочность. Следовательно, фактические физико-механические свойства керамзита в бетоне не являются постоянными, а зависят от величины предварительного обжатия, которое определяется расходом цемента и начальным водоцементным отношением.

Прочность легких бетонов зависит от их плотности. Объем межзерновых пустот запол-

нителя-керамзита, не заполненный цементным тестом на 5 %, снижает прочность легкого бетона примерно на 20 % по сравнению с бетоном легкой структуры.

Для подтверждения теоретических и практических представлений о прочности легких бетонов предложено множество формул, которые можно разделить на три группы.

Первая группа – формулы, в которых прочность легкого бетона зависит от прочности свойств компонентов и их относительного содержания (формула Ю. Е. Корниловича):

$$R_6 = R_p(1 - \varphi) + R_k \varphi, \quad (1)$$

где R_p – прочность растворной составляющей; R_k – прочность крупного пористого заполнителя (керамзита); φ – объемная концентрация крупного заполнителя.

Вторая группа формул связывает прочность бетона с деформативными свойствами компонентов (формула А. И. Ваганова):

$$R_6 = E_6 \cdot \varepsilon_c = \frac{1}{\mu} \cdot E_6 \cdot \varepsilon_p, \quad (2)$$

где E_6 – модуль деформации бетона в момент разрушения; ε_c – предельная сжимаемость заполнителя; ε_p – предельная растяжимость заполнителя; μ – коэффициент Пуассона.

Третья группа формул учитывает прочность компонентов, их объемное содержание и деформативные свойства (формула Б. Г. Скрамтаева):

$$R_6 = R_p \cdot \left[1 + \left(\frac{E_3}{E_p - 1} \right) \cdot \varphi \right], \quad (3)$$

где E_3 и E_p – соответственно, модули упругости заполнителя и раствора.

Существенное влияние прочности пористого заполнителя-керамзита приводит к меньшему относительному влиянию на прочность легкого бетона таких факторов, как В/Ц и активность цемента.

В целях экономного использования цемента минимальная прочность керамзитового гравия должна составлять 0.1 от требуемой прочности бетона R_6 . Оптимальную прочность керамзитового гравия назначают в пределах (0.1...0.16) R_6 . Завышение прочности керамзита приведет к увеличению объемной массы керамзитобетона, в результате чего будет утрачено его главное преимущество перед обычным тяжелым бетоном. На прочность бетона оказывает влияние соотношение модулей упругости керамзита и растворной части. Его оптимальное значение 0.9.

Таким образом, прочность легкого бетона зависит от активности вяжущего, прочностных и деформативных характеристик цементного камня и заполнителей, концентрации их в объеме материала, качества контактной зоны, от формы, характера поверхности и размеров частиц заполнителей.

Проведены исследования по определению прочностных и упругих характеристик раствора и керамзитобетона (рис. 1, 2).

Анализ взаимосвязи между прочностными и упругими свойствами растворной части бетона и самого бетона показал, что у раствора модуль упругости зависит от того, какая составляющая в нем преобладает. При соотношениях цемента к песку от 1 : 1 до 1 : 6 модуль упругости не меняется и составляет 10×10^3 МПа. При соотношении 3 : 1 модуль раствора снижается до 5×10^3 МПа. Прочность раствора увеличивается с увеличением количества в нем цемента (рис. 3). При соотношении Ц : П более 1 : 5 прирост прочности раствора составляет 0.8...1.0 МПа.

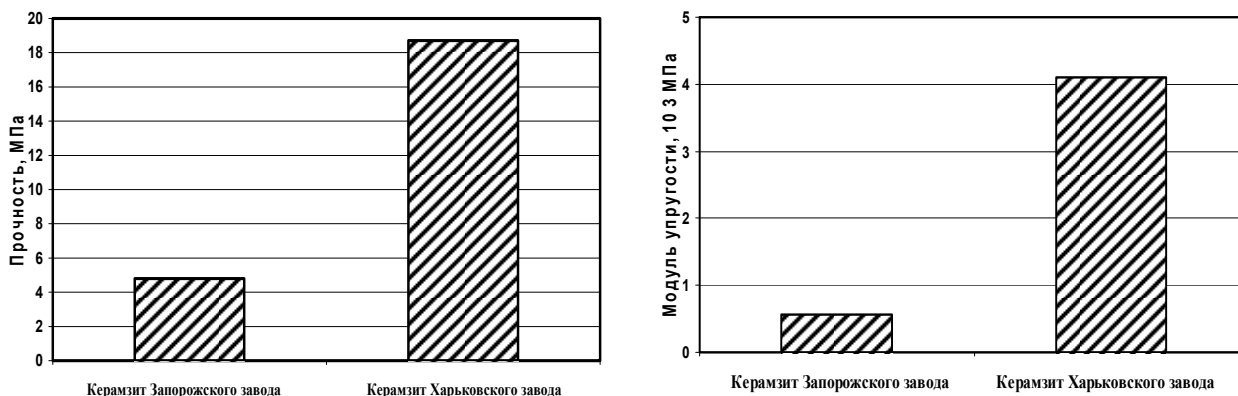
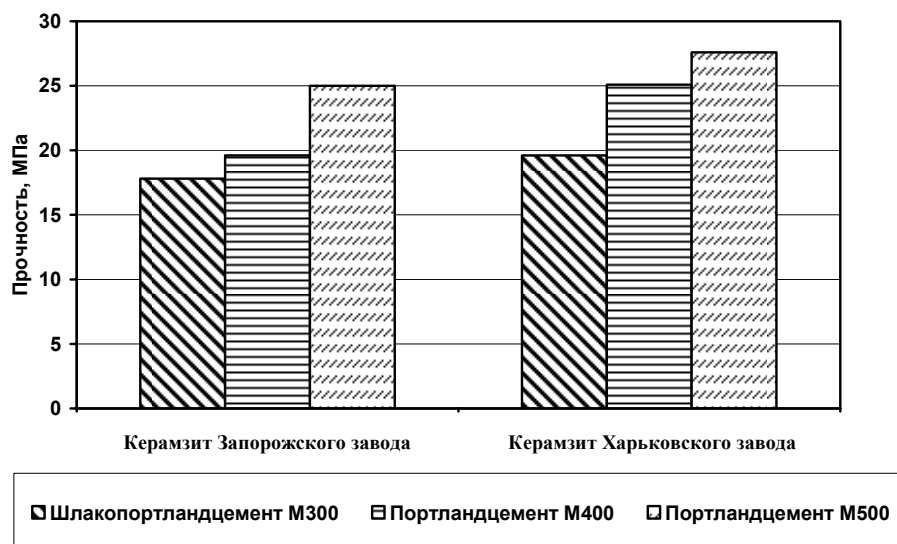


Рис. 1. Прочностные и упругие свойства керамзита

1)



2)

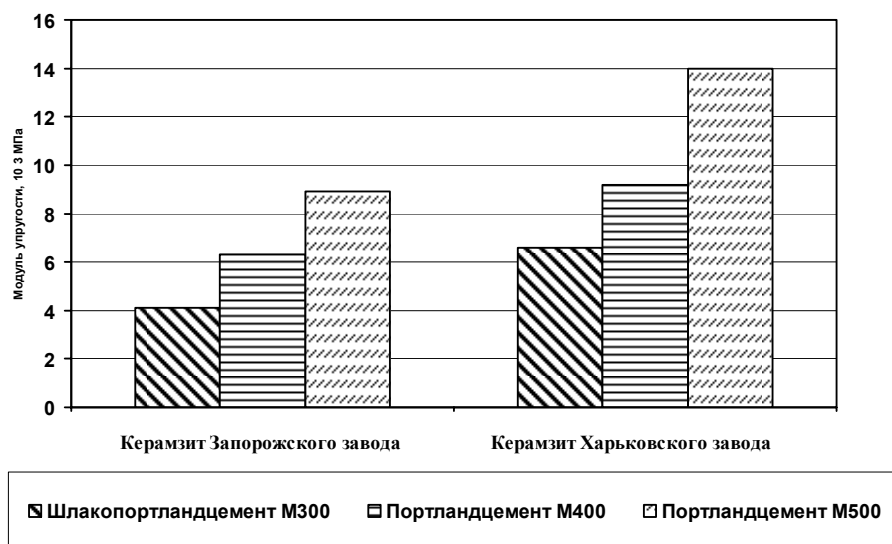


Рис. 2. Прочностные и упругие свойства бетонов в зависимости от свойств керамзита и марки цемента:
1) прочностные; 2) упругие.
Состав раствора 1 : 3 , количество керамзита $K = \text{const} = 1000$

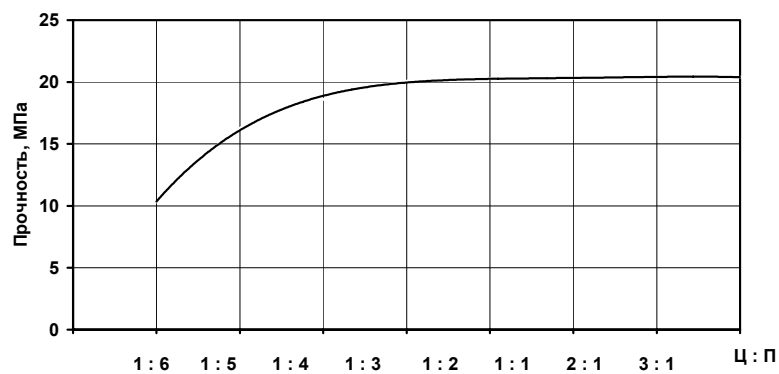


Рис. 3. Зависимость прочности растворной составляющей от соотношения расхода цемента к песку

В бетоне при увеличении содержания крупного заполнителя увеличение соотношения между расходом цемента и песка повышает модуль упругости бетона.

Модуль упругости керамзитобетона в значительной степени зависит от заполнения межзерновых пустот песка цементным тестом. При полном заполнении межзерновых пустот (Ц : П составляет более 1 : 3) модуль упругости керамзитобетона возрастает в 1.5 раза.

Прочность керамзитобетона определяется прочностью растворной составляющей, которая зависит от способа уплотнения, количества и марки цемента. Рациональные значения прочности растворной составляющей получены при соотношении Ц : П от 1 : 3 до 1 : 2.

Таким образом, марку керамзитобетона при одинаковой степени уплотнения возможно повысить с 200 до 250 за счет увеличения активности цемента или путем повышения прочности керамзита в 4 раза.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Дворкин Л. И. Основы бетоноведения / Л. И. Дворкин, О. Л. Дворкин. – СПб.: ООО «Стройбетон», 2006. – 692 с.
2. Иванов И. А. Влияние однородности керамзита на свойства керамзитобетона / И. А. Иванов, В. В. Нефедов // Бетон и железобетон, 1978, № 6. – С. 13-15.

Поступила в редколлегию 25.01.2008.

ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ ИНЖЕНЕРНЫХ РЕШЕНИЙ ПРИ СТРОИТЕЛЬСТВЕ В СЛОЖНЫХ УСЛОВИЯХ

В статті наведені результати робіт з підвищення надійності інженерних рішень цивільного будівництва у випадку складних інженерно-геологічних умов.

В статье приведены результаты работ по повышению надежности инженерных решений гражданского строительства в случае сложных инженерно-геологических условий.

The research results on increasing the reliability of civil engineering approaches in cases of difficult engineering-geological conditions are presented in the paper.

Постановка проблемы. Проектирование зданий и сооружений в сложных условиях относится к решению слабоструктурированных задач. Достаточная точность существующих методов расчета зданий и сооружений зависит от достоверности исходных данных, а погрешность результатов расчетов не превышает допустимых пределов. Подобные вопросы возникают и при реконструкции или изменении функционального назначения зданий. Нередко в практике проектирования и строительства возникает необходимость в оценке геодинамической активности территории, прогнозе происходящих изменений состояния горных пород массива во времени, определении состояния инженерных сооружений и разработки защитных мероприятий по усилению как основания зданий и сооружений, так и строительных конструкций. Проектирование объектов, основанных на использовании слабоструктурированных задач, производится на основании интуитивных представлений специалистов. Достоверность проектных решений в ряде случаев требует применения комплексных методов, включающих общинженерные методы обследования состояния строительных конструкций, методы механики грунтов, инженерной геологии и геофизики [1].

Строительство крупных объектов промышленно-гражданского, социально-культурного назначения оказывает существенное техногенное воздействие на инженерно-геологические процессы, происходящие в массиве, и нередко активизируют их.

Цель и методика исследований. Целью проводимых исследований являлось повышение надежности инженерных решений при проектировании и строительстве в сложных условиях.

Методика выполненных исследований содержала использование как обычных (традиционных) инженерно-геологических и гидрогеологических, так и специальных методов исследований, выбор которых обуславливался сложностью инженерно-геологических условий, структурно-тектонического строения и общего состояния горного массива, а также особенностями его подработки.

Для количественной оценки роли отдельных природных или инженерных факторов в развитии геологических процессов, для оценки деформации и состояния массива пород и развития инженерно-геологических процессов, а также для прогноза различных неблагоприятных процессов применяются расчетные методы, методы моделирования и др.

Преимущества методов моделирования заключается в возможности охарактеризовать состояние массива в целом как результат действия не одного, а многих факторов. Кроме того, необходимы специальные наблюдения по достаточно большому числу объектов, обобщение опыта строительства и высокая квалификация инженеров-геологов.

Специальные методы исследований включали методы структурного геодинамического картирования, методы технической диагностики строительных конструкций, опытные работы [2].

Геофизические исследования включали сейморазведку (МОВ), метод азимутального картирования (СГДК-А), метод естественной импульсной электромагнитной эмиссии (ЕИЭМПЗ), радиометрической (эманационной) съемки, электроразведки. При выполнении этого вида работ предварительно выполнялся соответствующий поиск информационного критерия выделения аномальных зон, сопостави-

тельный анализ графиков напряженности магнитного поля и ВЭЗ.

Анализ результатов исследований. Методика применяемых исследований определяется не только целью, но и конкретными инженерно-геологическими условиями участка.

Рассмотрим для примера участок строительства цеха флюат-стекла ООО «Стройстекло» в г. Константиновка Донецкой области. В геоморфологическом отношении участок приурочен к I надпойменной террасе р. Кривой Торец, примыкая с западной стороны к строящемуся цеху проката стекла. Рассматриваемый участок характеризуется развитием значительной по мощности толщей насыпных грунтов, представленных отходами стекольного производства. Грунтовые воды на участке залегают на глубине 4.5...7.0 м. Однако сложность инже-

нерно-геологических условий обуславливается не столько значительной (6...9 м) мощностью насыпных грунтов и высоким уровнем грунтовых вод, сколько резкой изменчивостью литологического состава грунтов по простиранию и в разрезе. В геологическом разрезе территории принимают участие отложения четвертичного и неогенового возраста. Гипсометрическое положение кровли подстилающих неогеновых отложений резко различное вследствие неравномерного размыва.

Указанные обстоятельства вызвали необходимость схематизировать грунтовые условия, которые в целом были приведены к трем типам (рис. 1). Изменчивость литологического состава грунтов обусловлена генетическими условиями образования отложений, изображенных на рис. 1.

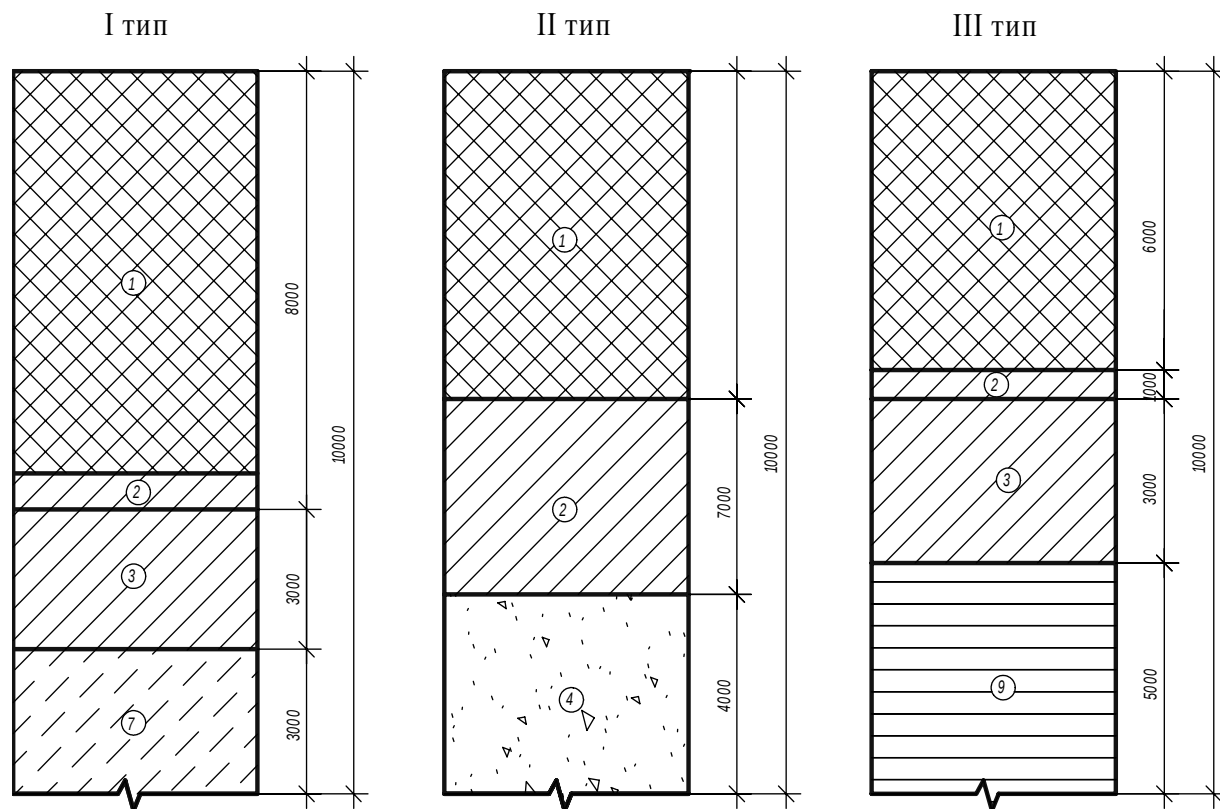


Рис 1. Схематизация грунтовых условий

Проектируемый цех проката имеет размеры 24×120 м и включает дымовую трубу, боров, регенератор и ванную печь.

Типовой проект прокатного цеха предусматривал устройство монолитной фундаментной плиты под все элементы цеха и колонны каркаса толщиной 0.45 м. Глубина заложения подошвы фундаментов составляет 2.5...3.5 м. Цех представляет собой каркасное здание с шагом колонны 6 м и пролетом 12 м и 24 м.

В процессе проектирования с учетом реальных грунтовых условий были приняты следующие типы фундаментов: на участке дымовой трубы – круглый в плане, сплошной, с равномерным расположением по окружности 8 забивных железобетонных свай длиной 10 м сечением 0.35×0.35 м.

На участке строительства регенератора были приняты лентосвайные фундаменты и, наконец, на участке строительства ванной печи бы-

ли приняты свайные фундаменты с подколонниками под металлические колонны высотой 2.4 м.

Глубина заложения подошвы фундаментов на всех указанных участках для упрощения и оптимизации ведения строительных работ была принята 3.5 м в комбинации с подпорной стенкой по периметру участка строительства регенератора.

Окончательный выбор вида и типа фундаментов производился на основе технико-экономического сравнения возможных вариантов фундаментов. Расчетное обоснование несущей способности свай производился с учетом испытаний статическим зондированием и по результатам динамических испытаний свай с определением проектного отказа.

При проектировании объектов на территории Донбасса приходится учитывать влияние не только процессов сдвижения на подрабатываемых территориях, но и других, часто параллельно протекающих процессов: суффозионных, карстовых, оползневых, просадочных процессов. В сложных гидрогеологических условиях приходится нередко прибегать к проектированию комбинированных дренажей, позволяющих создавать требуемое водопонижение. Примером этому может служить проект дренажа на участке строительства торгового центра «Метро кэш энд кэри» в г. Донецке.

Нечеткая и неквалифицированная интерпретация инженерно-геологических и гидрогеологических условий участка привела к разработке комбинированного проекта дренажа с устройством отводных и нагорных канав, подпорных стен.

В геологическом строении территории до глубины 20 м принимают участие отложения четвертичного и неогенового возраста, литологически представленные гумусированными суглинками, желто-бурыми и красно-бурыми твердыми суглинками и пестроцветными отложениями, представленными песками, супесью, глинами. Грунтовые воды на участке отмечались по материалам изысканий на глубине 1.3...2.6 м. Таким образом, на участке отмечался один водоносный горизонт, представляющий грунтовый поток, направленный в сторону балки Водяная. Это обстоятельство и потребовало проектирования подпорных стен для предотвращения оползания грунта (высота врезки от планировочной отметки составляла +3.8 м) с северной и восточной сторон площадки протяженностью около 400 м. Возведение подпорной стенки должно было производиться под защи-

той водоотводящих канав длиной около 1 км, что существенно затруднило бы процесс производства строительных работ [3].

На втором этапе выполнения защитных мероприятий предполагалось выполнить основной этап водопонижения на глубину до -2.6м от планировочной отметки по торговому центру. И, наконец, на третьем этапе работ предусматривалось устройство вертикального дренажа на участке возведения спринклерной ванны (отметка заложения подошвы фундамента составляет -8.3 м) и устройство нагорной канавы. Такая последовательность осуществления указанных мероприятий обеспечивала бы постепенное и ярусное понижения уровня грунтовых вод. Более тщательный анализ инженерно-геологических условий участка позволил уточнить гидрогеологические условия участка, а вместе с тем и принятые проектные решения. Выяснилось, что на рассматриваемой территории следует выделять три водоносных горизонта: «верховодка», ненапорные грунтовые воды четвертичных отложений и слабонапорный водоносный горизонт неогеновых отложений. Все водоносные горизонты имеют гидравлическую связь (рис. 2). Верхний водоносный горизонт («верховодка») представляет собой зону водонасыщения, формирующейся над постоянным горизонтом в периоды интенсивных дождей или снеготаяния. Кроме того, формированию «верховодки» способствовал затрудненный отток воды с восточной стороны ул. Взлетной.

Устройство наружных сетей (канализации, дренажа, ливневки и водопровода) предшествовало устройству фундаментов торгового центра. При проведении планировочных работ и проходки траншей для устройства сетей было установлено, что уровень грунтовых вод находится на глубине 1.8...2.0 м от планировочной отметки. Это позволило отказаться от устройства подпорной стенки и водоотводных канав. Однако устройство фундаментов требовало проведения откачки воды из траншей с отводом ее за пределы участка.

Отвод воды за пределы участка производился по водоотводящим трубам горизонтального дренажа через прокол длиной 35 м под ул. Взлетной в балку Водяная.

Дренажная система выполнена в виде горизонтального дренажа несовершенного типа с элементами пластового дренажа. Отпала необходимость и в выполнении вертикального дренажа, т.к. сроки сдачи объекта в эксплуатацию были существенно меньше расчетного времени осушения массива.

Вместо вертикального дренажа на участке строительства спринклерной ванны был пройден котлован 30×30 м вначале до уровня грунтовых вод, а затем, после устройства двух

зумпфов в диаметрально противоположных точках и непрерывной откачки воды, производилось доуглубление его дна до проектной отметки.

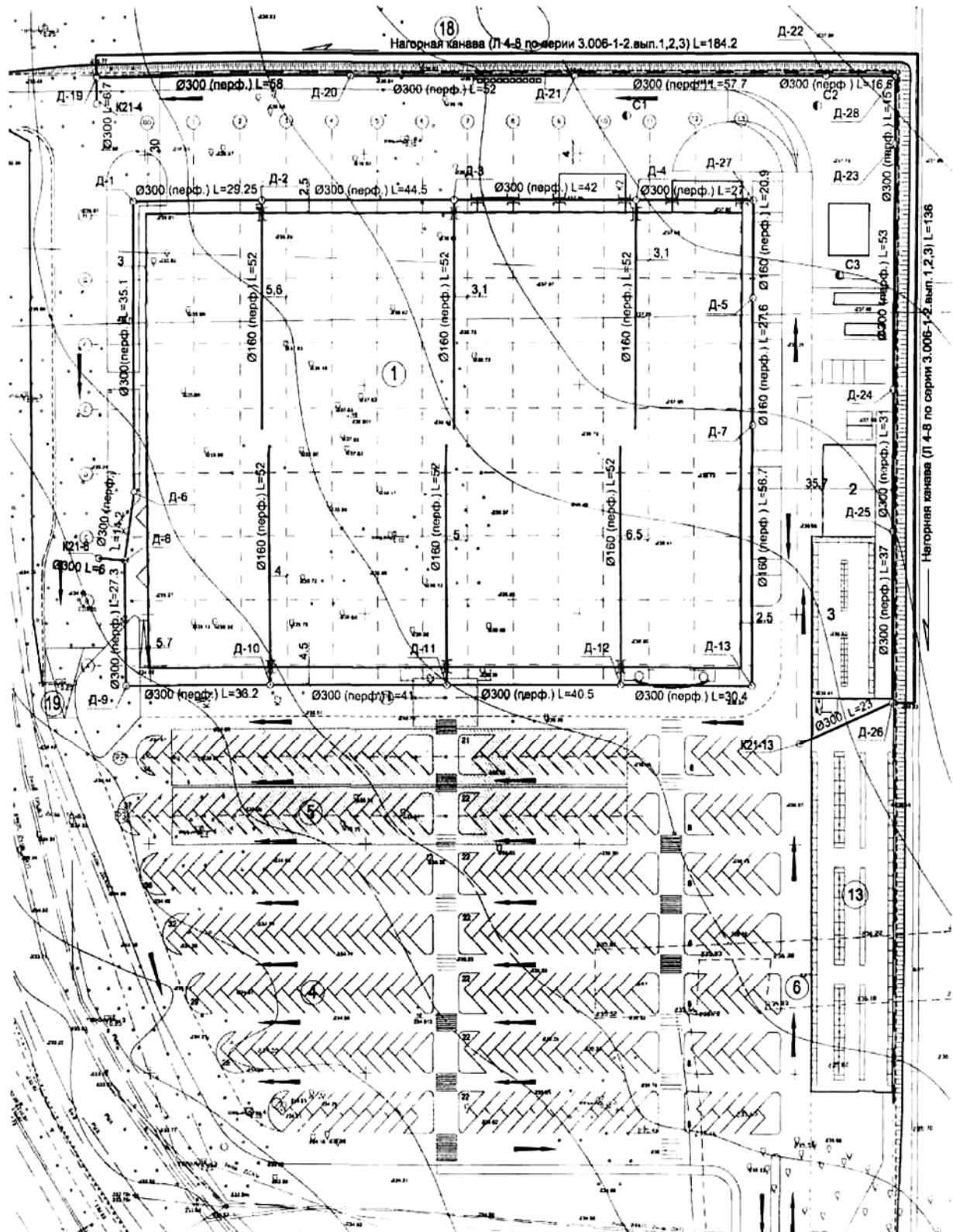


Рис. 2. Схема расположения дренажа и нагорной канавы

Выводы. Приведенные примеры являются небольшой частью объектов строительства, на которых применяемые проектные решения непосредственно зависят и определяются качеством проводимых инженерных изысканий. Основными факторами, влияющими на качество инженерных изысканий, являются:

- полнота исследований строительной площадки с привлечением различных методов исследований, в частности, обследования состояния инженерных сооружений, методов механики грунтов и геофизики, полевых методов исследования грунтов и моделирования;

- квалификация и опыт специалиста, который позволяет учитывать возможные изменения в напряженно-деформированном состоянии природного массива и происходящих инженерно-геологических процессов;

- обоснованность принятых проектных решений по выбору типа и вида оснований и фундаментов проектируемых сооружений.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Золотарев Г. С., Калинин Э. В., Минервин А. В. Учебное пособие по инженерной геологии / Г. С. Золотарев, Э. В. Калинин, А. В. Минервин. –: Изд-во Московского университета, 1970. – 382 с.
2. Таранец В. И. Комплексная оценка строительных площадок. // Научные труды ДонТУ, сер. «Горно-геологическая», вып. 111, том 1 / В. И. Таранец, В. Ф. Оглоблин – Донецк, 2006.
3. Оглоблин В. Ф. Проектирование водопонижительных систем в сложных условиях. / В. Ф. Оглоблин, М. Ю. Бадекин. – Мат. науч.-практ. конф. «Современные проблемы строительного основания территории со сложными инженерно-геологическими и техногенными условиями», АР Крым, г. Гурзуф, 2006. – С. 98.

Поступила в редколлегию 22.10.2007.

В. Д. ПЕТРЕНКО, А. Л. ТЮТКИН (ДИИТ), Т. А. СЕЛИХОВА (ЗАО «Динамо-силейр»)

МОДАЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ФУНДАМЕНТА ПУТЕПРОВОДА МОСТОВОГО ТИПА МЕТОДОМ КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

В статье представлены результаты модального анализа путепровода мостового типа с исследованием форм и частот фундамента методом конечных элементов.

В статті наведені результати модального аналізу шляхопроводу мостового типу із дослідженням форм і частот фундаменту методом скінчених елементів.

The results of modal analysis of overbridge with investigation of forms and frequencies of foundation by the finite-element method are presented in the paper.

Реализация динамических свойств МКЭ сооружения и основания отличается некоторыми специфическими особенностями, которые выделяют целый ряд задач динамического характера в отдельную область расчетов. Особую сложность этих задач видят в анализе как статических параметров – напряжений и деформаций, так и динамических характеристик – амплитуд и частот колебаний, присущих разным их формам.

Путепроводы тоннельного и мостового типов являются сооружениями, которые взаимодействуют с грунтовым массивом непосредственно (тоннельные путепроводы) или через фундамент (мостовые путепроводы). Динамическим воздействием в обоих случаях является подвижная нагрузка от поезда. Оценивая это воздействие по критериям интенсивности и частотной характеристике [1], можно отнести их к слабым, то есть таким, которые не сильно изменяют структуру грунта. Определенную сложность при исследовании воздействия поездной нагрузки на основание через фундамент составляет выбор подхода при моделировании данной нагрузки, а именно рассмотрение ее в динамическом или квазистатическом виде. Причем основную сложность составляет недостаточное знание о динамическом воздействии поездной нагрузки, при этом варианты расчетов оснований под машины спокойного и неспокойного действия достаточно разработаны [2, 3].

Важно также отметить, что проблема присоединенных масс грунта недостаточно изучена и часто опускается в динамических расчетах, причем модели основания являются безинерционными. Это положение развивается в СНиП 2.02.05.-87 «Фундаменты машин с динамическими нагрузками», что значительно упрощает

схему расчета, но некоторые исследователи обращают внимание на влияние присоединенных масс грунта. Поэтому авторами предлагается расширенный алгоритм динамического расчета, который наиболее полно соответствует расчетам, опирающимся на концепцию взаимного анализа взаимодействия в системе «сооружение–основание»:

1. Расчет сооружения с учетом нелинейных свойств грунта и динамических особенностей системы при поездной нагрузке.

2. Модальный анализ с проверкой импульсной нагрузки.

3. Анализ НДС системы «сооружение–основание».

Представленный алгоритм позволяет наиболее полно анализировать как динамические так и статические (НДС) характеристики основания и сооружения при динамических нагрузках. Однако, следует отметить, что сложность поведения сооружений и грунтовых оснований при динамических нагрузках существенно выше чем при статических, причем в расчетах НДС оснований требуется оценивать влияние многих факторов, которые не учитываются в статических расчетах, поэтому проведен модальный анализ путепровода мостового типа на слоистом основании с отысканием форм и частот колебаний данного сооружения.

Сущность модального анализа конструкции заключается в отыскании форм свободных колебаний, которые соответствуют некоторому распределению деформаций в конструкции при определенной частоте [4]. Общее уравнение колебаний для системы со многими степенями свободы при решении МКЭ в матричном виде:

$$[M]\{\ddot{x}\} + [B]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{P\} + \{N\}, \quad (1)$$

где $\{x\}$ – вектор перемещений; $[M]$ – матрица масс; $[B]$ – матрица демпфирования; $[K]$ – матрица жесткости; $\{P\}$ – вектор внешнего воздействия; $\{N\}$ – вектор нелинейных сил.

Уравнение колебаний для системы с многими степенями свободы при свободных колебаниях можно преобразовать в следующее выражение

$$[M]\{\ddot{x}\} + [K]\{x\} = 0. \quad (2)$$

Для решения уравнения свободных колебаний (2) следует подставить гармоническое решение в следующем виде:

$$\{x\} = \{\phi\}e^{i\omega t}. \quad (3)$$

Данное уравнение отображает важное свойство свободных колебаний, которое заключается в синхронном движении, то есть форма деформаций системы остается постоянной, меняется только ее амплитуда.

Проведя двойное дифференцирование уравнения (3), получим

$$\{\ddot{x}\} = -\omega^2 \{\phi\}e^{i\omega t}. \quad (4)$$

После подстановки уравнения (3) и (4) в уравнение (2) и сокращения на множитель $\{\phi\}e^{i\omega t}$, оно записывается в виде формулировки задачи о собственных значениях:

$$([K] - \omega^2[M])\{\phi\} = 0. \quad (5)$$

Для получения нетривиального решения при отыскании собственных частот необходимо, чтобы $\det([K] - \omega^2[M]) = 0$ относительно $\{\phi\}$.

Таким образом, конструкция с числом динамических степеней свободы N имеет n чисел ω , которые будут решением задачи о собственных значениях. Эти числа и являются собственными частотами.

Для проведения модального анализа используется модель путепровода мостового типа (рис. 1), и на ее основе определены частоты и формы его собственных колебаний.

Представленная схема – пространственная, на основе объемных конечных элементов типа параллелепипед. Размер КЭ изменяется в зависимости от толщины некоторых конструктивных элементов путепровода, но общий объем конечного элемента, как и в расчете тоннельного путепровода, не превышает 0.25 м^3 .

Применены КЭ следующих размеров: $0.5 \times 0.5 \times 0.5 \text{ м}$ для моделирования окружающего

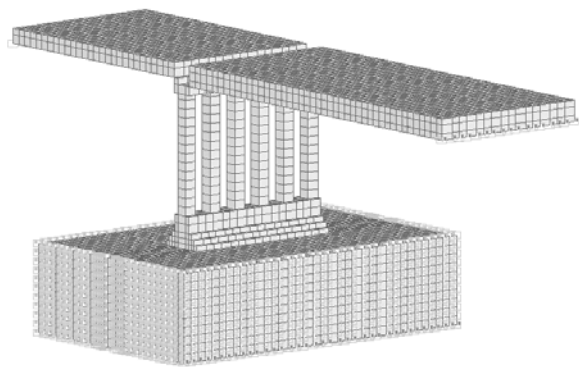


Рис. 1. Расчетная схема путепровода

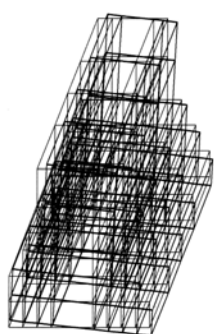
массива; $0.24 \times 0.7 \times 0.5$, $0.7 \times 0.7 \times 0.5 \text{ м}$ для моделирования фундамента и стоек путепровода (см. рис. 4.4); $0.5 \times 0.52 \times 0.35$ и $0.5 \times 0.52 \times 0.5 \text{ м}$ для моделирования пролетных строений и КЭ некоторых других размеров. Количество узлов модели – 17 774 штук, количество КЭ – 14 028. Сооружение смоделировано полностью, то есть промоделированы все геометрические параметры. Для учета взаимодействия сооружения путепровода с окружающим массивом вокруг него был смоделирован некоторый объем грунта: под фундаментом путепровода на глубину 5 м, что соответствует учету слоя суглинка мощностью 2.5 м и слоя глины мощностью 2.5 м, полученных по результатам инженерно-геологических изысканий. Вбок от фундамента путепровода смоделирован слой грунта мощностью 5 м, что дает достаточную возможность проследить влияние конструкции на основание.

В модели заданы деформационные характеристики суглинка (начальный модуль упругости $E = 37.6 \cdot 10^3 \text{ кПа}$, коэффициент Пуассона $\nu = 0.3$, удельный вес $\gamma = 20 \text{ кН/м}^3$); глины (начальный модуль упругости $E = 59.8 \cdot 10^3 \text{ кПа}$, коэффициент Пуассона $\nu = 0.35$, удельный вес $\gamma = 20 \text{ кН/м}^3$) и железобетона (приведенный модуль упругости $E = 370 \cdot 10^3 \text{ кПа}$, коэффициент Пуассона $\nu = 0.1$, удельный вес $\gamma = 25 \text{ кН/м}^3$).

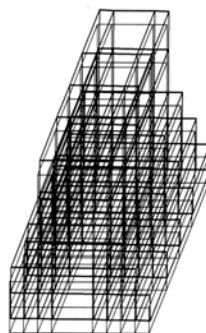
На рис. 2 и 3 приведены формы собственных колебаний фундамента путепровода мостового типа (приведен фрагмент фундамента под центральными стойками путепровода), который вычленен из общей модели в режиме презентационной графики, и показан укрупненно для более детального анализа. Номерам форм на рис. 2 и 3 соответствуют следующие частоты: 1 форма – 0.43 Гц; 2 форма – 3.82 Гц; 3 форма – 6.09 Гц; 4 форма – 6.17 Гц; 5 форма – 6.85 Гц; 6 форма – 6.99 Гц; 7 форма – 8.11 Гц; 8 форма – 8.79 Гц; 9 форма – 9.34 Гц; 10 форма

– 9.48 Гц; 11 форма – 9.54 Гц; 12 форма – 9.66 Гц. Следует отметить, что при собственных колебаниях фундамент совершает повороты относительно вертикальной плоскости, перемещения по вертикали и по горизонтали, однако форм типа скручивания не наблюдается. Чаще всего повороты относительно вертикальной плоскости и перемещения в случае собственных колебаний присутствуют в границах одной формы. Такие результаты по значениям

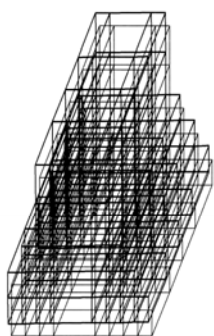
собственных колебаний подтверждают большое значение присоединенных масс грунта, жесткость которого вместе со значительной жесткостью фундамента характеризует его поведение, подобное штампам с высокой жесткостью. Гибкие фундаменты в данной работе не рассмотрены, так как путепроводам присущи жесткие фундаменты, что обусловлено их геометрическими размерами (при одинаковом модуле упругости).



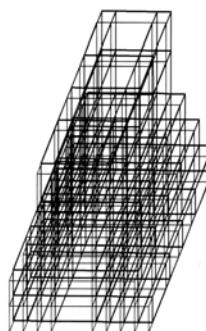
1-я форма



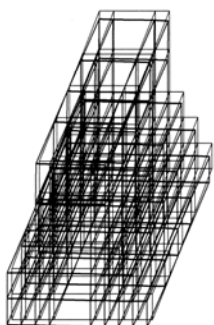
2-я форма



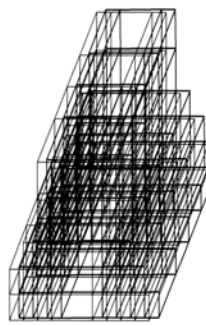
3-я форма



4-я форма

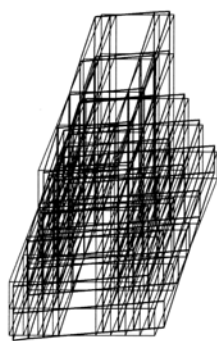


5-я форма

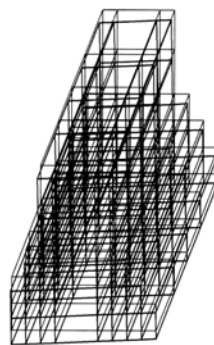


6-я форма

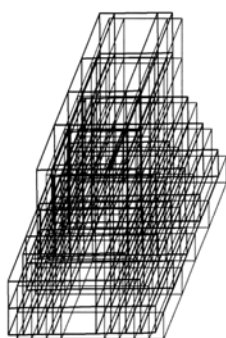
Рис. 2. Формы собственных колебаний фундамента путепровода



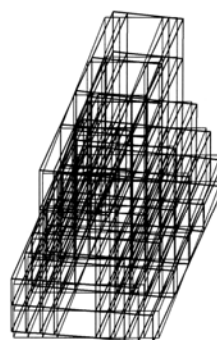
7-я форма



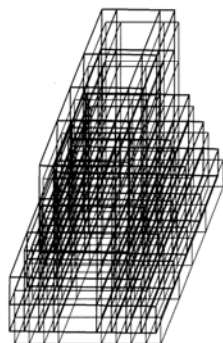
8-я форма



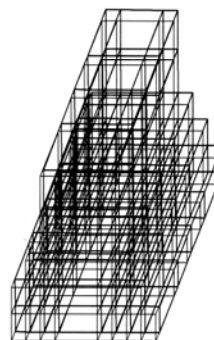
9-я форма



10-я форма



11-я форма



12-я форма

Рис. 3. Формы собственных колебаний фундамента путепровода

Следует отметить, что разработанная модель путепровода является наиболее информативной по своим результатам, так как она создана без учета симметрии системы путепроводов, то есть правая часть системы не заменялась условием симметрии по вертикальной оси. Применение этого приема моделирования, пол-

ностью корректного в решении задач в статической постановке, несколько некорректно для решения динамических задач, в том числе и модального анализа, так как все кососимметричные формы колебаний не могут быть определены, что несколько снижает надежность исследований.

В разработанных моделях, которые являются моделями малой размерности (до 20 тысяч конечных элементов), возможно отражение общей системы без необходимости применения приема введения в модель симметрии по вертикальной оси, что дало возможность получения репрезентативной информации о колебаниях этих двух систем.

Специфической особенностью работы транспортных сооружений является восприятие ими динамических воздействий от движущегося транспорта. Такие воздействия в совокупности с разнообразием мест их приложения на транспортное сооружение существенно усложняют расчеты НДС его основания ввиду необходимости обязательного учета не только силовой, но и инерционной составляющей. При этом быстро изменяющиеся во времени по величине и направлению динамические воздействия вызывают волновые колебания, как транспортного сооружения, так и основания, на котором оно установлено. Чаще всего для рассматриваемых транспортных сооружений в виде труб, путепроводов различного типа, автомобильных подземных переездов сооружение является той частью системы, которая воспринимает колебания от движущегося источника, являющегося во многих случаях железнодо-

рожным составом. Проведенный модальный анализ конструкций путепроводов мостового и тоннельного типов является первым этапом динамического анализа, так как выяснение форм и частот собственных колебаний считается первой задачей такого рода исследования, и может быть основой для динамического анализа конструкций путепроводов на поездную гармоническую нагрузку или спектр воздействий.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Швец В. Б. Справочник по механике и динамике грунтов. – Под ред. В. Б. Швеца / В. Б. Швец, Н. С. Швец и др. – К.: Будівельник, 1987. – 232 с.
2. Киричек Ю. А. Комбинированные массивно-плитные фундаменты. Ресурсосберегающие методы расчета и проектирования. – Днепропетровск: Изд-во ПГАСиА, 2001. – 207 с.
3. Гольдштейн М. Н. Расчеты осадок и прочности оснований зданий и сооружений. – К.: Будівельник, 1977. – 208 с.
4. SCAD для пользователя / В. С. Карпиловский, Э. З. Криксунов, А. В. Перельмутер, М. А. Перельмутер, А. Н. Трофимчук. – К.: ВВП «Компас», 2000. – 332 с.

Поступила в редколлегию 17.01.2008.

Л. Г. ПОЛІТІКОВА, В. І. ЛЕЩЕНКО, М. В. ЗАГОРСЬКИЙ, М. В. МИХАЙЛЕНКО,
М. С. ХОРОЛЬСЬКИЙ (ДП УНДКТІ «ДІНТЕМ»)

ПРОБЛЕМИ І ПЕРСПЕКТИВИ ВИКОРИСТАННЯ ЕЛАСТОМЕРНИХ УЩІЛЬНЮВАЧІВ ДЛЯ ГЕРМЕТИЗАЦІЇ ПІДЗЕМНИХ СПОРУД

Проведено роботи з створення ефективних гумових ущільнювачів для герметизації стиків в підземних спорудах із збірного залізобетону та чавуну, в тому числі тунельних обкладинок метро.

Проведены работы по созданию эффективных резиновых уплотнителей для герметизации стыков подземных сооружений из сборного железобетона и чугуна, в том числе тоннельных обделок метро.

The research work on creation of effective rubber sealants for hermetic sealing of joints of underground structures from modular ferro-concrete and pig-iron including the underground tunnel casings is carried out.

Однією з проблем сучасного будівництва підземних споруд з використанням збірних конструкцій є забезпечення надійної гідроізоляції конструкційних елементів. Гідроізоляція цих споруд складається з комплексу заходів, націлених на підвищення водонепросякання поверхонь елементів та герметизації їх стиків [1]. Вибір матеріалів для цього визначається конструкцією елементів, технологією їх монтажу та умовами експлуатації. Так, при будівництві тунелів метрополітенів із чавуну герметизацію стиків здійснюють шляхом зачеканювання БУСом та свинцевим дротом. Необхідність заміни чавунних тюбінгів на збірні залізобетонні, яка виникла в останні роки в Україні через велику вартість чавуну, поставила на першочерговий план вирішення задачі герметизації стиків між елементами тунельних обкладинок. Аналіз зарубіжного досвіду будівництва тунелів різного призначення показав перевагу герметизації стиків тунельних конструкцій гумовими ущільнювачами [2, 3]. Такий спосіб герметизації можливий як для чавунної обкладки, так і для конструкцій із збірного залізобетону.

Різні умови експлуатації і монтажу, а також різноманітність фірм-виготовлювачів сприяли появі великої кількості ущільнювачів різних конструкцій. В існуючих конструкціях не проведено детального вивчення напружено-деформаційного стану ущільнюючих елементів при різних видах напруженості. Відсутні відомості з розрахунку конструкцій перерізів ущільнювачів для заданих умов експлуатації та переконливих доказів переваг тієї чи іншої конструкції.

Роботи з освоєння перспективних технологій будівництва тунелів і шахт, які впроваджу-

ються в Україні, поставили вимоги зі створення ряду еластомерних ущільнювачів для гідроізоляції стиків залізобетонних елементів тунельних і шахтних обкладинок в водонасичених ґрунтах при дії напору ґрунтових вод до 0.6 МПа та рН робочого середовища 10...11 одиниць. Ущільнювачі повинні надійно герметизувати стики елементів різних конструкцій, які використовують для будівництва перегінних тунелів метро діаметром 5.6 і 6.0 м, станційних тунелів метро діаметром 8.5 і 9.8 м, ескалаторного тунелю діаметром 10.1 м і різних типів вентиляційних шахт.

Крім цього, на теперішній час виникла необхідність зі створення ущільнювачів для герметизації стиків тунельних обкладинок із чавуну без ускладнення існуючих конструкцій тюбінгів. Розрахунком встановлено, що ці вимоги можуть бути виконані у випадку виготовлення установчої канавки під гумовий ущільнювач з наступними розмірами: шириною – до 35 мм, глибиною – не більше 6 мм.

Для вирішення цих проблем в ДП УНДКТІ «ДІНТЕМ» проведено комплекс робіт зі створення еластомерних матеріалів та ущільнювачів із них з високим рівнем пружно-міцнісних і деформаційних характеристик та терміном довговічності до 100 років. Створені матеріали досліджували за існуючими стандартами з визначення вихідних характеристик та оцінки ступеня збереження основних показників в процесі прискорених досліджень при дії робочого середовища. Крім цього, проведено вивчення напружено-деформаційного стану існуючих ущільнюючих елементів різних конструкцій при різних видах напруженості і визначення залежності напруги від діючого

навантаження. Елементи конструкції оцінювали за оригінальними методиками. Деякі із отриманих результатів випробувань гум та зразків ГТВ у порівнянні з імпортним аналогом представлені в табл. 1 та на рис. 1.

Таблиця 1

Властивості розроблених еластомерних матеріалів для ущільнювачів стиків елементів тунельних обкладинок

Найменування показника матеріалу	Значення показника для матеріалу	
	Імпортний	Вітчизняний
Умовна міцність при розриванні, МПа, не менше	12.0	12.0
Відносне подовження при розтягуванні, %, не менше	300	300
Твердість, Од. Шор А	63+5	63+5

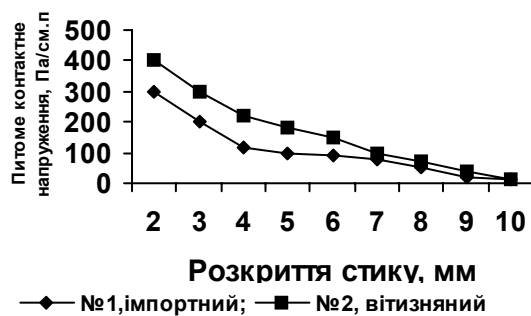


Рис. 1. Залежність питомого контактного напруження від розкриття стиків

З представлених у таблиці даних видно, що за властивостями з пружності та міцності розроблені матеріали аналогічні імпортним матеріалам. Результати на рис. 1 свідчать, що діапазон коливань деформаційних характеристик створених ущільнювачів з відносного подовження та питомого контактного напруження при стендових випробуваннях збігається з результатами аналогічних випробувань зразків імпортних ГТВ. За прискорених випробувань на старіння ущільнювачів у заданих умовах було встановлено, що зразки випробуваних ГТВ не мають механічних пошкоджень та зберігають вихідне значення пружності після старіння, яке еквівалентно 50, 70 та 100 рокам.

Крім цього, проведено комплекс робіт з отримання даних для створення конструкцій перерізів ГТВ для різних умов експлуатації. Представляло інтерес з встановлення можливості створення конструкції гумового ущільню-

вача для установки в канавку розмірами, які не перевищують тих, що вказані вище. При цьому створені ущільнювачі повинні забезпечити герметизацію стиків тюбінгів при напорі ґрунтових вод до 0.6 МПа і відстані між контактними поверхнями тюбінгів (розкриття стиків) у межах 0...4 мм.

Відомі конструкції ущільнюючих елементів для тюбінгів. Основна концепція створення геометрії поперечного перерізу таких елементів зводиться до поєднання різних конфігурацій виїмок на опорній поверхні і отворів у масі профілю у тому чи іншому співвідношенні. Поперечний переріз розглянутих ущільнювачів має складну геометричну форму з концентраторами напруг. Приклад використання одного з таких ущільнювачів для герметизації тюбінгів із залізобетону в перерізі наведено на рис. 2. Як видно з рис. 2, поперечний переріз розглянутих ущільнювачів має складну геометричну форму. Така форма має концентратори напружень, тому здійснити теоретичне рішення задачі з визначення напружено-деформованого стану ущільнення не представляється можливим.

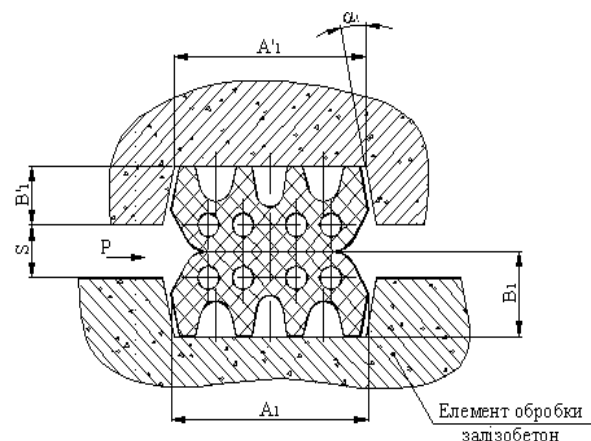


Рис. 2. Схема герметизації:

S – розкриття стиків; P – тиск робочого середовища

Прийнято рішення при розробленні перерізу ущільнювача застосувати задачу з плоскої деформації. Основою для цього служить стабільність навантаження по довжині профілю і стабільність його перерізу. Задачі з плоскої деформації експериментально вирішуються методом фотопружності. Тому для розроблення конструкції перерізу заданого ущільнювача було застосовано поляризаційно-оптичний метод [4-6].

Дослідження конструкцій перерізів моделей ущільнювачів проводили на спеціально розробленому пристрої, який наведено на рис. 3.

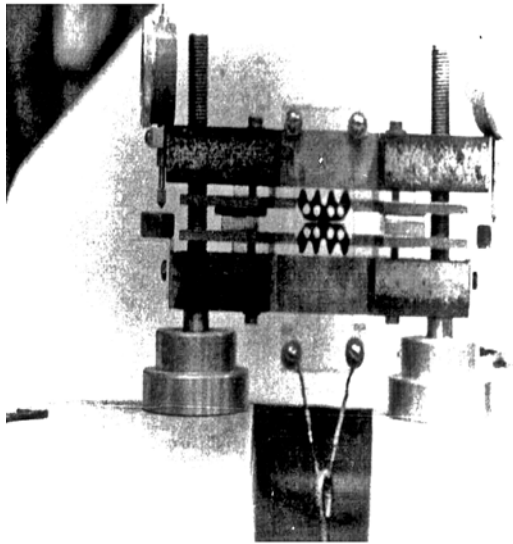


Рис. 3. Пристрій для дослідження моделей ущільнювачів

Пристрій складається з прозорої касети для випробування зразків, яка встановлюється між нерухомою і рухомою поперечками. Навантаження модельних зразків з оптично-активного матеріалу забезпечували вантажами відомої маси. Величину зазору між поперечками і сумарну деформацію ущільнювачів визначали з допомогою індикаторів, які встановлено на рухомій поперечині. Для визначення інтерференційної картини смуг використовували поляроскоп ППУ-7.

Оцінку досліджених конструкцій здійснювали за значенням середнього контактного тиску та інтерференційної картини смуг, знятої у промені монохроматичного світла. Модельні перерізи ущільнювачів виготовляли зі спеціально розробленого оптично активного матеріалу на основі поліуретану. Розрахунок середнього контактного тиску у зоні ущільнення здійснювали за формулою:

$$P_k = \frac{P_1}{F},$$

де P_k – середній контактний тиск; P_1 – вага вантажу; F – площа контакту зразків. Площа контакту:

$$F = ba,$$

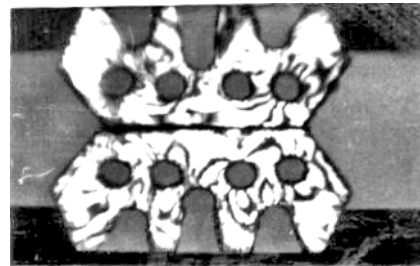
де b – довжина лінії контакту зразків; a – товщина зразків.

У процесі досліджень спочатку було виготовлено і випробувано зразки перерізів, що відповідають відомій конструкції (див. рис. 2).

Приклад отриманої інтерференційної картини смуг при різному ступені навантаження

моделі цієї конструкції представлено на рис. 4 (а – розкриття 20 мм, б – розкриття 0.1 мм).

а)



б)

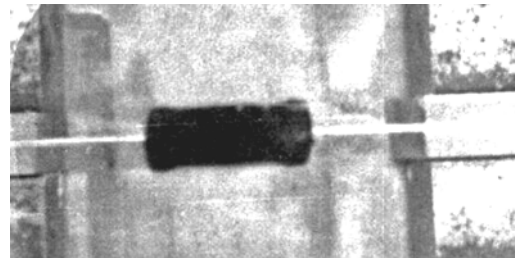


Рис. 4. Інтерференційна картина смуг в моделі перерізу ущільнювача при дії навантаження, яке приводить до розкриття стику: а) 20 мм; б) 0.1 мм

Аналіз рис.4 (а) показує наявність зон значної концентрації напруження. Найбільші напруження спостерігаються у місцях розташування отворів. При значній деформації отвори перетворюються у щілини, де теоретичний коефіцієнт концентрації прагне до нескінченності. У вершинах щілин матеріал за тривалої витримки під навантаженням повинен зруйнуватися. При цьому деформація зразка по перерізу отворів різна, що вказує на різну жорсткість конструкції по перерізу. Розташування отворів по осі призводить до виникнення великих деформацій зсуву у перемичках, які розділяють отвори і впадини, що в кінцевому результаті може призвести до їх руйнування.

Таку картину руйнування спостерігали при випробуванні зразків ГТВ, виготовлених із еластомерних матеріалів, що відрізняються за показниками пружно-міцнісних властивостей. У вершинах щілин матеріал за тривалої витримки під навантаженням повинен зруйнуватися. При цьому деформація зразка по перерізу отворів різна, що вказує на різну жорсткість конструкції по перерізу. Розташування отворів по осі призводить до виникнення великих деформацій зсуву у перемичках, які розділяють отвори і впадини, що в кінцевому результаті може призвести до їх руйнування.

На підставі випробувань існуючих конструкцій ущільнювачів досліджували моделі, що

включають отвори, заглиблення та виступи різноманітної конфігурації в різному співвідношенні. Було розроблено моделі ущільнювачів, які не містили у поперечному перерізі отворів і мали порожнини для перерозподілу матеріалу ущільнювача при його деформації в установочній канавці.

В процесі виконаних випробувань було встановлено необхідне співвідношення об'єму матеріалу і вільних порожнин для забезпечення жорсткості перерізу. Всього було випробувано і проаналізовано 35 моделей. Крім цього, вказані моделі були виготовлені із гуми і випробувані для отримання залежностей: зусилля стиску – деформація стику; питоме контактне напруження – деформація стику.

Результати цих досліджень показали, що в діапазоні розкриття стику 0...4 мм ступінь контактного напруження перевищує заданий тиск робочого середовища – 6 МПа. Це свідчить, що в даних умовах система буде герметичною. При цьому було встановлено, що ряд розроблених конструкцій мають жорсткість більшу, ніж відомі зразки. Це призводить до виникнення значних напруг. Інші моделі відрізняються малою жорсткістю і не дозволяють забезпечити герметичність стику при заданому тиску робочого середовища. Проведений аналіз дозволив розробити модель ущільнювача, який має достатню жорсткість для задовільної роботи стикового з'єднання при розкритті стику у заданому діапазоні 0...4 мм та тиску робочого середовища 0.6 МПа.

За результатами проведених досліджень була виготовлена та випробувана експериментальна модель і розширена партія ущільнювачів, які пройшли успішні стендові випробування.

Таким чином, проведені дослідження показали можливість застосування розроблених ме-

тодик для створення конструкцій перерізів ущільнювачів, які будуть надійно працювати в неагресивних середовищах, зокрема, для ущільнення стиків збірних оправ тунелів метрополітенів.

В результаті всього комплексу науково-дослідних та конструкторсько-технологічних робіт розроблено матеріали та конструкції ущільнювачів, які використано для герметизації залізобетонних блоків та чавунних тьобінгів тунельних обкладинок метро і шахт. Дослідно-промислові партії створених ГТВ успішно експлуатуються в тунелях Київського, Донецького і Дніпропетровського метрополітенів, в вугільних шахтах Донецького регіону. Це підтверджує перспективність використання розроблених матеріалів, конструкцій і методик для розробки ущільнювальних систем різного призначення на основі еластомерів на задані умови експлуатації.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Elastomer Joint Tapes and Profiles // «Tunnel», 1981, N 3. – P. 194-206.
2. Збірні обкладинки компанії «Charson Tunnels» // «Tunnels und Tunneling», 1984, v.10. – №3. – P. 44.
3. Рекламний проспект фірми «Phoenix», Німеччина, 1986.
4. Александров А. Я. Поляризационно-оптические методы механики деформируемого тела / А. Я. Александров, А. Х. Ахметьянов. – М.: Наука, 1973. – 575 с.
5. Фрохт М. М. Фотоупругость; в 2-х томах. – М.-Л.: Техтеориздат, 1948. – т. 1. – 432 с.
6. Экспериментальная механика: в 2-х кн. / Под ред. М. Кобаяси. – М.: Мир, 1996. – 616 с.

Надійшла до редколегії 22.10.2007.

ОСОБЛИВОСТІ ТЕХНОЛОГІЇ ІН'ЄКТУВАННЯ В БЕТОННІ МАСИВИ ТРАНСПОРТНИХ СПОРУД

У статті розроблена технологія ін'єктування розчину в бетонний елемент споруди та наведені різні способи нанесення ремонтного полімерного складу на основі алкілрезорцину на бетонну поверхню споруди, що застосовуються в залежності від ступеня руйнування конструкцій і забезпечують високий рівень зчеплення з бетоном конструкції.

В статье разработана технология инъецирования раствора в бетонный элемент сооружения и приведены разные способы нанесения ремонтного полимерного состава на основе алкилрезорцина на бетонную поверхность сооружения, которые применяются в зависимости от степени повреждения конструкции и обеспечивают высокий уровень сцепления с бетоном конструкции.

The technology of mortar injection into a concrete element of construction is developed in the paper. The different methods of applying the repair polymeric mortar on the base of alkylrezorcine on concrete surface of a construction, which are used depending on damage rate of the construction and provides high level of adhesion to concrete, are presented.

Ін'єкційний спосіб відновлення та ремонту пошкоджених бетонних та залізобетонних елементів транспортних споруд за допомогою розроблених розчинів на основі алкілрезорцинової смоли має ряд переваг як за міцністю та адгезійними характеристиками затверділого матеріалу, так і за якістю проведення робіт у специфічних умовах. Розроблена технологія дозволяє використати високий тиск для ін'єктування, а відповідно, збільшити відстань транспортування суміші та інтенсивність подачі розчину, скоротити кількість ін'єкційних пристосувань та забезпечити краще проникнення розчину в бетонний елемент споруди.

Обов'язковою умовою якісного виконання ремонтних робіт на транспортних спорудах є відсутність у складі ін'єкційного розчину фракції піску крупніше 2.5 мм, комків наповнювача та піску. Вимога по крупності піску задовольняється шляхом застосування класифікованого матеріалу. Крім того, перед ін'єкційним насосом встановлюється контрольне вібросито з ячейками діаметром 5 мм, оскільки більш мілка сітка ускладнює проходження розчину.

Приготування ін'єкційного полімерного розчину здійснюється у високошвидкісному турбулентному змішувачі, який встановлюється безпосередньо біля місця здійснення робіт у технологічному ланцюгу ін'єктування перед розчинонасосом. Схема приготування ін'єкційного полімерного розчину наведена на рис. 1. Ін'єкційною установкою є змонтований та підготовлений до роботи розчинонасос (розчинонагнітач) з розчиномішалками та всіма пристосуваннями:

розчиноприводом, ін'єкторами та манометрами. Склад смоли, затверджувача, наповнювачів, добавок та заповнювачів перебуває при ін'єкційній установці. У приймальній ємкості 1 готується полімерний розчин на основі алкілрезорцинової смоли, після чого перевантажується в приймальний бункер 2 ін'єкційної установки. Суміш з бункера надходить в турбулентний змішувач 3 і транспортується з повітрям 5 по трубопроводу 4.

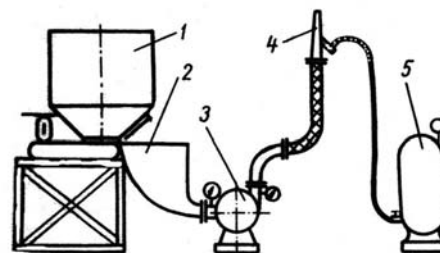


Рис. 1. Схема ін'єкційної установки

Технологія процесу ін'єктування визначає розташування механізмів та пристосувань на ін'єкційній установці. Ін'єктором є відрізок труби діаметром до 25 мм з гумовим ущільнювачем на кінці. Для закріплення в місці роботи ін'єктор має притискний пристрій. На кінці внутрішньої труби приварюють кільце, яке є упором для ущільнення. Натисненням зовнішньої труби через шайбу на гумовий ущільнювач, який спирається на упорне кільце, відбувається закріплення ін'єктора. Гумовий ущільню-

вач, розширювач від натискання, щільно заповнює шпару та не дає розчину виходити назовні [1].

У процесі ін'єктування (рис. 2) розчин поступово кольматує зону, що прилягає до ін'єкційного пристрою. Чим менше площа виходу розчину в порожнину ушкодження бетонного елементу, тим більше питомі витрати його в цій зоні та тим швидше відбувається кольматація, яка викликає ріст тиску в трубопроводі та вимагає зміни точки ін'єкції. У цьому випадку необхідно перемістити ін'єкційну трубу, забезпечуючи тим самим продовження ін'єкції в новій зоні. При нанесенні водонепроникного ремонтного шару на велику площину поверхні для збільшення площини виходу розчину здійснюється перфорація ін'єкційних труб на ділянці 15...25 см від торця. У ході експериментальних досліджень встановлено, що найбільш зручна перфорація здійснюється повздовжніми отворами шириною 12...15 мм [2, 3].

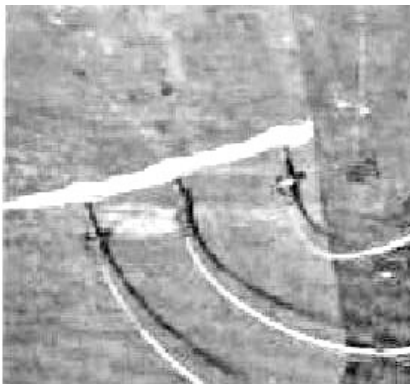


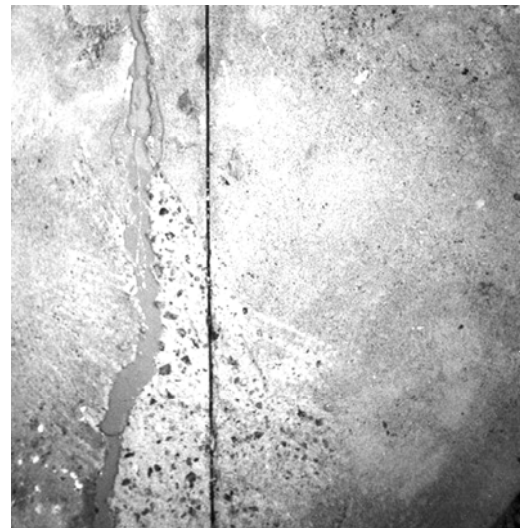
Рис. 2. Ін'єктування ремонтних ділянок гідротехнічного бетону (три ін'єктори)

Особливістю технології устрою захисних водонепроникних екранів на обводнених елементах споруди є проблема устрою робочих швів. Тому нанесення полімерного розчину відбувається по всій висині масиву без устрою горизонтальних швів. При аварійній зупинці ін'єктування поява неорганізованого робочого шва на екрані неминуче пов'язано з ослабленням контактної зони. Причиною цього явища є необхідність застосування ін'єкційного розчину підвищеної рухливості при продовженні ремонтно-відновлювальних робіт (рис. 3).

Розділення відновлюваної конструкції на блоки вертикальними швами при устрої захисних екранів можна здійснювати шляхом встановлення ткані сталеві сітки з ячеєю 2 x 2 мм. Така сітка не пропускає ін'єкційний розчин та забезпечує добрі зчеплення між нане-

сеним свіжим розчином та затвердженим розчином суміжного блоку [4].

Особливо важливим є контроль ступеню проникнення розчину в тріщини та каверни пошкодженого елементу споруди, для чого проведено комплекс дослідів, направлених на визначення витрат ін'єкційного розчину, який необхідний для визначеного об'єму бетонного масиву та забезпечуючого високий рівень зчеплення з бетоном конструкції (рис. 4).



а)



б)

Рис. 3. Технологія заповнення тріщин між блоками тунелю

При проведенні експериментів були змодельовані умови нагнітання за визначений час наповненого полімерного розчину на основі алкілрезорцину в частково зруйновану при силових впливах структуру бетону. Визначення

повного насичення бетонних зразків полімерним розчином здійснювалось з появою розчину на протилежній грані зразків-кубів бетону. Результати дослідів, проведених із зразками з бетону класу В25, надані в табл 1.

Таблиця 1

Ступінь насичення бетонних зразків-кубиків ін'єкційним розчином

Маса зразків, кг	Ступінь насичення зразків у часі, хв.													
	10		20		30		40		50		60		70	
	кг	%	кг	%	кг	%	кг	%	кг	%	кг	%	кг	%
2.21	2.26	2.35	2.28	3.17	2.30	4.07	2.31	4.52	2.31	4.52	2.32	4.98	2.34	5.88
2.26	2.30	1.77	2.32	2.65	2.33	3.10	2.34	3.54	2.35	3.98	2.35	3.98	2.35	3.98
2.30	2.35	2.17	2.36	2.61	2.38	3.48	2.38	3.48	2.38	3.48	2.39	3.91	2.39	3.91

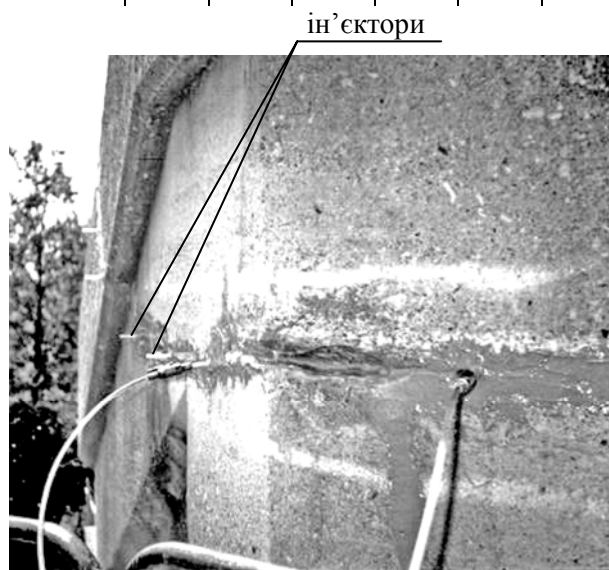


Рис. 4. Контроль ступеня проникнення ремонтного розчину в тріщини та каверни бетонного масиву

Аналізуючи дані табл. 1, необхідно відмітити, що інтенсивне насичення полімерним розчином зразків у вигляді кубиків бетону спостерігається в перші 30 хв., що характеризується збільшенням маси зразків на 2.5...4 %, а в більш пізній час не перевищуючи 4...6 %.

При визначенні міцності при стиску ін'єктованих зразків бетону встановлено, що вихідна міцність зразків в основному відновлюється, а в деяких випадках і збільшується (табл. 2) [5, 6].

Очевидно, це залежить від характеру попереднього руйнування зразків, оскільки ін'єкційні зразки з однією магістральною тріщиною відновлювали міцність практично повністю, а міцність ін'єкційних зразків, структура яких характеризувалася сіткою дрібних тріщин, відновлена на 90...95 % (рис. 5).

Таблиця 2

Визначення міцності при стиску бетонних зразків після ін'єктування

Міцність при стиску зразків до порушення цілісності, МПа	Характер структури зразків після порушення цілісності	Міцність при стиску (МПа) зразків, ін'єктованих протягом, хв.		
		20	30	40
30.3	Розподілені по обсязі зразка тріщини зі сколами бетону діаметром до 5 мм	27.1	29.3	30.8
31.8	Сітка дрібних тріщин з виходом на поверхню зразка	28.2	30.2	30.6
32.6	Магістральна тріщина шириною розкриття 1...3 мм із відгалуженнями шириною 0.3...0.5 мм	29.2	32.8	33.3

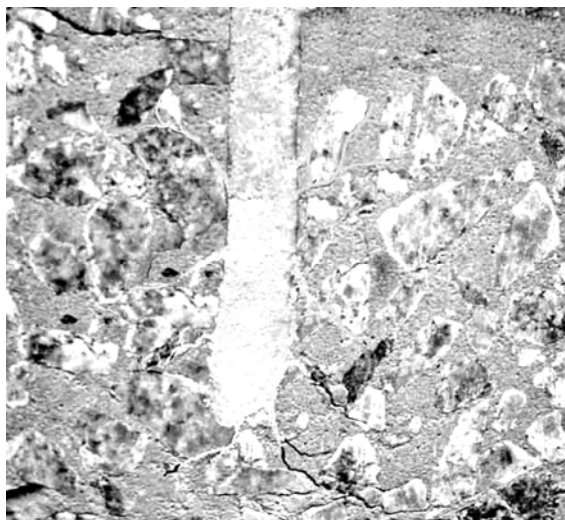


Рис 5. Структура ремонтної ділянки із сіткою дрібних тріщин поруч із ін'єкційною шпарою

Висновки: Розроблені різні способи нанесення ремонтного полімерного складу на основі алкілрезорцину на бетонну поверхню споруди, застосовувані залежно від ступеня руйнування конструкцій й які забезпечують високий ступінь зчеплення з бетоном конструкції.

Несуча здатність відновлених зразків незначно залежить від вихідної міцності бетону, тобто зразки з низькою (20 МПа) і високою (30 МПа) вихідною міцністю при повторному випробуванні витримали практично однаковий рівень руйнівного навантаження. Це пояснюється тим, що при повторному випробуванні в роботу включається вже не весь бетон, а лише приповерхневі шари берегів тріщин. Із цієї причини загальна несуча здатність зразка більше визначається адгезійною міцністю полімерного розчину, ніж когезійною міцністю бетону.

Розроблена технологія ґрунтується на застосуванні полімерних композицій, особливістю яких є хімічна взаємодія з бетоном відновлюваного елемента спорудження з формуванням у місцях контакту структурних зв'язків, що забезпечує відновлення експлуатаційних характеристик спорудження й захист від впливу вологого середовища.

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Пшинько А. Н. Подводное бетонирование и ремонт искусственных сооружений. – Д.: Пороги, 2000. – 412 с.
2. Булатов А. И. Основы физико-химии промывных жидкостей и тампонажных растворов. – М.: Недра, 1988. – 268 с.
3. Александрян Э. П. Восстановление и усиление бетонных и железобетонных конструкций зданий и сооружений методом инъектирования полимеррастворов // Экспресс-информация. – ЦНТИ, 1993, № 14. – 22 с.
4. Белевич В. Б. Потери напора при пневмотранспорте строительных смесей / В. Б. Белевич, Н. П. Шиповский // Строительная теплофизика. – Минск, 1983. – С. 128-146.
5. Ольховик О. Е. Оптимальный температурный режим отверждения полимеров сетчатой структуры в условиях адгезионного контакта // Высокмолекулярные соединения, 1988, № 11. – С. 2531-2537.
6. Малинский Ю. М. О влиянии твердой поверхности на процессы релаксации и структурообразования в пристенных слоях полимеров // Успехи химии, 1970, № 8. – С. 27-31.

Надійшла до редколегії 30.01.2008.

ЛОГИЧЕСКАЯ МАТРИЦА ДЛЯ ПРОДОЛЬНЫХ И КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ КОНТИНУАЛЬНЫХ БАЛОК

На основі методу початкових параметрів, асоційованих матриць та елементів математичної логіки запропонована формальна процедура розрахунку поздовжніх та крутильних коливань багатопрогонових балок з безперервним розподілом мас.

На основе метода начальных параметров, ассоциированных матриц и элементов математической логики предложена формальная процедура расчета продольных и крутильных колебаний многопролетных балок с непрерывным распределением масс.

The formal procedure for calculations of longitudinal and torsion vibrations of the multispan beams with continuous mass distribution on the basis of the method of start parameters, associated matrices and elements of mathematical logic is proposed.

Для континуальних балок, існуючих кусочно-постійні (ступенчаті) характеристики і зосереджені включення в вигляді еластичних зв'язей або зосереджених мас одержання точного аналітичного рішення, описуючого продольні і крутильні коливання представляє визначені труднощі. На практиці такі задачі зустрічаються при моделюванні продольних коливань перетинаються балок, пілонів вантових мостів, мачт, поїздів, або крутильних – для балок проїзної частини залізничних мостів, різних валів і інших. Тому дослідження в цій області є актуальними.

Рішення з використанням узагальнених функцій, методів деформацій, початкових параметрів і ряду інших приведені в роботах [2, 5, 6, 8]. Для розрахунку одномерних стержневих систем в [1, 3] привнесені поняття теорії кінцевих автоматів. Такий підхід дозволяє широко використовувати топологічні методи і елементи математичної логіки.

Цілью даної статті є застосування кінечно-автоматного моделювання до розрахунку продольних і крутильних коливань балок з безперервним розподілом мас.

Согласно [1], неразрезная балка моделируется системой связанных конечных автоматов с одинаковым количеством входов на каждом из концов, определяемых совокупностью булевых функций из фиксированных (0) и произвольных (1) граничных параметров. Возможный набор комбинаций граничных условий в местах сопряжения отдельных участков балки формирует ассоциированную матрицу выхода. Равенство нулю произведения соответствующих матриц участков определяет уравнение частот свободных колебаний для континуальной балки

$$V_1 \prod_{i=2}^{n-1} M_{xi} V_n = 0. \quad (1)$$

Рассмотрим прямолинейную n -пролетную балку с произвольными однородными граничными условиями и соответствующую ей логическую схему в виде цепочки связанных конечных автоматов (рис. 1). Характерные блоки обозначим пунктирными линиями, задавая нумерацию и координаты стержней в порядке их следования. Сечения элементов, погонная масса μ , жесткости при растяжении-сжатии EF , кручении GJ_k в пределах каждого из пролетов считаются постоянными.

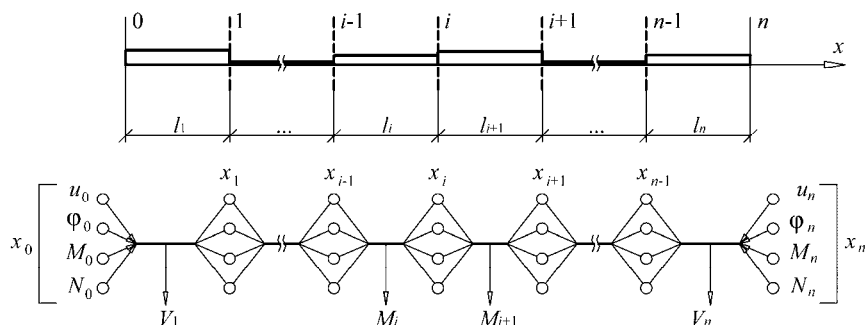


Рис. 1

Концевые граничные параметры каждого участка связаны с начальными параметрами этого же участка известным соотношением [2]:

$$\mathfrak{P}_{i+1} = M_B \mathfrak{P}_i, \quad (2)$$

где M_B – матрица влияния начальных параметров; $\mathfrak{P}_i$ и $\mathfrak{P}_{i+1}$ – векторы параметров в i -м и $(i+1)$ -м сечениях; $\mathfrak{P}_{i,i+1} = \{u, \varphi, M, N\}_{i,i+1}$.

Перебор возможных граничных условий в местах сопряжения отдельных стержней возможен только для двух параметров: линейных перемещений u_x вдоль оси x и осевых усилий N_Π – для продольных колебаний, и угловых перемещений φ_x и крутящих моментов M_K – для крутильных. Соответствующую матрицу влияния M_B можно представить в виде:

$$M_B = \begin{bmatrix} \cos \lambda_\Pi & 0 & 0 & -\alpha \lambda_\Pi \sin \lambda_\Pi \\ 0 & \cos \lambda_K & -\beta \lambda_K \sin \lambda_K & 0 \\ 0 & \frac{1}{\beta \lambda_K} \sin \lambda_K & \cos \lambda_K & 0 \\ \frac{1}{\alpha \lambda_\Pi} \sin \lambda_\Pi & 0 & 0 & \cos \lambda_\Pi \end{bmatrix}_i, \quad (3)$$

где $\lambda_\Pi^2 = \frac{\mu_i \omega_j^2 l_i^2}{EF_i}$, $\lambda_K^2 = \frac{J_{xi} \omega_j^2 l_i^2}{GJ_{ki}}$, $\alpha_i = \frac{EF_i}{l_i}$, $\beta_i = \frac{GJ_{ki}}{l_i}$; l_i – длина i -го пролета балки; J_{xi} – погонный момент инерции массы балки относительно ее продольной оси; ω_j – круговая частота j -ой формы колебаний.

Комбинируя последовательно все граничные условия начала и конца стержня, получим по четыре возможных его состояния для продольных и крутильных колебаний. Каждому из этих состояний соответствует частотный опре-

делитель стержня, являющийся минором 3-го порядка матрицы (3). Анализируя все полученные миноры, можно прийти к выводу, что каждый из них тождественен определенному элементу матрицы M_B . По аналогии с [3], проставляя определители в порядке последовательного перебора всех значений булевых функций двух переменных для продольных и двух – для крутильных колебаний, получим ассоциированную матрицу M (табл. 1), в которой каждый элемент записан в порядке логического следования кодов начальных (НП) и концевых (КП) граничных параметров.

Таблица 1

КП \ НП	01	01	10	10
10	$\cos \lambda_\Pi$	0	0	$-\alpha \lambda_\Pi \sin \lambda_\Pi$
10	0	$\cos \lambda_K$	$-\beta \lambda_K \sin \lambda_K$	0
01	0	$\frac{1}{\beta \lambda_K} \sin \lambda_K$	$\cos \lambda_K$	0
01	$\frac{1}{\alpha \lambda_\Pi} \sin \lambda_\Pi$	0	0	$\cos \lambda_\Pi$

Возможным состояниям концов стержня при однородных граничных условиях с одинаковым числом произвольных и фиксированных

параметров соответствуют элементы ассоциированной матрицы M_x (табл. 2).

Таблица 2

КП НП	0011	0101	1010	1100
1100	S	$-\beta\lambda_k U$	$-\alpha\lambda_n V$	$\alpha\beta\lambda_n\lambda_k T$
1010	$\frac{1}{\beta\lambda_k} U$	S	$-\frac{\alpha\lambda_n}{\beta\lambda_k} T$	$-\alpha\lambda_n V$
0101	$\frac{1}{\alpha\lambda_n} V$	$-\frac{\beta\lambda_k}{\alpha\lambda_n} T$	S	$-\beta\lambda_k U$
0011	$\frac{1}{\alpha\beta\lambda_n\lambda_k} T$	$\frac{1}{\alpha\lambda_n} V$	$\frac{1}{\beta\lambda_k} U$	S

Здесь функции S , T , U , V взяты с учетом следующих соотношений:

$$S = \cos \lambda_n \cos \lambda_k; \quad T = \sin \lambda_n \sin \lambda_k;$$

$$U = \cos \lambda_n \sin \lambda_k; \quad V = \sin \lambda_n \cos \lambda_k.$$

Рассмотрим участок балки с упругими связями относительно продольных перемещений или относительно поворота сечения на левом конце (рис. 2).

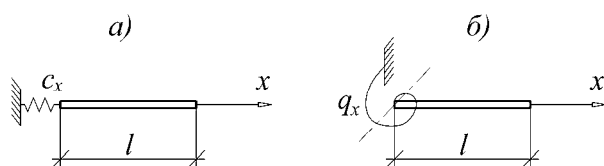


Рис. 2

Согласно [4], ассоциированная матрица участка балки с упругой опорой может быть получена из исходной матрицы M_x прибавлением к строке, соответствующей участку без опоры, строки, соответствующей участку с абсолютно жесткой опорой, умноженной на жесткость упругой опоры.

В матричной форме данное правило для упругой связи (рис. 2, а) можно записать следующим образом:

$$M_{1x} = M_x + c_x \left(M_{0101}^{(1)} + M_{0011}^{(2)} \right), \quad (4)$$

где M_x – ассоциированная матрица обычного участка балки (табл. 2); $M_{0101}^{(1)}$, $M_{0011}^{(2)}$ – матрицы, состоящие из первой и второй строк функций кодов 0101, 0011 (табл. 2), и имеющие остальные нулевые строки.

Соответственно, произвольный участок балки с упругим относительно поворота сечения закреплением (рис. 2, б) описывается матрицей M_{2x} :

$$M_{2x} = M_x + q_x \left(M_{1010}^{(1)} + M_{0011}^{(3)} \right). \quad (5)$$

Отмеченные закономерности позволяют составлять уравнение частот конструкции с упругими связями путем последовательного их «отсечения». Так, если участок балки имеет два вида упругих закреплений (рис. 3, а), то количество возможных его состояний определится четырьмя возможными комбинациями кодов начальных параметров (матрица M_x , табл. 2), соответствующими четырем вариантам граничных значений q_x и c_x :

$$q_x = 0, c_x = 0 \text{ (1100)}; \quad q_x = \infty, c_x = 0 \text{ (1010)};$$

$$q_x = 0, c_x = \infty \text{ (0101)}; \quad q_x = \infty, c_x = \infty \text{ (0011)}.$$

Поэтому структуру матрицы M_{3x} можно представить в следующем виде:

$$M_{3x} = M_x + c_x \left(M_{0101}^{(1)} + M_{0011}^{(2)} \right) +$$

$$+ q_x \left(M_{1010}^{(1)} + M_{0011}^{(3)} \right) + q_x c_x M_{0011}^{(1)}. \quad (6)$$

Матрицы M_{1x} , M_{2x} , M_{3x} имеют тот же порядок, что и матрица M_x и дают возможность формального построения уравнений частот для многопролетных балок с любым сочетанием продольно-линейных и поворотных упругих опор в форме (1).

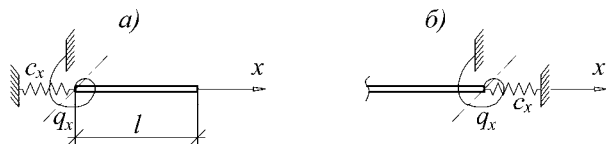


Рис. 3

Для вектора V_n участка балки с упругими опорами на правом конце (рис. 3, б) независимо от вида граничных условий на левом конце можно записать:

$$V_n = V_{1100} + q_x V_{1010} + c_x V_{0101} + q_x c_x V_{0011}. \quad (7)$$

Отсюда следует, что вектор V_n в уравнении (1) будет представлять собой столбец матрицы M_x , соответствующий правому свободному концу (код граничных условий 1100), плюс столбец с кодом 1010, умноженный на жесткость q_x , плюс столбец с кодом 0101, умноженный на жесткость c_x , плюс столбец с кодом 0011, умноженный на произведение жесткостей $q_x c_x$.

Для участка балки с сосредоточенной массой m в месте расположения упругих связей необходимо вместо c_x и q_x подставить соответственно $c_x - m\omega_j^2$ и $q_x - J_m\omega_j^2$ где J_m – момент инерции сосредоточенной массы относительно оси x .

В качестве примера рассмотрим балку, один конец которой заделан, другой свободен и нагружен сосредоточенной массой m . Уравнение частот определяется непосредственно элементом матрицы M_{3x} с кодами 1100 и 0011, удовлетворяющими граничным условиям по концам балки:

$$S - \frac{m\omega_j^2}{\alpha\lambda_n} V - \frac{J_m\omega_j^2}{\beta\lambda_k} U + \frac{mJ_m\omega_j^4}{\alpha\beta\lambda_n\lambda_k} T = 0. \quad (8)$$

Раскрывая значения функций S , T , U , V , после преобразований получим:

$$1 - \frac{\lambda_n}{m'} \operatorname{tg} \lambda_n - \frac{\lambda_k}{i'} \operatorname{tg} \lambda_k + \frac{\lambda_n \lambda_k}{m' i'} \operatorname{tg} \lambda_n \operatorname{tg} \lambda_k = 0. \quad (9)$$

Для продольных колебаний при $\lambda_k \rightarrow 0$

$$\lambda_n \operatorname{tg} \lambda_n = m', \quad (10)$$

для крутильных – при $\lambda_n \rightarrow 0$

$$\lambda_k \operatorname{tg} \lambda_k = i'. \quad (11)$$

Уравнения (10), (11) в точности совпадают с приведенными в работе [5]. Выражения в правой части $m' = \frac{\mu l}{m}$ и $i' = \frac{J_x l}{J_m}$ представляют, со-

ответственно, отношение массы всей балки к массе, сосредоточенной на ее конце, и отношение момента инерции всей балки к моменту инерции сосредоточенной массы.

Если пренебречь массой балки по отношению к массе груза, т. е. при $\mu \rightarrow 0$; $\lambda_n, \lambda_k \rightarrow 0$ получим

$$(\omega^2 - \omega_n^2)(\omega^2 - \omega_k^2) = 0, \quad (12)$$

$$\text{откуда } \omega_1 = \omega_n = \sqrt{\frac{EF}{ml}}, \quad \omega_2 = \omega_k = \sqrt{\frac{GJ_k}{J_m l}}.$$

Рассмотрим неразрезную балку с различными сечениями в пролетах (рис. 4).

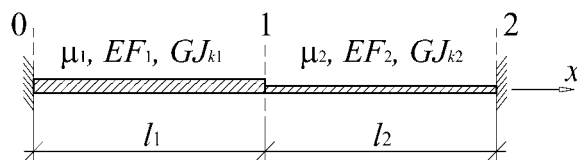


Рис. 4

Уравнение частот получим умножением строки матрицы M_x (табл. 2), соответствующей условию закрепления начала первого стержня (код 0011), на столбец матрицы M_x , соответствующий граничным условиям конца второго стержня (код 0011):

$$\begin{aligned} & \frac{T_1 S_2}{\lambda_{n1} \lambda_{k1} \alpha_1 \beta_1} + \frac{V_1 U_2}{\lambda_{n1} \lambda_{k2} \alpha_1 \beta_2} + \\ & + \frac{V_2 U_1}{\lambda_{n2} \lambda_{k1} \alpha_2 \beta_1} + \frac{T_2 S_1}{\lambda_{n2} \lambda_{k2} \alpha_2 \beta_2} = 0. \end{aligned} \quad (13)$$

Из уравнения (13), переходя к пределу функций при $\lambda_k \rightarrow 0$ (продольные колебания) и $\lambda_n \rightarrow 0$ (крутильные колебания), после преобразований получим известные решения [6].

$$\operatorname{tg} \lambda_{n1} + \frac{\lambda_{n1} \alpha_1}{\lambda_{n2} \alpha_2} \operatorname{tg} \lambda_{n2} = 0, \quad (14)$$

$$\operatorname{tg} \lambda_{k1} + \frac{\lambda_{k1} \beta_1}{\lambda_{k2} \beta_2} \operatorname{tg} \lambda_{k2} = 0. \quad (15)$$

Аналогичным путем рассчитываются и более сложные цепные стержневые системы. Такой подход позволяет свести их расчет к мно-

гократно повторяемому циклу арифметических операций при переходе от одного блока системы к другому. Предлагаемая форма учета упругих закреплений представляется более удобной, чем обычно используемая в методе прогонки, поскольку отпадает необходимость введения специальных матриц перехода с большим числом нулевых элементов.

Для определения форм колебаний в качестве исходной логической модели используется такое же отображение, как и для построения матричной формы уравнений частот. Неизвестные начальные параметры могут быть вычислены по правилу Крамера способом прогонки [7].

Условия периодичности в неразрезных конструкциях позволяют упростить значительную часть инженерных расчетов. К примеру, для продольных колебаний неразрезных регулярных и квазирегулярных балок с постоянными по длине массой μ , жесткостью EF , равными пролетами и продольно-линейными промежуточными упругими опорами выражение (1) об-
ращается в

$$V_1 M_{1x}^{n-2} V_n = 0. \quad (16)$$

Для удобства программирования и вычислений на ЭВМ представим матрицу M_{1x} как сумму двух матриц $M_{1x} = M_x + c_x M_p$, где

$$M_p = M_{0101}^{(1)} + M_{0011}^{(2)}. \quad (17)$$

Матрицы M_x и M_p обладают замечательными особенностями при многократном их перемножении. Так, функции $S(\lambda)$, $T(\lambda)$, $U(\lambda)$, $V(\lambda)$ при возведении матрицы M_x в n -ю степень преобразуются в такую же матрицу M_x с функциями элементов $S(n\lambda)$, $T(n\lambda)$, $U(n\lambda)$, $V(n\lambda)$.

В свою очередь, матрицу M_p разделим на две матрицы M_{p1} и M_{p2} . Принимая при $\lambda_k \rightarrow 0$, $S = U = \cos \lambda_n$, $T = V = \sin \lambda_n$ получим

$$M_{p1} = \frac{1}{\alpha \lambda_n} \sin \lambda_n E_1, \quad M_{p2} = \cos \lambda_n E_2, \quad \text{где}$$

$$E_1 = \begin{bmatrix} 1 & -1 & 0 & 0 \\ 1 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, \quad E_2 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & -1 \\ 0 & 0 & 1 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}.$$

Тогда $M_{p2}^n = 0$ и $M_{p2} M_{p1} = 0$. Поэтому для матрицы M_p^n можно записать:

$$M_p^n = M_{p1}^{n-1} (M_{p1} + n M_{p2}), \quad (18)$$

или

$$M_p^n = \left(\frac{1}{\alpha \lambda_n} \right)^n \sin^n \lambda_n \times \\ \times E_1^{n-1} (E_1 + n \alpha \lambda_n \operatorname{ctg} \lambda_n E_2). \quad (19)$$

Для крутильных колебаний регулярной балки с упругими опорами относительно поворота промежуточных опорных сечений уравнение частот имеет вид:

$$V_1 M_{2x}^{n-2} V_n = 0. \quad (20)$$

Как и в предыдущем случае, представим матрицу M_{2x} суммой двух матриц

$$M_{2x} = M_x + q_x \bar{M}_p, \quad (21)$$

где $\bar{M}_p = M_{1010}^{(1)} + M_{0011}^{(3)}$ и $\bar{M}_p = \bar{M}_{p1} + \bar{M}_{p2}$.

Принимая при $\lambda_n \rightarrow 0$, $S = V = \cos \lambda_k$, $T = U = \sin \lambda_k$, можно записать

$$\bar{M}_{p1} = \frac{1}{\beta \lambda_k} \sin \lambda_k \bar{E}_1; \quad \bar{M}_{p2} = \cos \lambda_k \bar{E}_2, \quad \text{где}$$

$$\bar{E}_1 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}; \quad \bar{E}_2 = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & -1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}.$$

Очевидно, что $\bar{M}_{p2}^n = 0$, $\bar{M}_{p2} \bar{M}_{p1} = 0$ и

$$\bar{M}_p^n = \bar{M}_{p1}^{n-1} (\bar{M}_{p1} + n \bar{M}_{p2}). \quad (22)$$

Подставляя выражения для $\bar{M}_{p1}$ и $\bar{M}_{p2}$ в (22), получим

$$\bar{M}_p^n = \left(\frac{1}{\beta \lambda_k} \right)^n \sin^n \lambda_k \times \\ \times \bar{E}_1^{n-1} (\bar{E}_1 + n \beta \lambda_k \operatorname{ctg} \lambda_k \bar{E}_2). \quad (23)$$

Таким образом, предложенный алгоритм построения ассоциированных матриц позволяет учитывать различные виды упругих закреплений, а также систематизировать динамический

расчет континуальных балок. Решения для матриц, входящих в уравнения (16), (20), дают возможность в простой форме получить уравнения частот неразрезной регулярной балки с любыми граничными условиями, а также избежать значительных вычислительных трудностей, связанных с появлением малых разностей больших чисел.

В дальнейших исследованиях предполагается применить конечные автоматы к моделированию свободных и вынужденных колебаний многопролетных балок, имеющих сосредоточенные включения в продольную жесткость, с учетом сил неупругого сопротивления.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Распопов А. С. Применение логических моделей к расчету колебаний неразрезных мостовых конструкций // 6th International Conference «Modern Building Materials, Structures and Techniques» (19-21 May 1999, Vilnius, Lithuania) // Proceedings. – Vol. III. – Vilnius: Technika, 1999, P. 223-228.
2. Ивович В. А. Переходные матрицы в динамике упругих систем: Справочник. – М.: Машиностроение, 1981. – 183 с.
3. Эйхе Г. Н. Приложение теории конечных автоматов к решению задач динамики стержневых конструкций. Исследование статики и динамики мостов: Межвуз. сб. науч. тр. ДИИТа. – Д., 1985. – С. 91-105.
4. Распопов А. С. Колебания континуальных балок с промежуточными опорами. / Вісник Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. Вип. 9. – Д.: ДИИТ, 2005. – С. 199-202.
5. Пановко Я. Г. Основы прикладной теории колебаний и удара. – Л.: Машиностроение (Ленингр. отд.), 1976. – 320 с.
6. Новацкий В. Динамика сооружений. – М.: Госстройиздат, 1963. – 376 с.
7. Эйхе Г. Н. Построение форм колебаний балок на упругих опорах. / Г. Н. Эйхе, А. С. Распопов. Вопросы статической и динамической работы мостов: Межвуз. сб. науч. тр. – Д.: ДИИТ, 1990. – С. 69-72.
8. Лазарян В. А. Обобщенные функции в задачах механики / В. А. Лазарян, С. И. Конашенко. – К.: Наук. думка, 1974. – 192 с.

Поступила в редколлегию 05.01.2008.

О РОЛИ ЖИВОГО ВЕЩЕСТВА В БЕТОНОВЕДЕНИИ

У статті розкриті питання, що визначають роль живої речовини в бетонознавстві. Наведені дані про екосистему і об'єм біомаси. Розкритий механізм впливу живої речовини на формування властивостей бетону.

В статье раскрыты вопросы, определяющие роль живого вещества в бетонovedении. Приведены данные об экосистеме и объеме биомассы. Раскрыт механизм влияния живого вещества на формирование свойств бетона.

The issues defining a role of living matter in the knowledge about concrete are revealed in the paper. The data about the ecological system and the biomass volume are presented. The mechanism of influence of living matter on formation of concrete properties is given.

Известно [1, 2, 4, 10], что количество живого вещества всех групп растительных и животных организмов называют биомассой. Скорость роста продуцирования биомассы определяется продуктивностью биоценоза, то есть всех сообществ живых организмов, проживающих на данной территории. Различают первичную продуктивность – биомассу растений, образующуюся в единицу времени при фотосинтезе; вторичную – биомассу, продуцируемую живот-

ными (консументами), потребляющими первичную продукцию. Вторичная продукция образуется в результате использования гетеротрофами энергии, запасенной автотрофами (продуцентами). Оценки биомассы растений и животных для различных типов экосистем, отнесенных к собственно живому веществу – массе организмов суши и океанов приведена в табл. 1.

Таблица 1

Биомасса (сухой вес) экосистем суши и океана

Тип экосистемы	Площадь, в 10 ⁶ км ²	Биомасса растений		Мировая величина	
		колебания	в среднем	Биомасса растений, в 10 ⁶ т	Биомасса животных, в 10 ⁶ т
1	2	3	4	5	6
Влажные тропические леса	17.0	6...80	45	765	330
Тропические сезонно-зеленые леса	7.5	6...80	35	260	90
Вечнозеленые пояса умеренного пояса	5.0	6...200	35	175	60
Листопадные леса умеренного пояса	7.0	6...60	30	210	110
Тайга	12.0	6...40	20	240	57
Лесо-кустарниковые сообщества	8.5	2...20	6	50	40
Саванна	15.0	0.2...15	4	60	220
Лугостепь	9.0	0.2...5	1.6	14	60
Тундра и высокогорье	8.0	0.1...3	0.6	5	35
Пустыни и полупустыни	18.0	0.1...4	0.7	13	8

1	2	3	4	5	6
Сухие пустыни, скалы, ледники и т.п.	24.0	0...0.2	0.02	0.5	0.02
Культивируемые земли	14.0	0.4...12	1	14	6
Болота и марши	2.0	3...50	15	30	20
Озера и водотоки	2.0	0.01	0.02	0.05	10
Материковые экосистемы в целом	149	-	12.3	1837	1005
Открытый океан	332.0	0...0.005	0.003	1.0	800
Зоны апвеллинга (подъема океанических холодных глубинных вод, богатых биогенными химическими элементами)	0.4	0.005...0.1	0.02	0.008	4
Континентальный шельф	26.6	0.001...0.04	0.01	0.27	160
Заросли водорослей и рифы	0.6	0.04...4	2	1.2	12
Общая биомасса Земли	510	-	3.6	1841	2002

Масса биосферы по В. И. Вернадскому – это вещества, создаваемые и перерабатываемые живыми организмами, оцениваются в $2.5...3.0 \cdot 10^{24}$ г. В биосфере на долю тропосферы приходится $0.004 \cdot 10^{24}$ г, гидросферы – $1.4 \cdot 10^{24}$ г и литосферы в пределах биосферы – $1.6 \cdot 10^{24}$ г. В табл. 2 приведена оценка биомассы

живого вещества Земли как совокупность тел живых организмов.

Общий вес живого вещества на Земле оценивается величиной $2.4...3.6 \cdot 10^{12}$ т (сухой вес). Биомасса живого вещества составляет лишь 0.0001 % от массы биосферы.

Таблица 2

Оценка биомассы живого вещества Земли

№ п/п	Объекты	Биомасса, т			
		Живая масса		Сухая масса	
		суши	океана	суши	океана
1	Продуценты				
1а	Фитомасса наземная	$6.5 \cdot 10^{12}$	-	$2.6 \cdot 10^{12}$	-
1б	Фитопланктон	-	$0.9 \cdot 10^{12}$	-	$0.18 \cdot 10^{12}$
2	Консументы				
2а	Зоомасса суши	$6 \cdot 10^9$	-	$2 \cdot 10^9$	-
2б	Зоопланктон	-	$21.2 \cdot 10^9$	-	$4.2 \cdot 10^9$
2в	Зообентос	-	$6.6 \cdot 10^9$	-	$2.4 \cdot 10^9$
2г	Нектос	-	$1.0 \cdot 10^9$	-	$0.23 \cdot 10^9$
3	Все живое вещество	$6.5 \cdot 10^{12}$	$29.9 \cdot 10^9$	$2.6 \cdot 10^{12}$	$7.05 \cdot 10^9$

Необходимо учесть, что количество живого вещества на Земле существенно зависит от антропогенной (производственно-хозяйственной) деятельности человека. Темпы общемировых

потерь живого вещества в результате производственно-хозяйственной деятельности человека приведены в табл. 3.

Таблица 3

Темпы общемировых потерь живого вещества

№ п/п	Вид хозяйственной деятельности человека	Темпы общемировых потерь живого вещества, млрд т/год
1	Сведение лесов	4.5
2	Почвенная эрозия	0.45
3	Окисление гумуса на возделываемых землях	0.3
4	Избыточная пастьба	0.7
5	Другие причины	1...2
6	Суммарные потери	5...6

Особо важную роль в биогеоценозе играют зеленые высшие и низшие растения, которые через процессы фотосинтеза и дыхание поддерживают баланс кислорода и углекислого газа в воздухе, а через транспирацию участвуют в круговороте воды. Известно, что в атмосфере задерживается около половины «антропогенного» диоксида углерода, а остальное поглощается водами Мирового океана и, отчасти, живыми (в первую очередь, автотрофными) организмами. Считается, что наземные экосистемы ежегодно ассимилируют около 12% диоксида углерода, т.е. общее время его переноса в круговороте составляет 8 лет. В результате отмирания организмов или их частей происходит биогенная миграция и перераспределение в почве элементов питания: азота, фосфора, калия, кальция. Кстати, о почве – это особое природное органно-минеральное тело, обладающее особым свойством – плодородием. Основой плодородия почв является органическое вещество, которое минерализуется влиянием микробиологических процессов. Основой органического вещества является гумус, который является новообразованием биохимической природы. Он состоит из высокомолекулярных азотсодержащих органических соединений. Однако, не вся масса органического вещества (растительных, животных остатков) полностью минерализуется. При этом часть их, разлагаясь в почве, превращается в гумусовые вещества, т.е. в высокомолекулярные азотсодержащие соединения специфической природы. На их долю приходится 85...90 % общего количества содержащегося в почвах органического вещества. При этом гумусовые вещества подразде-

ляют на две главные группы, различающиеся по составу и свойствам: гуминовые кислоты и фульвокислоты. Одновременно выделяют еще гумины. К настоящему времени наиболее изучена группа гуминовых кислот. Это высокомолекулярные азотсодержащие кислоты. Они нерастворимы в воде и минеральных кислотах, но растворяются в щелочах ($\text{pH} > 9$). Раствор кислот темной окраски (от вишнево-коричневой до черной). Установлено, что в гуминовых кислотах содержится, %: углерода 50...60; кислорода 30...40; водорода 2...6; азота 2...6. Основная структурная единица их состоит из пластной сетки циклически полимеризованного углерода с боковыми разветвлениями, цепями линейно-полимеризованного углерода. Последние несут на себе функциональные группы – гидроксильные, карбоксильные, метоксильные и др. Гуминовые кислоты играют важную роль в создании органического (живого) вещества не только в почве, но и в других средах обитания. Эти и фульвокислоты вступают в химическое и коллоидно-химическое взаимодействие с минеральной частью той или иной бетонной субстанции, образуют различные органно-минеральные соединения, которые в конечном итоге систему из «цемента – щебня – песка – добавок – воды» превращают в камнеподобный конгломерат.

Роль живого вещества с элементами синергетики достаточно полно раскрыта в работах [12-15].

Добавим, что живое вещество, вносимое водой, частично принадлежит инертным заполнителям и мобильному компоненту – цементу. Кроме того, вода выполняет и самостоятельные

физико-химические функции в бетоне, она рождает бетонный конгломерат. Это приблизительное подобие тому, что жизнь родилась в воде. Основная химическая сила биоты, как самостоятельной части бетонной смеси, именно в пластичности по отношению к компонентам бетонной смеси. При этом, взаимодействуя с ингредиентами бетонной смеси, биота (живое вещество) выступает как внешний фактор саморегуляции, восстановления, стабилизации и становления камнеподобного тела. Отсюда нами формулируется важный физико-химический постулат в бетоне: «оптимальное насыщение бетонной системы живым веществом – первостепенное условие и способ успешного управления бетонными смесями и на их основе самопроизвольно формирующимся техногенным камнем. Биота обеспечивает в системе «цемент – щебень – песок – добавки – вода» устойчивое экобезопасное созревание и дальнейший переход в твердый конгломерат. Физико-химический механизм этого явления состоит в том, что живое вещество осуществляет дегидратацию гидратированных ионов, при этом электронам открывается путь перехода от одних заряженных частичек к другим. Итогом является сложное ионно-ковалентно-координационное взаимодействие.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Акимов Т. А. Экология / Т. А. Акимов, В. А. Хаскин. – М., 1998.
2. Андерсон Д. М. Экология и наука об охране окружающей среды. – Л., 1965.
3. Изразль Ю. А. Проблемы охраны природной среды и пути их решения. – Л., 1964.
4. Кормилицын В. И. Основы экологии / В. И. Кормилицын, М. С. Цицкишвили, Ю. И. Яламов. – М., 1997.
5. Корше Ф. Экологическая химия. Основы и концепции. – М., 1996.
6. Небел Б. Наука об окружающей среде. Т. 1, 2. – М., 1993.
7. Одум Ю. Экология. – М., 1986.
8. Богдановский Г. А. Химическая экология. – М., 1994.
9. Пономарева И. Н. Общая экология. – М., 1994.
10. Реймерс Н. Ф. Экология. – М., 1994.
11. Реймерс Н. Ф. Охрана природы и окружающей человека среды. Словарь-справочник. – М., 1992.
12. Большаков В. И. Элементы синергетики в бетоне / В. И. Большаков, Ю. Л. Заяц, Л. С. Савин, Ю. Л. Савин // Строительство: Сб. науч. тр. ДИИТа, Вып. 6. – Д., 1999. – С. 12-18.
13. Савин Л. С. Эколого-экономическое развитие и сохранение природной среды / Л. С. Савин, Е. А. Тимошенко, А. П. Приходько, Г. Г. Шматков, Ю. Л. Савин, С. В. Василенко // Вісник Придніпровської державної академії будівництва та архітектури. – Д.: ПДАБтаА, 2002, № 12. – С. 41-45.
14. Савин Л. С. Основные принципы взаимодействия в системе «цемент-щебень-песок-добавки-вода» / Л. С. Савин, Ю. Л. Савин, А. П. Приходько // Сб. науч. тр.: Строительство, материаловедение, машиностроение. – Вып. 21. – Д., 2002.
15. Савин Л. С. Использование достижений теоретического и прикладного материаловедения при подготовке экологов / Л. С. Савин, Е. А. Тимошенко, А. П. Приходько, Г. Г. Шматков, Ю. Л. Савин, С. В. Василенко // Вісник Придніпровської державної академії будівництва та архітектури. – Д.: ПДАБтаА, 2002, № 11. – С. 42-46.

Поступила в редколлегию 17.09.2007.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ПРОЦЕССА КОНДЕНСАЦИИ ПРОДУКТОВ ХЛОРИРОВАНИЯ И ФОРМИРОВАНИЕ ТИТАНХЛОРСОДЕРЖАЩИХ ОТХОДОВ С ПРИМЕНЕНИЕМ В СТРОИТЕЛЬСТВЕ

У статті приведені дослідження теоретичних основ процесу конденсації продуктів хлорування і формування титанхлорутримуючих відходів із застосуванням в будівництві. Проведені дослідження дозволили створити технології виробництва силікатних будівельних матеріалів.

В статье приведены исследования теоретических основ процесса конденсации продуктов хлорирования и формирования титанхлорсодержащих отходов с применением в строительстве. Проведенные исследования позволили создать технологии производства силикатных строительных материалов.

The studies of theoretical bases of condensation process of the products of the chlorination and formation of titanium-chlorine containing wastes with using them in construction industry are presented in the paper. The studies conducted have allowed creating the production technologies of silicate construction materials.

Известно [1, 2], что образующаяся в процессе хлорирования парогазовая смесь направляется на отделение и конденсацию четыреххлористого титана. В данном переделе парогазовая смесь в основном состоит из хлоридов металлических элементов и газов. В парогазовой смеси содержится также двуокись титана и углерода в виде частичек шихты, уносимой потоком из хлоратора. Ниже приводится примерный химический состав парогазовой смеси солевого хлоратора, %:

28.5...68.8	TiO ₂ ;
0.5...1.0	SiCl ₄ ;
1.3...1.9	AlCl ₃ ;
0.3...0.5	FeCl ₃ ;
0.3	FeCl ₂ ;
9.4...28.2	N ₂ ;
21.0...40.7	CO ₂ ;
0.37...0.8	прочие газообразные вещества;
1.73	твердые вещества.

Известно [2], что газы и хлориды имеют температуру кипения ниже температуры парогазовой смеси. Это свойство используется хлорной технологией, поэтому на выходе из хлоратора они своим потоком двигают часть хлоридов магния, калия, марганца, двуххлористого железа, кальция, хрома и других соединений, температура кипения которых значительно выше температуры парогазовой смеси.

Для пояснения этого явления приводим температуры плавления и кипения (в скобках) при 760 мм. рт. ст. компонентов парогазовой смеси, °C:

SiCl ₄	– 70.4 (56.5)
-------------------	---------------

MgCl ₂	– 712.0 (1410.0)
VOCl ₃	– 77.0 (126.8)
NaCl	– 800.0 (1440.0)
TiCl ₄	– 23.0 (137.0)
KCl	– 768.09 (1415.0)
AlCl ₃	– 23.0 (180.2)*
C ₆ Cl ₆	– 227.0 (309.0)
FeCl ₃	– 302.20 (318)*
HCl	– 114
CoCl ₂	– 126.0 (8.2)
FeCl ₂	– 674.0 (1023.0)
MnCl ₂	– 650.0 (1190.0)

*Сублимирует.

Учитывая температуры плавления и кипения, ингредиенты парогазовой смеси условно подразделяются на несколько подгрупп:

– высококипящие «твердые» хлориды (CaCl₂, MgCl₂, MnCl₂, FeCl₂, KCl, NaCl, твердые частицы TiO₂ и C);

– низкокипящие «твердые» хлориды (AlCl₃, FeCl₃ и комплексные соединения типа KFeCl₄, KCl₄, NaFeCl₄, NaAlCl₄);

– низкокипящие «жидкие» хлориды (TiCl₄, SiCl₄, CCl₄, VOCl₃, COCl₂ и др.);

– неконденсируемые в условиях производства газы (CO, CO₂, HCl, N₂, SO₂ и др.)

В условиях промышленного производства четыреххлористого титана, когда состав и давление парогазовой смеси имеют значительные колебания, определить точно температуру конденсации хлоридов практически невозможно. Это приводит, в конечном итоге, при выборе аппаратурно-технологической схемы к образованию техногенных отходов, не находящихся до

настоящего времени квалифицированного применения.

Конденсация – это переход парообразных компонентов в жидкое или твердое состояние. Процесс конденсации сопровождается выделением тепла. Количество выделенного тепла равно теплу, затраченному на испарение или сублимацию. Эта теплота парообразования для $TiCl_4$ составляет 45.09 ккал/кг. Поэтому конденсация должна обеспечить отвод тепла, улавливание жидкой или твердой фаз и их последующее разделение. Отсюда следует, что конденсационная система должна состоять из различных теплообменных аппаратов [1]. Улавливаемая пыль является источником техногенных хлортитаножелезосодержащих отходов.

В связи со значительной склонностью к гидролизу четыреххлористого титана и некоторых других примесей-хлоридов, к технологиям, конструкциям аппаратов передела конденсации предъявляются определенные требования. Рассмотрим несколько схем аппаратурно-технологического оформления передела конденсации.

1. Раздельная конденсация продуктов хлорирования

Раздельную – «сухую» конденсацию применяют при хлорировании титансодержащего сырья в расплаве, в шахтных электропечах, в шахтных хлораторах с подвижным слоем брикетов и др. При этом парогазовую смесь при температуре 500...800 °С направляют в пылевые камеры (кулеры), где она охлаждается до 130...110 °С и поступает в рукавные фильтры. В пылевых камерах и рукавных фильтрах улавливается до 98 % твердых хлоридов и других частиц (возгоны), из них около 50 % – в пылевых камерах. Возгоны идут в отвал, общее количество получаемых возгонов составляет 138 кг на 1 т четыреххлористого титана. Ниже приводим содержание примесей, %, в возгонах при раздельной системе конденсации.

	TiO_2	Fe	Al	C
Возгоны из кулера	20...30	4.5	4.6	1.9
Возгоны из фильтра	15...25	4.9	6.5	0.4

В оросительных конденсаторах конденсируется технический четыреххлористый титан. При раздельной системе конденсации не требуется операции отстаивания и переработки сушеных пульп. Однако полного отделения твердых частиц парогазовой смеси от $TiCl_4$ в рукавных фильтрах не происходит. Содержа-

ние твердых частиц в техническом четыреххлористом титане составляет 2-7 г/л. В производстве титановой губки, например, на Запорожском титано-магнелиевом комбинате за год формируются сотни тонн твердых отходов. Аналогичная картина наблюдается на Вольногорском горно-металлургическом комбинате и Симферопольском ПО «Титан» и др. Кроме того, при раздельной системе конденсации с большим разрежением после рукавного фильтра увеличивается количество твердых взвесей. Одновременно происходит налипание твердых частиц на внутренних стенках аппаратов и газоходов; появляются «плавкие возгоны», которые образуют настыли в газоходах и бункерах-сборниках вплоть до полного их заплывания. Химизм образования плавких возгонов сложен, и не подобран экономически приемлемый технологический режим их утилизации. И это при том, что раздельная система конденсации $TiCl_4$ формирует относительно большое содержание TiO_2 в возгонах. Отсюда проблема утилизации техногенных хлортитансодержащих отходов представляет важную научную и народнохозяйственную проблему.

2. Комбинированная конденсация продуктов хлорирования

Комбинированную систему конденсации используют при хлорировании титансодержащего сырья в расплаве, в шахтных электропечах, в шахтных хлораторах с подвижным слоем брикетов и др. В зависимости от вида применяемого сырья и типа хлоратора аппаратурное оформление и технология комбинированной системы конденсации может несколько изменяться, но в принципе остается комбинированной. Называется она так потому, что большая часть высококипящих и низкокипящих твердых хлоридов улавливается в виде сухих и твердых возгонов, другая часть конденсируется совместно с жидкими хлоридами, образуя пульпу $TiCl_4$, которую затем разделяют на технический четыреххлористый титан и твердый остаток.

Назначение, конструкция и технологический процесс работы пылевых камер (кулеров) такое же, как и при разделенной системе конденсации, только температуру на выходе желательно держать значительно выше – до 200 °С. Содержание примесей в возгонах пылевых камер, %, при комбинированной системе конденсации и хлорировании шлаков в расплаве таково:

16.0	TiO_2 ;
12.5	Fe;

37.5	Cl ₂ ;
3.7	Al;
9.27	Mg;
2.67	Mn;
1.02	SiO ₂ ;
6.1	C.

После пылевых камер парогазовая смесь с оставшейся частью несконденсированных и не-уловимых твердых хлоридов поступают в оросительные конденсаторы с замкнутым циклом орошения, а сгущенная пульпа твердых взвесей и TiCl₄ – на установку по переработке таких пульп для дальнейшего отделения TiCl₄. Ниже приведен химический состав технического четыреххлористого титана и твердых взвесей, %:

	Ti	Fe	Al	Cl _{раств}	C
Технический TiCl ₄	-	0.007	0.001	0.11	-
Твердые взвеси	8.11	7.73	5.48	-	1.95

Основные требования, предъявленные к технологическому процессу комбинированной системы конденсации, сводятся к недопущению конденсации TiCl₄ в пылевых камерах и к максимальному охлаждению циркулирующей пульпы в последнем оросительном конденсаторе. Комбинированный метод хлорирования требует значительного количества объема пылевых камер; при этом способе формируется большое количество сухих возгонов и значительные потери TiO₂, сопутствующее налипание и наплавление возгонов, а также необходимость переработки пульп. Эти отрицательные моменты вызывают значительные количества хлортитанжелезосодержащих отходов, которые скапливаются в отвалах и хвостохранилищах.

3. Совместная конденсация продуктов хлорирования

При совместной системе конденсации парогазовые смеси при температуре 500-800 °С сразу после выхода из хлоратора направляются в жидкостные оросительные конденсаторы, в которых компоненты 1, 2, 3-й групп парогазовой смеси конденсируются и улавливаются совместно. Получаемая при этом пульпа может содержать значительное количество твердых примесей (до 250г/л), и ее переработка связана с большими конструкторскими и технологическими трудностями. Пульпа TiCl₄, полученная после предварительного орошения парогазовой смеси, значительно лучше отстаивается и имеет меньшее содержание титана в твердых взвесах. Орошение возвратной пульпой не сосредоточено над расплавом хлоратора и практически по-

зволяет выводить все твердые хлориды и другие частицы, уносимые парогазовой смесью, непосредственно с отработанным расплавом хлоратора [2].

При этом хлориды железа и алюминия связываются в комплексные соединения с KCl и NaCl, находящиеся в избытке в расплаве хлоратора. При такой системе конденсации образуется только технический четыреххлористый титан, а все отходы выводятся с обработанным расплавом хлоратора и направляются в отвал и служат источником химического загрязнения окружающей среды [3].

4. «Солевая» система конденсации продуктов хлорирования

«Солевая» система имеет такую аппаратурно-технологическую схему конденсации. Парогазовую смесь из хлоратора пропускают через насадку NaCl или со смесью NaCl и KCl. При этом хлориды железа и алюминия образуют легкоплавкие малолетучие соединения NaAlCl₄ и NaFeCl₄, которые в жидком виде вытекают из насадки. Очищенная от хлоридов железа и алюминия парогазовая смесь конденсируется в оросительных конденсаторах. Вместо насадки допустимо применение орошения парогазовой смеси расплавленным NaCl или барботаж через расплав соли. Для повышения экономической эффективности и надежности эксплуатации солевого фильтра парогазовую смесь желательно предварительно охладить до 300...400 °С и снизить в ней содержание уносимой шихты (TiO₂, SiO₂ и C). Для этого перед солевой фильтрацией устанавливают обычную пылевую камеру. При использовании твердой солевой насадки температуру в реакционной зоне насадки поддерживают в пределах 450...550 °С. Повышение температуры приводит к оплавлению соли и ее перерасходу, при понижении температуры забивается насадка за счет кальматации порового пространства. В случае расплавленной солевой ванны или при орошении расплавом соли температуру его поддерживают в пределах 200...300 °С, что обеспечивает решение проблемы энергосбережения. «Солевая» система конденсации продуктов хлорирования обеспечивает принципиальную технико-экономическую эффективность химической очистки парогазовой смеси. Полученный технический четыреххлористый титан содержит 2...5 г/л твердых взвесей. При этом образуется значительное количество отходов [1, 2].

Таким образом, в данной работе теоретически и практически изучены системы конденсации TiCl₄ и получены [9-12] новые силикатные

строительные материалы в системе « $R_2O - SiO_2 - TiO_2 - Fe_2O_3 - CaO - Al_2O_3$ » за счет направленного синтеза новообразований различных структур и композиций с последующим применением в строительстве. Установлены [3-8, 13-15] основные закономерности изменения структуры композиций, шликеров, флюсов в зависимости от оптимального соотношения оксидов и их количественного содержания на основе природного сырья и техногенных хлор-титанжелезоалюминийкальцийсодержащих отходов.

В результате теоретико-экспериментальных исследований вскрыты физико-химические основы, которые позволили создать технологии производства силикатных строительных материалов. Вновь синтезированные материалы обеспечивают:

- по критериям качества – полноту и комплексность использования природного сырья и техногенных отходов с возможностью совершенствования социально-экологоэкономической инфраструктуры с последующей диверсификацией и экономической конъюнктурой;

- по рыночным критериям – соответствие требованиям рынка силикатных строительных материалов, достигнута конкурентоспособность в области качества и долговечности продукции.

Разработанные инновационные технологии производства новых силикатных строительных материалов ориентированы на реализацию приоритетного для Украины научно-технического и производственного направления при освоении энергоресурсосберегающих, природоохранных материалов и изделий, предназначенных для строительства, ремонта и восстановления искусственных инженерных сооружений.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Сергеев В. В. Металлургия титана / В. В. Сергеев, Н. В. Галицкий, В. П. Киселев, В. И. Козлов. – М.: Металлургия, 1971. – 320 с.
2. Лучинский Г. П. Химия титана. – М.: Химия, 1971. – 471 с.
3. Савин Л. С. Галогенсодержащие фритты и поверхностно-активные вещества в технологии эмалирования стали. – Автореф. дисс. д-ра техн. наук. – К., 1987.
4. Савин Ю. Л. Физико-химические основы разработки эффективных теплоизоляционных материалов // Ресурсосберегающие технологии бетонов в транспортном и гидротехническом строительстве: Межвуз. сб. науч. тр., Вып. 3. – Д.: АОЗТ ПКФ «Арт-Пресс», 1997. – С. 22-25.
5. Савин Л. С. Аксиоматические основы технологии бетона / Л. С. Савин, Ю. Л. Савин,

А. Н. Пшинько и др. // «Ресурсосберегающие технологии в транспортном и гидротехническом строительстве». Строительство: Сб. науч. тр. ДИИТА, Вып. 5. – Д.: Арт-Пресс, 1998. – С. 15-20.

6. Пшинько А. Н. Бетонная смесь как биохимтехносистема / А. Н. Пшинько, Л. С. Савин, Е. О. Подгорная, Ю. Л. Савин, В. П. Лисняк // «Ресурсосберегающие технологии в транспортном и гидротехническом строительстве». Строительство: Сб. науч. тр. ДИИТА, Вып. 5. – Д.: Арт-Пресс, 1998. – С. 20-24.
7. Савин Ю. Л. Научно-методический подход к синтезу теплоизоляционных композитов на обжиговой основе / Ю. Л. Савин, Н. В. Шпирько // Ресурсосберегающие технологии бетонов в транспортном и гидротехническом строительстве: Межвуз. сб. науч. тр., Вып. 1. – Д., 1995. – С. 34-36.
8. Большаков В. И. Элементы синергетики в бетонедоведении / В. И. Большаков, Ю. Л. Заяц, Л. С. Савин, Ю. Л. Савин // Строительство: Сб. науч. тр. ДИИТА, Вып. 6. – Д., 1999. – С. 12-18.
9. Савин Л. С. Сировинна суміш для виготовлення газобетону / Л. С. Савин, О. М. Пшінько, Ю. Л. Савин. – Деклараційний патент на винахід № 36701А, Бюл. № 3, 2001.
10. Савин Л. С. Бетонна суміш / Л. С. Савин, О. М. Пшінько, Ю. Л. Савин, інш. – Деклараційний патент на винахід № 36692А, Бюл. № 3, 2001.
11. Савин Л. С. Сировинна суміш для одержання портландцементу / Л. С. Савин, О. М. Пшінько, Ю. Л. Савин та інш. – Деклараційний патент на винахід № 36765А, Бюл. № 3, 2001.
12. Савин Л. С. Шихта для виготовлення вогнетривів / Л. С. Савин, О. М. Пшінько, Ю. Л. Савин та інш. – Деклараційний патент на винахід № 36828А, Бюл. № 3, 2001.
13. Чесанов Л. Г. Физико-химические аспекты взаимодействия техногенного сырья в производстве строительных изделий / Л. Г. Чесанов, Л. С. Савин, В. И. Моспан, Ю. Л. Савин // Сб. науч. тр. науч.-практ. конф. «Охрана труда и экология в строительстве». – Д., 2001. – С. 147-153.
14. Савин Ю. Л. О привлечении донорно-акцепторных представлений при создании теплоизоляционных строительных изделий // Материалы II науч.-практ. семинара «Структура, свойства и состав бетона». – Ровно, 2002. – С. 122-126.
15. Савин Ю. Л. Техничко-економічні інтереси і охорона оточуючої середовища / Ю. Л. Савин, А. П. Приходько, Л. С. Савин, Е. Ю. Савин, С. І. Федоркин // Сб. науч. тр.: Строительство, материаловедение, машиностроение. «Инновационные технологии жизненного цикла объектов жилищно-гражданского, промышленного и транспортного назначения», № 43. – Д.: ПГАСА, 2007. – С. 443-445.

Поступила в редколлегию 07.11.2007.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭКВИВАЛЕНТНОЙ НАГРУЗКИ ОТ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА ДЛЯ ЛИНИЙ ВЛИЯНИЯ ПРОИЗВОЛЬНОЙ ФОРМЫ

Запропоновано та реалізовано на ЕОМ алгоритм розв'язання задачі з визначення еквівалентного навантаження від рухомого складу (екіпажа) із довільно заданою схемою розташування осей та навантаження на них для ліній впливу будь-якої форми.

Предложен и реализован на ЭВМ алгоритм решения задачи по определению эквивалентной нагрузки от подвижного состава (экипажа) с произвольно заданной схемой размещения осей и нагрузкой на них для линий влияния любой формы.

The algorithm for determination of equivalent load from a rolling stock (a vehicle) with the arbitrary given scheme of location of axles and axle-loads for influence lines of any form was suggested and performed on a computer.

При классификации подвижного состава (локомотивов, различных типов вагонов, транспортёров, кранов на железнодорожном ходу и т. п.) по воздействию на пролётные строения мостов требуется определять эквивалентную нагрузку k_0 , то есть такую равномерно распределённую нагрузку, которая, будучи умноженной на площадь линии влияния Ω_v усилия (силы, момента) в том или ином элементе пролётного строения, давала бы максимальное из всех возможных значение этого усилия при невыгоднейшем положении состава (экипажа) на пролётном строении.

Правила нахождения эквивалентной нагрузки от подвижного состава для линий влияния треугольной формы приводились во всех изданиях «Руководства по определению грузоподъёмности металлических пролётных строений железнодорожных мостов». Приводятся они и в отечественном нормативном документе ГСТУ 32.6.03.11-2002 [1] и сводятся к отысканию так называемого «критического груза» (одной из осей экипажа) и размещении его над вершиной линии влияния. После чего эквивалентная нагрузка вычисляется по формуле

$$k_0 = \frac{\sum P_i y_i}{\Omega_v}, \quad (1)$$

где P_i - величина давления от i -той оси экипажа на рельсы;

y_i - ордината линии влияния под грузом P_i .

Отыскание «критического груза» у экипажа для треугольной линии влияния является одной из классических задач строительной меха-

ники и решается она методом проб и проверок соблюдения ряда условий.

Для линий влияния произвольной (нетреугольной) формы в [1] приводится свод правил определения эквивалентной нагрузки, так или иначе сводящих нетреугольные линии влияния к треугольным с тем или иным показателем положения вершины α и другими поправочными коэффициентами. Очевидно, что это приближённые способы определения эквивалентной нагрузки, которые в некоторых случаях могут давать существенную погрешность. В то же время, получить точное числовое решение задачи можно на персональном компьютере, используя один из математических пакетов, таких как MathCad, MathLab, Matematica, Maple и других. Каждый из этих пакетов в своём арсенале имеет команду, позволяющую находить максимальное значение функции на заданном отрезке области её определения. Последнее позволяет при решении задачи определения эквивалентной нагрузки от произвольного подвижного состава для линий влияния любой формы обходиться без непосредственного отыскания «критического груза» и его положения. Необходимо лишь корректно записать функцию загрузки линии влияния подвижным составом и, разделив численное значение максимума этой функции на площадь линии влияния, получить искомый результат.

Пусть мы имеем подвижной состав в виде n сосредоточенных сил (осей) $P_0, P_1, \dots, P_{n-1}$ с заданными расстояниями от передней оси $a_1, a_2, \dots, a_{n-1}$ и равномерно распределённой нагрузкой интенсивности q , начинающейся на расстоянии a_q от передней оси и имеющей неограниченную длину (рис. 1). Допустим, линия

влияния имеет общую длину λ и представлена на ней k участками, на которых задана функциями $f_1(x), f_2(x), \dots, f_k(x)$ (рис. 2).

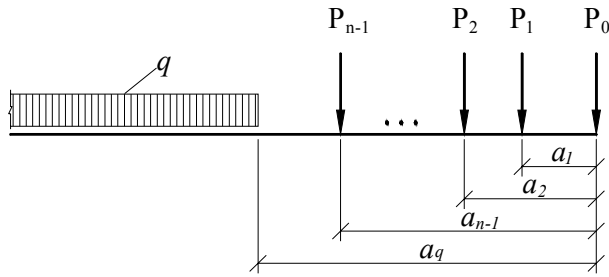


Рис. 1. Схема подвижного состава, заданная сосредоточенными силами $P_0, P_1, \dots, P_{n-1}$ и равномерно распределённой нагрузкой интенсивности q

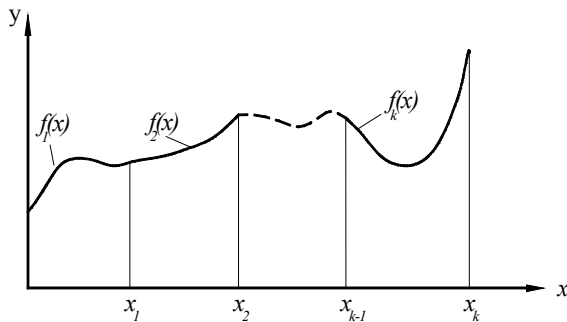


Рис. 2. Линия влияния задана функциями $f_1(x), f_2(x), \dots, f_k(x)$

Все возможные положения подвижного состава над линией влияния при её загрузке будем определять текущей координатой x передней оси (силы P_0). Тогда функцию загрузки F можно записать в виде

$$F(x) = \sum_{i=0}^{n-1} P_i y_i(x) + Q(x), \quad (2)$$

где первый член в правой части – это усилие от всех сосредоточенных сил, находящихся над линией влияния, а второй член – усилие, вызываемое распределённой нагрузкой q для одного и того же (заданного текущей координатой x) положения состава.

Выражения для членов, входящие под знак суммы функции (2), можно представить в виде

$$P_i y_i(x) = \begin{cases} P_i f_1(x - a_i), & 0 \leq x < x_1 \\ P_i f_2(x - a_i), & x_1 \leq x - a_1 < x_2 \\ \dots & \dots \\ P_i f_k(x - a_i), & x_{k-1} \leq x - a_{n-1} < x_k \\ 0, & x < 0 \vee x - a_{n-1} > x_k \end{cases} \quad (3)$$

а второй член правой части выражения (2) – в виде:

$$Q(x) = \begin{cases} q \int_{a_q}^x f_1(x - a_q) dx, & 0 \leq x - a_q < x_1 \\ q \int_{a_q}^{x_1 + a_q} f_1(x - a_q) dx + \\ + q \int_{x_1 + a_q}^x f_2(x - a_q) dx, & x_1 \leq x - a_q < x_2 \\ \dots & \dots \\ q \int_{a_q}^{x_1 + a_q} f_1(x - a_q) dx + q \int_{x_1 + a_q}^{x_2 + a_q} f_2(x - a_q) dx + \dots \\ \dots + q \int_{x_{k-1} + a_q}^x f_k(x - a_q) dx, & x_{k-1} \leq x - a_q < x_k \\ 0, & x - a_q < 0 \vee x - a_q > x_k \end{cases} \quad (4)$$

Следует обратить внимание на то, что в выражениях (3) и (4) функции $f_1(x), f_2(x), \dots, f_k(x)$, определяющие линию влияния на всех её участках, записаны как функции с параметрами a_i и a_q . Это означает, что для каждой из сил (осей) P_i состава, включая его часть с распределённой нагрузкой q , линия влияния из своего исходного положения оказывается сдвинутой вдоль координатной оси x на параметр a_i или a_q соответственно. Такой приём позволяет упростить и формализовать запись всех компонентов функции загрузки (2) и делает их удобными для ввода в ЭВМ.

Площадь линии влияния вычисляется по формуле

$$\Omega_v = \int_0^{x_1} f_1(x) dx + \int_{x_1}^{x_2} f_2(x) dx + \dots + \int_{x_{k-1}}^{x_k} f_k(x) dx. \quad (5)$$

Произведя все вычисления и получив при помощи машинной команды максимальное значение функции загрузки F_{max} , а затем разделив его на площадь линии влияния Ω_v , находим искомую эквивалентную нагрузку k_0 . Следует отметить, что, поскольку загрузка линии влияния подвижным составом может происходить как слева направо, так и справа налево, то необходимо производить вычисления для каждого из этих двух случаев отдельно и принимать в качестве окончательного результата наибольшее из полученных значений k_0 . По вышеприведенному алгоритму была определена эталонная временная эквивалентная нагрузка k_{et} от поезда по схеме Н1 для линий

влияния усилий в элементах главных ферм пролётного строения ПСК длиной 110 м. (Металлическое пролётное строение с ездой понизу имеет двухрешётчатые главные фермы с параллельными поясами и дополнительными полустойками–полуподвесками. Для линий влияния усилий в элементах таких ферм характерно зубчатое очертание.)

В качестве примера на рис. 3 приведена линия влияния усилия в крайнем нисходящем раскосе фермы ПСК длиной 110 м, а на рис. 4 показан график функции загрузки этой линии влияния эталонной нагрузкой Н1 при её накатывании на пролётное строение.

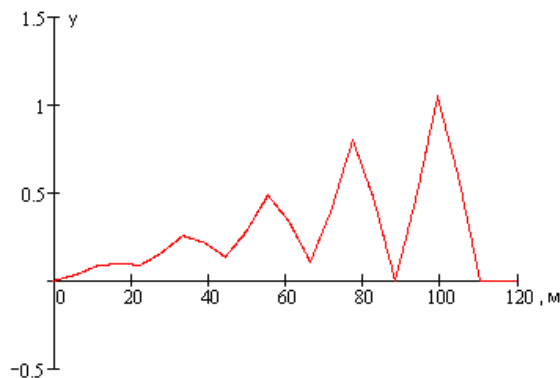


Рис. 3. Линия влияния усилия в крайнем нисходящем раскосе фермы ПСК-110

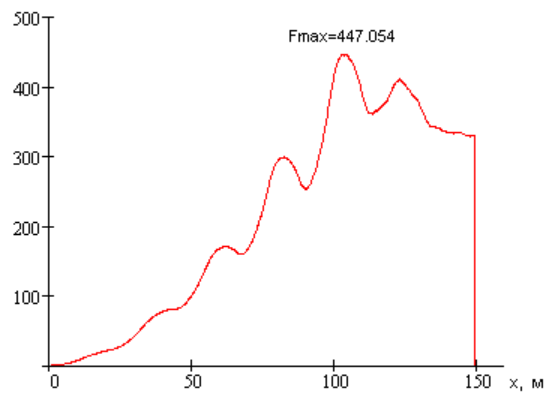


Рис. 4. График функции загрузки

Максимальное численное значение функции загрузки $F_{max} = 447.05$ кН достигается в положении, когда передняя ось состава имеет координату $x = 103.80$ м. При площади линии влияния $\Omega_v = 33.07$ м² эталонная временная эквивалентная нагрузка $k_{et} = 13.51$ кН/м пути, что несколько больше значения, которое получается по правилам, предписываемым нормами [1]. Согласно этим нормам, $k_{et} = 13.2$ кН/м пути. Погрешность составляет всего 2.4 %, а не 42 %, как ошибочно указывается в статье [2] .

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. ГСТУ 32.6.03.111-2002. Правила визначення вантажопідйомності металевих прогонових будов залізничних мостів. – К.: Міністерство транспорту України, 2003. – 381с.
2. Рашепкин А. А. Автоматизированная система расчёта грузоподъёмности эксплуатируемых металлических пролётных строений железнодорожных мостов // Вісник Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. тр-ту ім. акад. В. Лазаряна, Вип. 14. – Д.: Вид-во ДНУЗТ, 2007. – С. 198-207.

Поступила в редколлегию 10.10.2007.

ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ОБРОБКИ ПЕРЕГІННОГО ТУНЕЛЮ ІЗ УРАХУВАННЯМ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПРОЦЕСІВ

В статті наведені результати математичного моделювання процесу монтажу збірної оправи при щитовій проходці. Розроблена скінченно-елементна модель перегінного тунелю, в якій можливо відтворити вплив гідравлічних циліндрів щита на оправу та проаналізовано результати моделювання такого випадку.

В статье приведены результаты математического моделирования процесса монтажа сборной обделки при щитовой проходке. Разработана конечно-элементная модель перегонного тоннеля, в которой возможно отобразить влияние гидравлических цилиндров щита на обделку и проанализированы результаты моделирования такого случая.

The results of mathematical simulation for process of assembling the sectional casing during heading works are presented in the paper. The finite-element model of wayside is developed, in which it is possible to represent the influence of hydraulic cylinders of a heading machine on the casing and the results of simulation of such a case are analysed.

Важливу роль у формуванні НДС системи «кріплення–масив» відіграють технологічні процеси проходки виробки, монтажу обробки та первинного нагнітання. Причому, частіш усього, при дослідженні розподілу напружень та переміщень у системі, наявність щита та щитового комплексу не враховують, хоча відомо, що від технології виконання прохідницьких робіт залежить стійкість лоба забою та міцність оточуючого масиву [1, 2]. Тому для більш точного відображення технологічних процесів розроблено модель, в якій окрім обробки змодельований щит із визначеними геометричними розмірами та деформаційними характеристиками. При щитовій прохідці основним силовим фактором, який значно змінює картину напружень, є дія щитових гідроциліндрів (ГЦ), причому складність картини НДС при її врахуванні полягає в тому, що її напрямлення ортогональне дії гірського тиску. На рис. 1 показано частину фрагменту моделі із змодельованою дією щитових ГЦ.

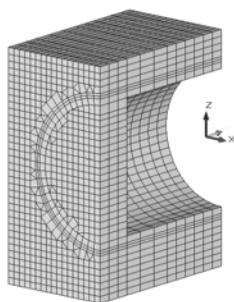


Рис. 1. Модель системи «кріплення–масив» для випадку щитової проходки

Довжина щита, яка була прийнята до розрахунку, становила 4.5 м, товщина оболонки – 5 см, матеріал щита – сталь Ст5, модуль пружності $E=200\,000$ МПа, коефіцієнт Пуассона $\mu=0.3$, густина $\rho=7.7$ т/м³. Для того, щоб змоделювати ситуацію при проходці тунелю щитом, перед ним було залишено шар ґрунту із деформаційними характеристиками оточуючого масиву (глина спонділова суха маловолога з коефіцієнтом за М. М. Протод'яконовим $f=1$, модуль пружності $E=42$ МПа, коефіцієнт Пуассона $\mu=0.3$, густина $\rho=1.9$ т/м³), шириною 3 м, а після щита розміщено обробку із залізобетону В30, модуль пружності $E=38\,500$ МПа, коефіцієнт Пуассона $\mu=0.02$, густина $\rho=2.5$ т/м³, довжиною 6 м. Таким чином, була змодельована частина системи «кріплення–масив» з урахуванням дії щита та вже змонтованої обробки. Розподіл деформаційних характеристик наведено на рис. 2, на якому також показано розміщення дії щитових ГЦ.

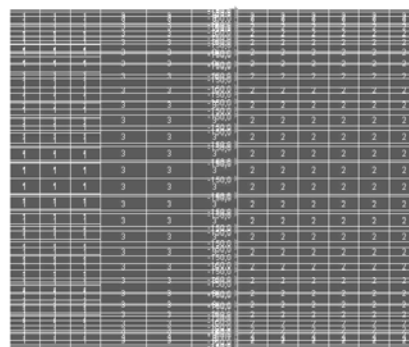


Рис. 2. Карта деформаційних характеристик моделі

На основі результатів розрахунку (рис. 3-4) проведено аналіз впливу ГЦ на НДС системи.

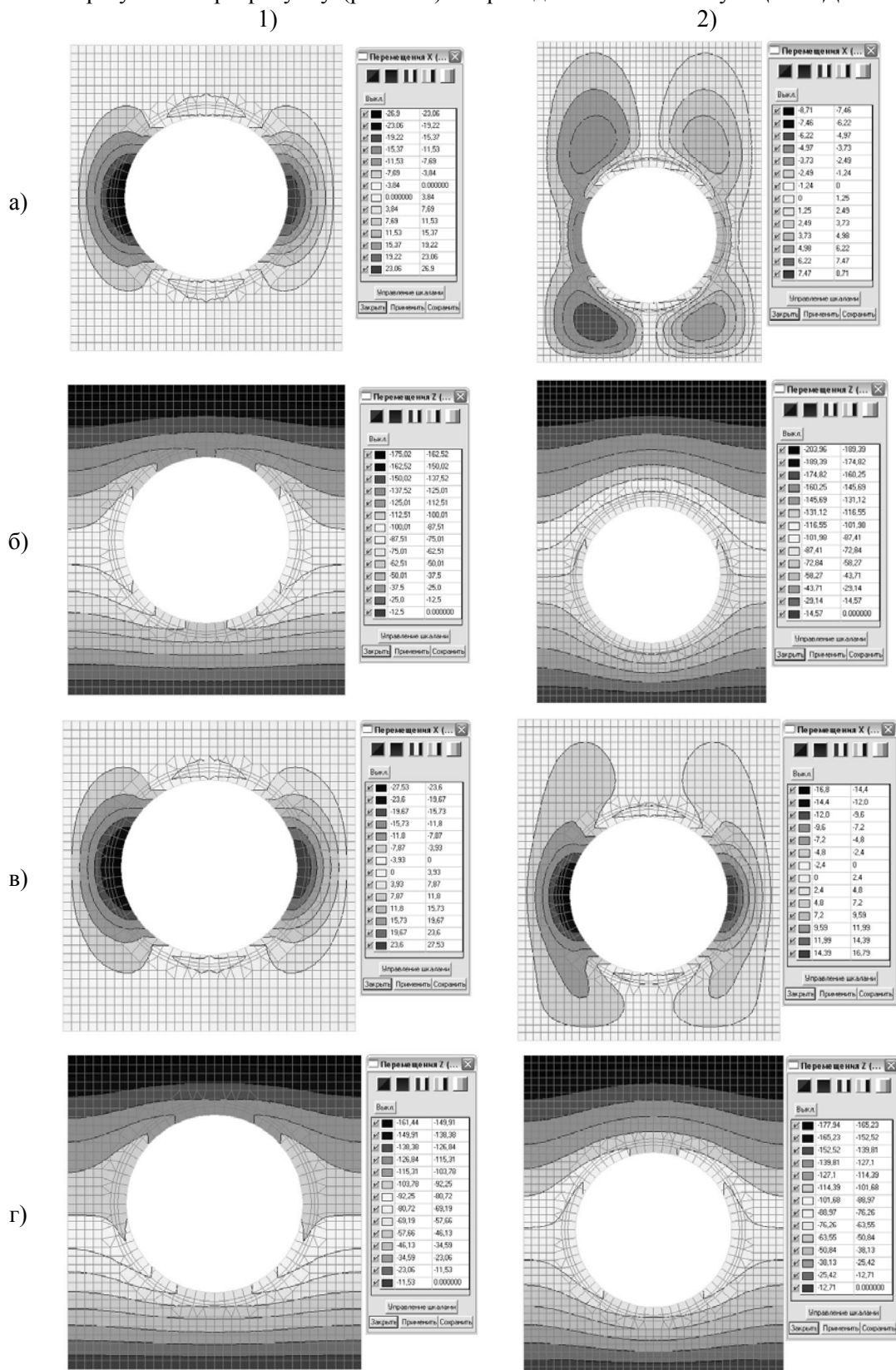


Рис. 3. Ізолії та ізопотла параметрів деформованого стану перегінного тунелю з урахуванням дії щитових гідроциліндрів (з урахуванням власної ваги)

1) без кріплення лобу забою; 2) з кріпленням лобу забою
а) переміщення по осі X (переріз у місці щита); б) переміщення по осі Z (переріз у місці щита);
в) переміщення по осі X (переріз у місці оправи); г) переміщення по осі Z (переріз у місці оправи)

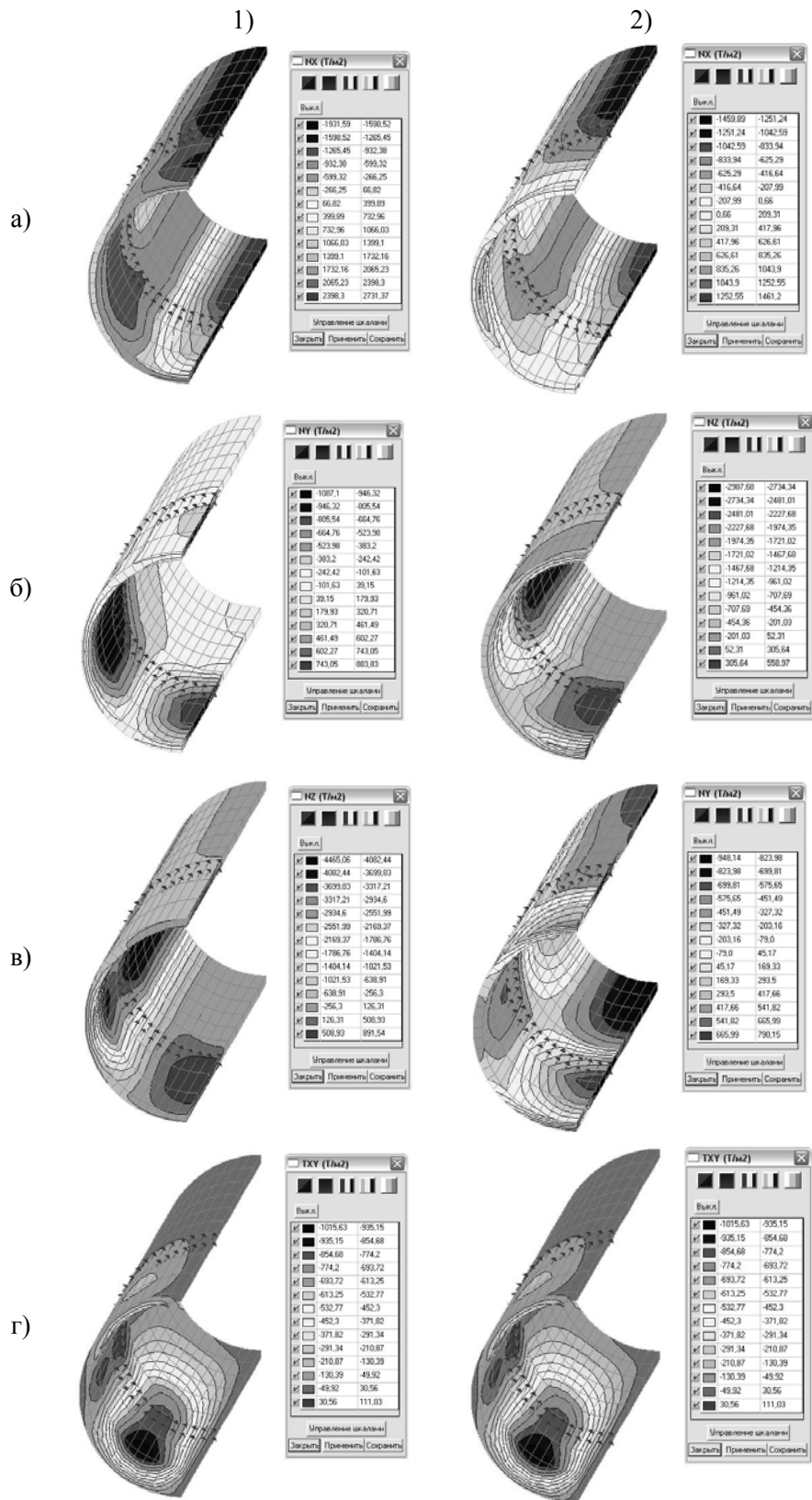


Рис. 4. Ізолії та ізополя параметрів напруженого стану перегінного тунелю з урахуванням дії щитових гідроциліндрів (з урахуванням власної ваги)
а) нормальні напруження по осі X; б) нормальні напруження по осі Z;
в) нормальні напруження по осі Y; г) дотичні напруження в площині XY

В моделі запропоновано врахувати дію 18 щитових ГЦ із загальним значенням сили в 18 000 кН за допомогою вузлових сил, які прикладені до 120 вузлів моделі. Для спрощення задачі її постановка була квазістатичною, тобто вважається, що щит тільки почав рухатися, розвиваючи тиск на обробку, але не зрушився з місця. Таким чином, хоча і не враховуються сили тертя оболонки щита по ґрунту оточуючого масиву, можна зробити висновок, що дія щитових ГЦ на обробку у цей момент є максимальною, так як протидія масиву тільки починає зростати. Окрім дії щитових ГЦ в моделі змодельована ситуація, коли лоб забою залишається відкритим. Це відбувається тоді, коли щит подає робочий орган в протилежному ходу щита напрямку при його передвижці на довжину заходки. В результаті на обробку діє комплекс навантажень, який складається із власної ваги масиву та дії щитових ГЦ, який значно більше за величиною, ніж тільки дія власної ваги, що ще раз доводить, що розрахунок з урахуванням технологічних навантажень більш інформативний, ніж на експлуатаційні навантаження. Наявність щиту в передній частині моделі надає загальній системі «щит–кріплення–масив» більшої жорсткості, що позначається в більших переміщеннях.

Значний інтерес становить розподілення переміщень двох випадків проведення робіт по проходці: без кріплення та з кріпленням лоба забою. Причому надані результати дають змогу аналізувати ці переміщення як в перетині в місці розташування щита, так і в місці обробки. Відсутність кріплення лоба забою аналогічно ситуації вже змонтованої обробки, але із підвищеною жорсткістю в передній частині (в місці щиту). Цей висновок можна зробити після аналізу деформаційної картини рис. 3,1-2, який свідчить про те, що кріплення забою значно зменшує переміщення по осі Х (в 3.0 рази в місці щита та в 1.63 рази в місці обробки), причому характер деформування змінюється не тільки кількісно, а й якісно рис. 3,1а-2а. При цьому ж вертикальні переміщення моделі (по осі Z), тобто мульда осідання, у випадку кріплення лоба забою значно збільшуються по причині підвищення жорсткості (30 мм у перерізі щита та 16 мм в місці обробки). Причому повні осідання обробки у двох випадках залишаються на одному рівні (114...115 мм – осідання замку, 69...76 мм – осідання лотку, 39...45 мм – загальні осідання обробки). Це свідчить про те, що проходка щитом значно впливає на розвиток деформацій земної поверхні, тобто і при прохідці щитом виникає мульда осідання, але значення осідань не є критичними, так як не входять у межі (вертикальні осідання – до 150 мм). На загальні осідання обробки у двох випадках кріплення лобу не впливає, так як монтаж об-

робки проходить на відстані від забою 5...6 м, тому відмічається затухання впливу.

На рис. 4,1-2 надано картину напружень у випадку дії щитових ГЦ, причому вона значно змінюється у випадку кріплення лоба забою як кількісно, так і якісно. Для більш глибокого кількісного аналізу застосуємо четверту теорію міцності (енергетичну), виразом для якої є

$$\sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_x \sigma_z + \sigma_z^2 + 3\tau_{xz}^2} \leq [\sigma]^2 \quad (1)$$

де σ_x та σ_z – компоненти нормальних напружень по глобальних осях Х та Z; τ_{xz} – дотична компонента в площині ХZ; $[\sigma]$ – межа міцності матеріалу.

При кріпленні забою напруження змінюються в 1.32...1.87 рази (напруження по осі Х), в 1.12...1.14 рази (напруження по осі Y) та 1.49...1.59 рази (напруження по осі Z). Слід відзначити, що розподіл напружень у місці щита та у місці обробки якісно відрізняються (рис. 4) і можна зробити висновок, що при дії щитових ГЦ на обробку без кріплення лоба забою напруження в обробці, а саме в замку та на горизонтальному діаметрі, більше межі міцності бетону обробки, що може бути причиною тріщин бетону і виведення обробки із умов нормальної експлуатації. Тому дія щитових ГЦ повинна врівноважуватися закріпленням лоба забою чи вчасно проведеним первинним нагнітанням. Для більш повного аналізу перевіримо напруження в обробці від дії щитових ГЦ за умовою $[\sigma] \geq \sigma_y$, де $[\sigma]$ – межа міцності бетону на стиск, бетон В30 $[\sigma] = 21.0$ МПа). В точках на горизонтальному діаметрі напруження по осі Y складають близько 6.65 МПа у варіанті 1 та 9.48 МПа у варіанті 2, що в 2...3 рази менше межі міцності бетону. Таким чином, можна свідчити про те, що дія щитових ГЦ у комплексі з дією власної ваги майже не впливає на напружено-деформований стан обробки.

Для того, щоб відокремити вплив на формування загального НДС системи «щит–кріплення–масив», проведено розрахунок перегінного тунелю на дію щитових ГЦ без урахування власної ваги масиву. Результати цього розрахунку дають змогу зробити висновок, що дія щитових ГЦ найбільш усього впливає на складову напружень по осі Y, тобто по тій осі, по якій прикладена їх дія. Дві другі компоненти змінюються від дії щитових ГЦ незначно, на відміну від компоненти по осі Y, значення якої і у випадку незакріпленого лоба, так і випадку закріпленого в 1.2...1.34 рази більше, ніж той же параметр у випадку тільки дії вертикальної складової гравітаційної сили (власна вага масиву).

Картина розподілу дотичних напружень (рис. 4, г) також доводить той факт, що дія щит-

тових ГЦ значно впливає на компоненту нормальних напружень по осі Y, не впливаючи на інші компоненти. Про це свідчить розподіл дотичних напружень лише в зоні впливу щитових ГЦ та їх невеликі значення (до 0.095 МПа у першому випадку та 0.72 МПа у другому випадку); також відмічається збільшення значень дотичних напружень у випадку закріплення лобу забою.

Після з'ясування впливу дії щитових ГЦ проведено розрахунок на сумісну дію їх із гравітаційною складовою власної ваги системи

(рис. 3-4). Обчислимо для двох варіантів еквівалентні напруження (без кріплення лоба забою – варіант 1; з кріпленням – варіант 2) (табл. 1).

Для розрахунку еквівалентних напружень обрано переріз із більшими значеннями напружень – у місці прикладення дії щитових ГЦ, тому що картина розподілу напружень в системі є дуже складною. Також обчислимо для двох варіантів еквівалентні напруження за формулою (3) для площини XY (табл. 2).

Таблиця 1

Розрахунок еквівалентних напружень за четвертою теорією міцності

№ п/п	Вид кріплення лоба забою	Напруження, МПа			Еквівалентне напруження, МПа
		Нормальне по осі X	Нормальне по осі Z	Дотичне в площині XZ	
1.	Варіант 1	-1.59	-0.64	-0.95	2.58
2.	Варіант 1	2.38	-0.64	-0.95	2.69
3.	Варіант 1	-0.59	-4.47	0.99	5.09
4.	Варіант 2	-1.25	-0.20	-0.069	1.37
5.	Варіант 2	0.63	-0.20	-0.069	0.57
6.	Варіант 2	-0.63	-2.98	0.75	3.58

Примітка. В таблиці 2 під порядковим номером йдуть такі випадки: 1) та 4) – замок; 2) та 5) – лоток; 3) та 6) – точка на горизонтальному діаметрі.

Таблиця 2

Розрахунок еквівалентних напружень за четвертою теорією міцності

№ п/п	Вид кріплення лоба забою	Напруження, МПа			Еквівалентне напруження, МПа
		Нормальне по осі X	Нормальне по осі Y	Дотичне в площині XY	
1.	Варіант 1	-1.59	-0.24	-0.046	1.74
2.	Варіант 1	2.38	0.46	-0.046	2.64
3.	Варіант 1	-0.59	-0.81	-0.59	1.59
4.	Варіант 2	-1.25	-0.45	0.11	1.54
5.	Варіант 2	0.63	0.29	0.11	0.84
6.	Варіант 2	-0.63	-0.45	0.11	0.96

Примітка. В таблиці 2 під порядковим номером йдуть такі випадки: 1) та 4) – замок; 2) та 5) – лоток; 3) та 6) – точка на горизонтальному діаметрі.

Проведені два розрахунки еквівалентних напружень в площинах XZ та XY свідчать про те, що їх значення майже на порядок менше значення межі міцності бетону на стиск (бетон В30 $[\sigma] = 21.0$ МПа), тобто сумісна дія щитових ГЦ із власною вагою системи не викликає в обробці руйнування.

Проведені розрахунки свідчать про те, що дія щитових ГЦ врівноважує дію власної ваги системи, перерозподіляючи компоненти напружень, і, таким чином, відіграє велику роль у формуванні загального НДС, тому проведені розрахунки доводять, що розрахунку обробки

тільки в стадії експлуатації недостатньо для комплексного аналізу напружень та переміщень в обробці перегінного тунелю.

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Петренко В. И. Современные технологии строительства метрополитенов в Украине / В. И. Петренко, В. Д. Петренко, А. Л. Тютюкин. – Д.: Наука і освіта, 2005. – 252 с.
2. Юркевич П. Геомеханические модели в современном строительстве // Подземное пространство мира, 1996, № 1-2. – С. 10-31.

Надійшла до редколегії 17.01.2008.

М. С. ХОРОЛЬСКИЙ, А. И. СКОКОВ (ГП «УНИКТИ «ДИНТЭМ»)

РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК РЕЗИНОАРМИРОВАННЫХ ОПОРНЫХ ЧАСТЕЙ ПОВЫШЕННОЙ ДОЛГОВЕЧНОСТИ

Наведені результати досліджень, які дозволили створити еластомерні матеріали, технології, методи випробувань і прогнозування строків експлуатації, а також представлені результати випробувань гумоармованих опорних частин підвищеної довговічності для мостових споруд.

Приведены результаты исследований, позволившие создать эластомерные материалы, технологии, методы испытаний и прогнозирования сроков эксплуатации, а также представлены результаты испытаний резиноармированных опорных частей повышенной долговечности для мостовых сооружений.

The research results, which have allowed creating the elastomer materials, technologies, methods of testing and forecasting the operation periods, are given, as well as the results of tests of rubber-reinforced pier parts of increased durability for bridge structures are presented.

Для компенсации статических и динамических нагрузок, которые возникают в опорных узлах моста в процессе его эксплуатации, предусмотрено одностороннее или многостороннее подвижное соединение пролетных элементов. Подвижность соединения обеспечивается установкой пролетов моста на резиноармированные опорные части (РАОЧ).

Горизонтальные перемещения и поворот опорных узлов пролетного строения, которое установлено на РАОЧ, осуществляется за счет эластических свойств резины и особенностей конструкции опорных частей.

В соответствии с ранее разработанными ГП «УНИКТИ «ДИНТЭМ» ТУ У 6 00152135.043-97 «Опорные части резиновые армированные» гарантийный срок работоспособности РАОЧ установлен равным 13 годам с момента их изготовления, что не удовлетворяет современным требованиям. В связи с тем, что срок эксплуатации мостов между капитальными ремонтами составляет 25 лет, а замена опорных частей в межремонтный период связана со значительными техническими трудностями и затратами, были проведены научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы по разработке РАОЧ со сроком эксплуатации не менее 25 лет.

В течение 2004-2005 гг. в институте разработаны и исследованы новые резины:

1-1208.020 для изготовления РАОЧ, эксплуатирующихся в условиях умеренного климата,

и 1-1302.008 для изготовления промежуточных слоев РАОЧ, которые эксплуатируются в условиях Севера [1].

Новая резина марки 1-1208.020 превосходит известную резину НО-68-1 по показателю условной прочности при растяжении более чем в два раза, условному растяжению при разрыве более чем в 1.6 раза и более чем в тридцать раз по озоностойкости. Резина 1-1302.008 имеет почти в 1.5 раза большую условную прочность при растяжении по сравнению с известной резиной ИРП-1347-1.

Следует отметить, что при разработке новых резин решена задача, связанная с изменениями на сырьевом рынке, а именно, с переходом на производство каучуков серии БНКС. Известно, что использование каучуков БНКС требует корректировки рецептуры существующих резин. Такая корректировка рецептуры резины НО-68-1 была выполнена: фактически была разработана новая резина 1-1320.004, пласто-эластические и физико-механические характеристики которой совпадают с этими характеристиками у резины НО-68-1. В дальнейших исследованиях эта резина использовалась как контрольная (сравнительная).

Положительные результаты проведенных исследований адгезивов нового поколения дали возможность достичь значительного (приблизительно в 1.5 раза) повышения прочности крепления резины к металлической арматуре. Фактические значения прочности крепления находятся в пределах 7.0...9.5 МПа.

Кроме свойств материалов, на качество РАОЧ в значительной мере влияют способ их изготовления, конструкция технологической оснастки и технологические факторы [2]. В резинотехнической промышленности опорные

части изготавливаются обычным компрессионным способом в пресс-форме. Указанный способ имеет ряд существенных недостатков: в процессе формования происходит непредсказуемое смещение слоев резины и листов арматуры как в горизонтальной, так и в вертикальной плоскостях, что обуславливает значительный разброс конструктивных параметров опорных частей, а это, в свою очередь, негативно влияет на эксплуатационные характеристики РАОЧ.

Разработка нового комбинированного способа изготовления опорных частей и соответствующей технологической оснастки позволили достичь высокой точности размеров толщин промежуточных резиновых слоёв, повысить уровень прочности крепления резины к армату-

ре, достичь практически бездефектного производства.

С использованием новых материалов, усовершенствованной технологической оснастки была разработана технология изготовления опорных частей, выпущена опытная партия РАОЧ с размерами по ТУ У 600152135.043-97: 20.0×30.0×3.2-0.8; 20.0×30.0×5.2-0.8; 20.0×40.0×5.2-0.8; 30.0×40.0×7.8-1.0; 30.0×40.0×9.2-0.8; 40.0×40.0×7.8-1.0.

Оценка эксплуатационных характеристик РАОЧ проводилась на модельных и натурных образцах в соответствии с разработанной в институте методикой. На основании полученных деформационных характеристик «нагрузка – деформация» модельных образцов РАОЧ был рассчитан статический модуль сдвига (табл.1).

Таблица 1

Статический модуль сдвига модельных образцов РАОЧ

Наименование показателя	Марка резины					
	1-1208.020		1-1320.004		1-1302.008	
	Норма по ТУ	Фактически	Норма по ТУ	Фактически	Норма по ТУ	Фактически
Статический модуль сдвига, МПа	0.56...1.12	0.8...1.02	0.56...1.12	0.71...0.94	0.52...0.78	0.62...0.66

Приведенные в табл. 1 данные свидетельствуют о том, что испытанные резины по показателю "статический модуль сдвига" пригодны для изготовления РАОЧ. Тангенс угла сдвига и величина максимальной нагрузки в момент

разрушения образцов РАОЧ приведены в табл. 2, а на рис. 1 приведены деформационные характеристики этих образцов, полученные при их нагружении до разрушения.

Таблица 2

Тангенс угла сдвига и величина максимальной нагрузки в момент разрушения модельных образцов РАОЧ

Наименование показателей		Марка резины		
		1-1208.020	1-1320.004	1-1302.008
Величина деформации при максимальной нагрузке в момент разрушения образцов, мм		22	25	36
Величина максимальной нагрузки в момент разрушения образцов, кН		70.4	61	72
Тангенс угла сдвига в момент разрушения образцов	Норма по ТУ, Н/м	2.6	2.6	4.5
	Фактически	3.4	2.9	4.5
Граница прочности в момент разрушения образцов, МПа	Норма по ТУ, Н/м	3.0	3.0	3.0
	Фактически	10.0	8.7	11

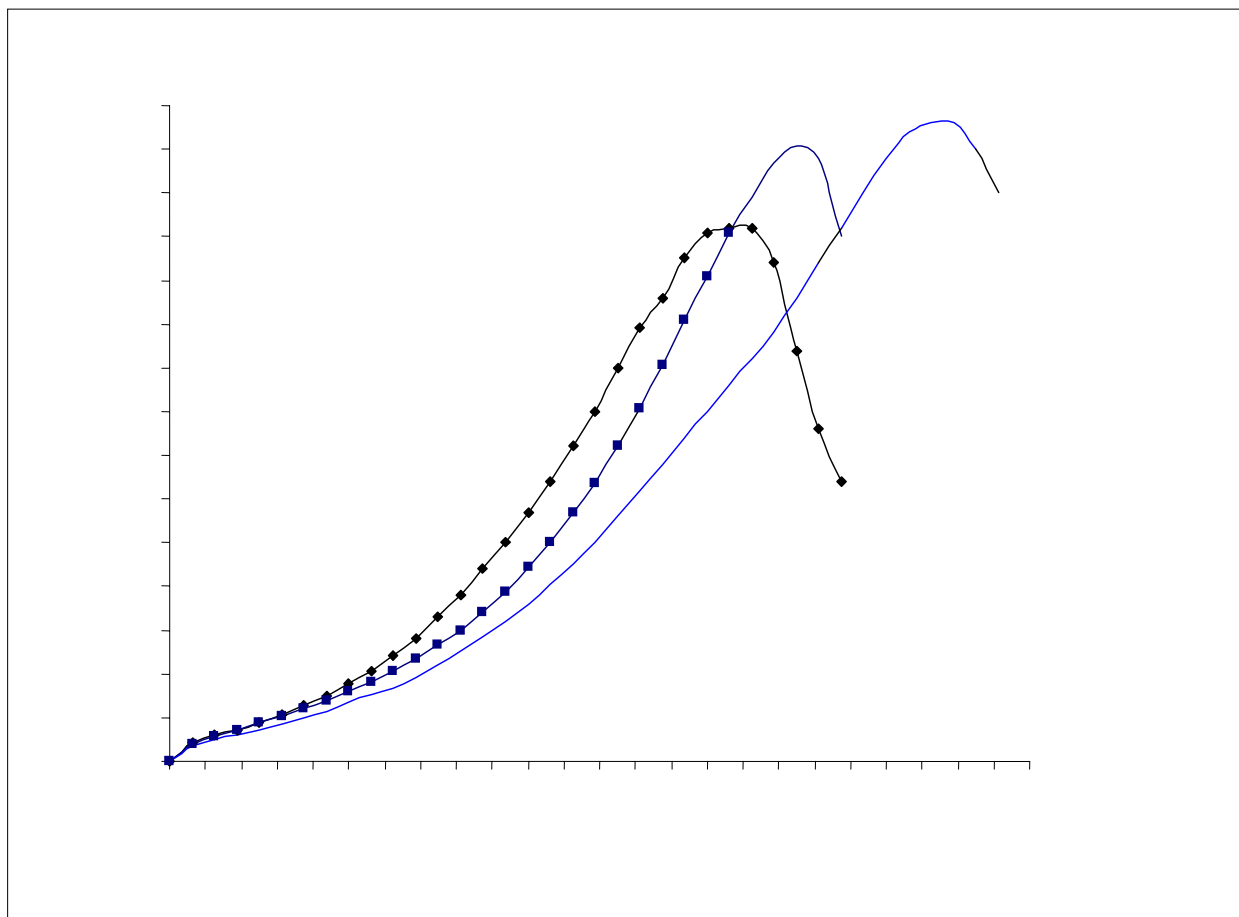


Рис. 1. Деформационные характеристики модельных образцов РАОЧ при действии нагрузки сдвига до разрушения образца

Результаты указанных испытаний свидетельствуют о том, что: величина максимальной нагрузки при разрушении образцов из резин 1-1208.020 и 1-1302.008 на 15...20 % превышает аналогичные показатели для резины 1-1320.004;

тангенс угла сдвига в момент разрушения образца для всех испытанных резин находится в пределах требований нормативной документации;

граничное значение прочности при разрушении (разрушение когезионное) образцов в 2.5-3 раза превышает нормативные, что свидетельствует об эффективности использования адгезивов нового поколения и новой технологии изготовления опорных частей.

На следующем этапе работ исследовались изменения деформационных характеристик РАОЧ в процессе ускоренного термического старения с целью определения прогнозируемого срока их эксплуатации.

Прогнозирование срока работоспособности резинотехнических изделий связано с определением показателей, которые отражают уровень работоспособности изделия и позволяют в

режиме ускоренных исследований достичь пороговых значений, чтобы потом путем пересчета на нормальные условия эксплуатации получить граничный срок эксплуатационной стойкости изделия. Кроме того, выбранные показатели должны однозначно отражать изменение свойств резины и при этом изменяются монотонно под действием внешних факторов в процессе исследований. По результатам анализа научно-технической литературы, отечественных и зарубежных методов испытаний опорных частей был сделан вывод о том, что основным показателем, который отражает уровень работоспособности РАОЧ и потому может быть определяющим в процессе указанных испытаний, является статический модуль сдвига.

В качестве объектов исследований были использованы модельные образцы РАОЧ. Суть исследований заключалась в определении уровня изменения деформационных характеристик, касательного напряжения и статического модуля сдвига модельных образцов РАОЧ в зависимости от температуры и длительности термического старения.

Принимая во внимание сложные условия эксплуатации опорных частей под действием внецентровых нагрузок, представляло интерес оценить их работоспособность по изменению

касательного напряжения в образцах в зависимости от продолжительности термостарения. Такие зависимости при тангенсе угла сдвига 0.7 и 0.9 представлены на рис. 2...4.

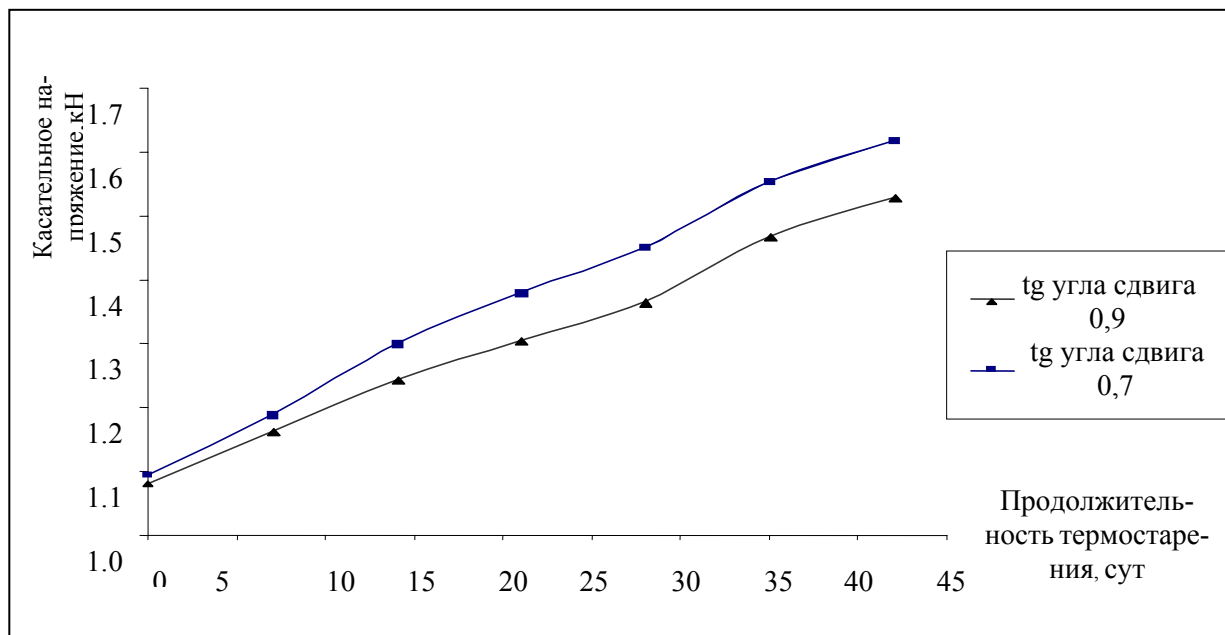


Рис. 2. Зависимость касательного напряжения от продолжительности термостарения (резина 1-1208.020, температура термостарения 90 °C)

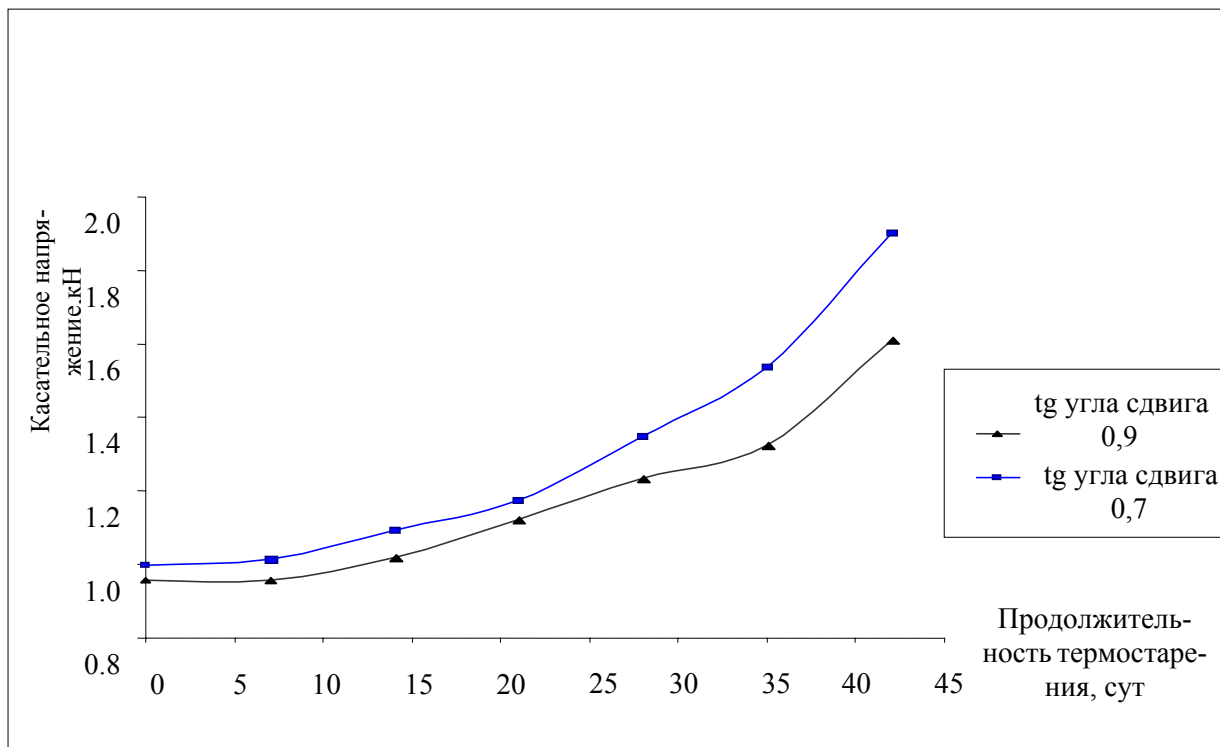


Рис. 3. Зависимость касательного напряжения от продолжительности термостарения (резина 1-1320.004, температура термостарения 90 °C)

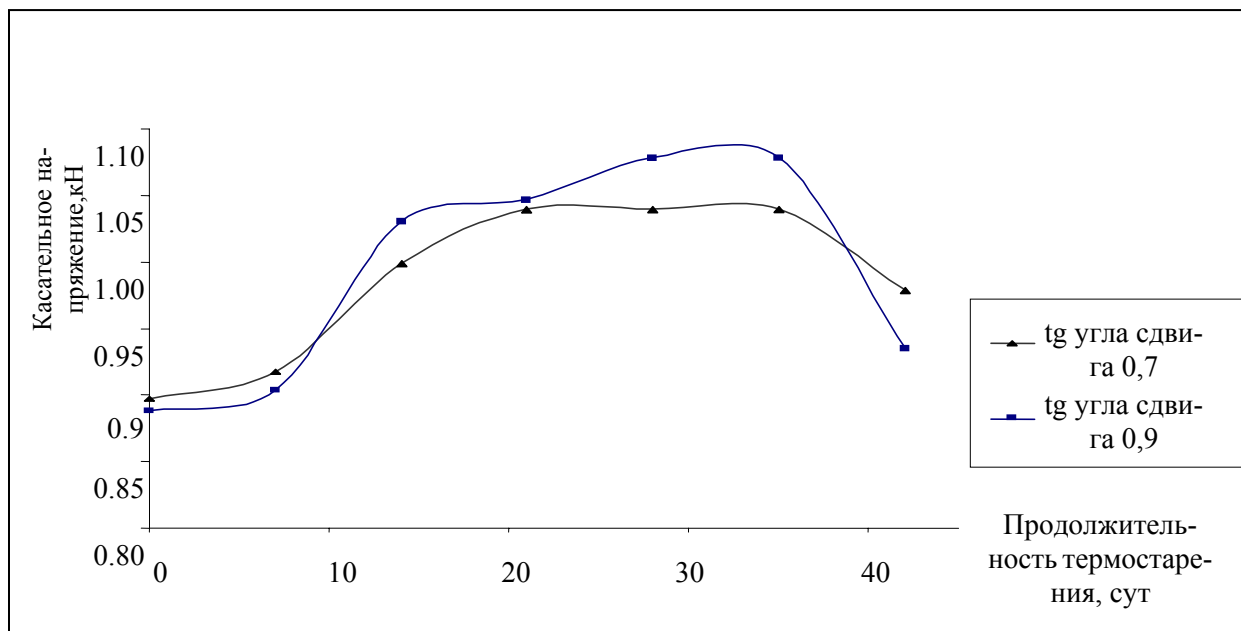


Рис. 4. Зависимость касательного напряжения от продолжительности термостарения (резина 1-1302.008, температура термостарения 90 °C)

Из приведенных кривых вытекает, что увеличение продолжительности термостарения обуславливает увеличение касательного напряжения в образцах из всех исследованных резин. При этом подтверждено преимущество резины 1-1208.020 перед другими. Кривая зависимости касательного напряжения от длительности термостарения образцов из резины 1-1208.020 имеет более пологий характер по сравнению с кривыми этих зависимостей для

образцов из других резин. Это свидетельствует о том, что скорость потери резиной 1-1208.020 эластических свойств значительно меньше, чем резинами 1-1302.008 и 1-1320.004.

Полученные выше деформационные характеристики были использованы для расчета статического модуля сдвига и построения графиков зависимости «модуль сдвига – продолжительность термостарения», которые приведены на рис. 5...7.

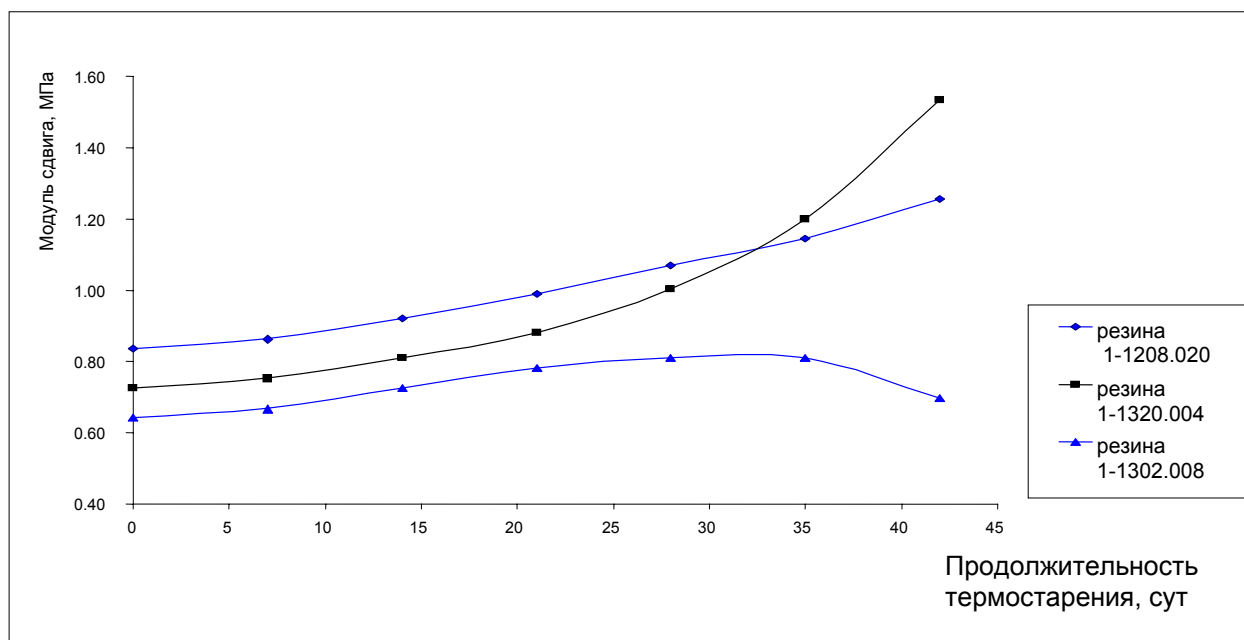


Рис. 5. Зависимость статического модуля сдвига от продолжительности термостарения для образцов из резин 1-1208.020, 1-1320.004 и 1-1302.008 (температура термостарения 90 °C)

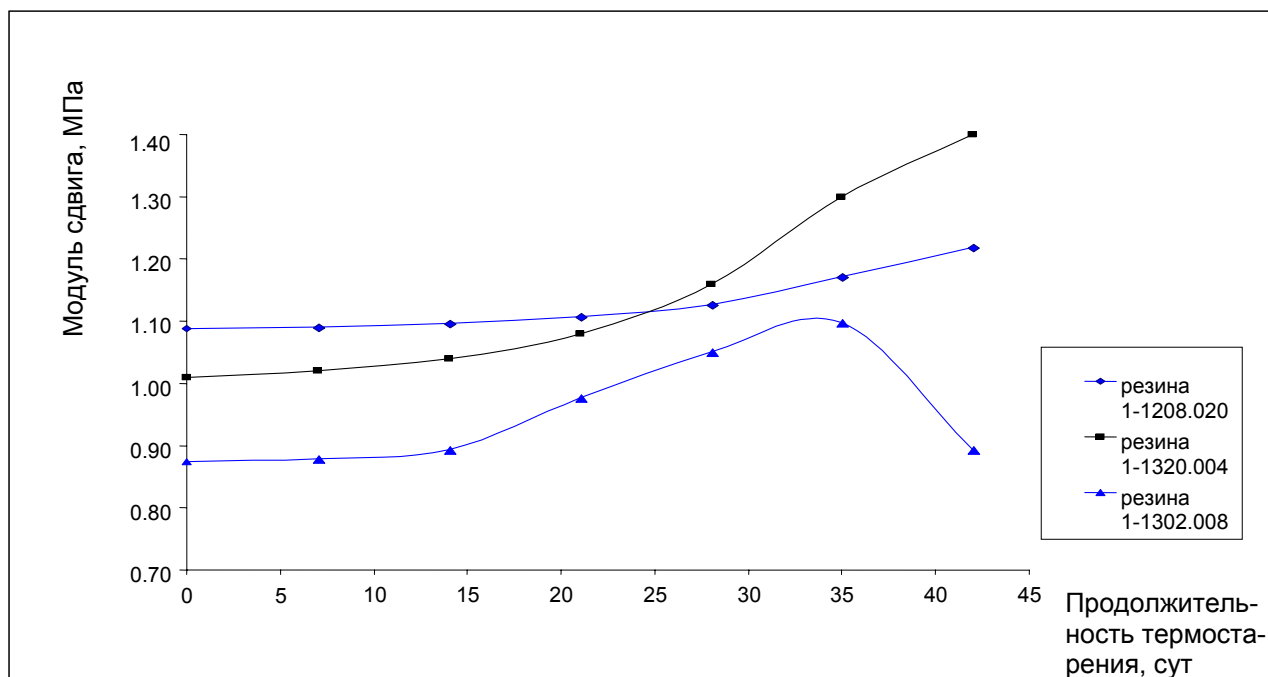


Рис. 6. Зависимость статического модуля сдвига от продолжительности термостарения для образцов из резин 1-1208.020, 1-1302.008 (температура термостарения 110 °С) и 1-1320.004 (температура термостарения 100 °С)

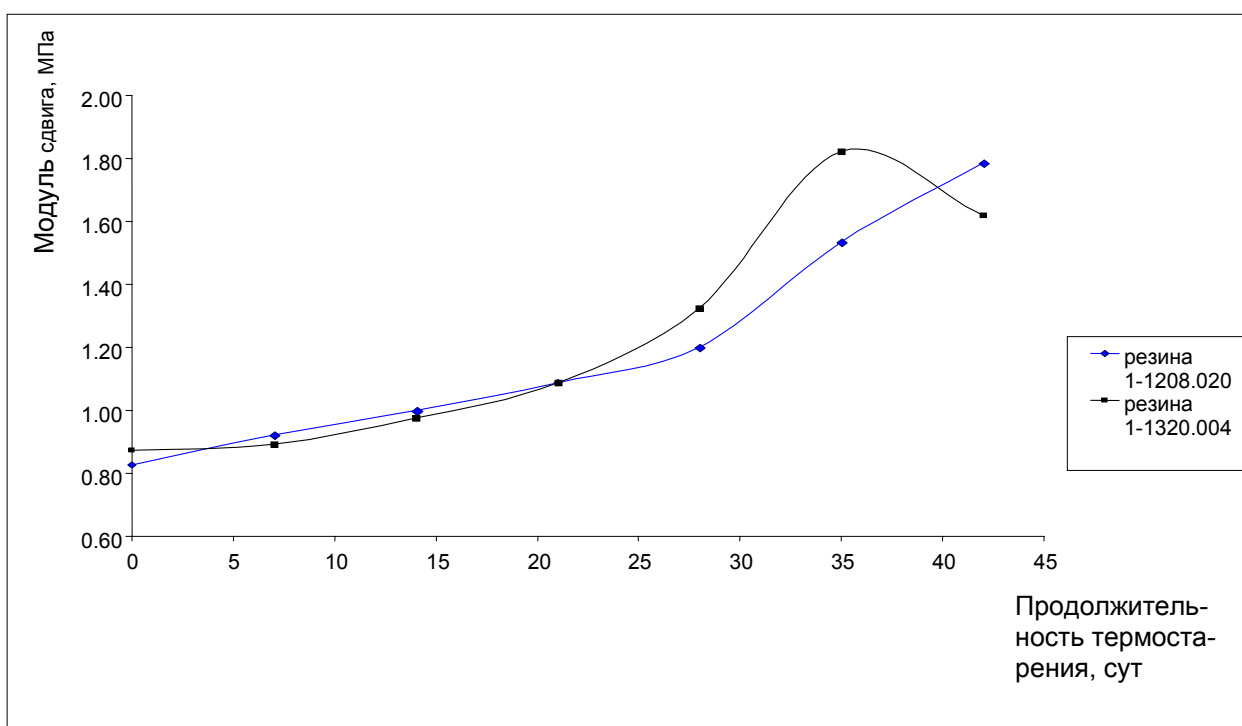


Рис. 7. Зависимость статического модуля сдвига от продолжительности термостарения для образцов из резин 1-1208.020 и 1-1320.004 (температура термостарения 125 °С)

Указанные зависимости позволяют сделать вывод о том, что повышение температуры и продолжительности термостарения приводят к росту модуля сдвига образцов из всех резин, которые исследовались. При этом скорость

увеличения модуля сдвига образцов из резин 1-1320.004 и 1-1302.008 значительно больше, чем у образцов из резины 1-1208.020. Рост модуля сдвига образцов из резины 1-1208.020 происходит медленно, после 40 суток термо-

старения снижения величины модуля сдвига не наблюдалось, в отличие от образцов из резин 1-1320.004 и 1-1302.008. Последнее наглядно объясняется снижением эффективной площади образцов из-за растрескивания резины по периметру образцов по причине полной утраты этими резинами эластичности в процессе термостарения. Это явление есть целиком логичным подтверждением того факта, что, во-первых, резина 1-1302.008 неатмосферостойкая и РАОЧ из нее требуют защитной оболочки из озоностойкой резины, например 1-1208.020 или 1-1320.004 (рис. 5...6), во-вторых, скорость старения резины 1-1208.020 после 25-ти суток термостарения значительно меньшая, чем у резины 1-1320.004 (рис. 5...7). В целом, рассматривая уровень влияния ускоренного термостарения на изменение модуля сдвига и принимая во внимание масштабный фактор (сравнивая величины модельного образца и опорной части по габаритам и массе), можно утверждать, что изменение эластических свойств резины 1-1208.020 по боковой поверхности РАОЧ в процессе их эксплуатации является незначительным и в течение длительного времени не будет оказывать определяющего влияния на эксплуатационные характеристики РАОЧ, а это, в свою очередь, обеспечивает значительно

более длительный срок эксплуатации РАОЧ. Таким образом, полученные результаты исследований подтверждают вывод о том, что срок работоспособности РАОЧ из резины 1-1208.020 значительно превышает срок работоспособности РАОЧ из резины 1-1320.004.

Последнее положение подтверждается и расчетами, которые выполнены по методике оценки количественного критерия срока работоспособности резинотехнических изделий с использованием полученных зависимостей «модуль сдвига – продолжительность термостарения». Расчетами установлено, что для РАОЧ, изготовленных из резины 1-1208.020, прогнозируемый срок работоспособности при эксплуатации в условиях умеренного климата составляет 25 и более лет.

С учетом полученных результатов изготовлена опытная партия РАОЧ, проведены их исследования с целью определения деформационных характеристик и качества по состоянию боковой поверхности в процессе приложения допустимой вертикальной статической нагрузки.

Деформационные характеристики РАОЧ 2-х типоразмеров приведены на рис. 8, 9.

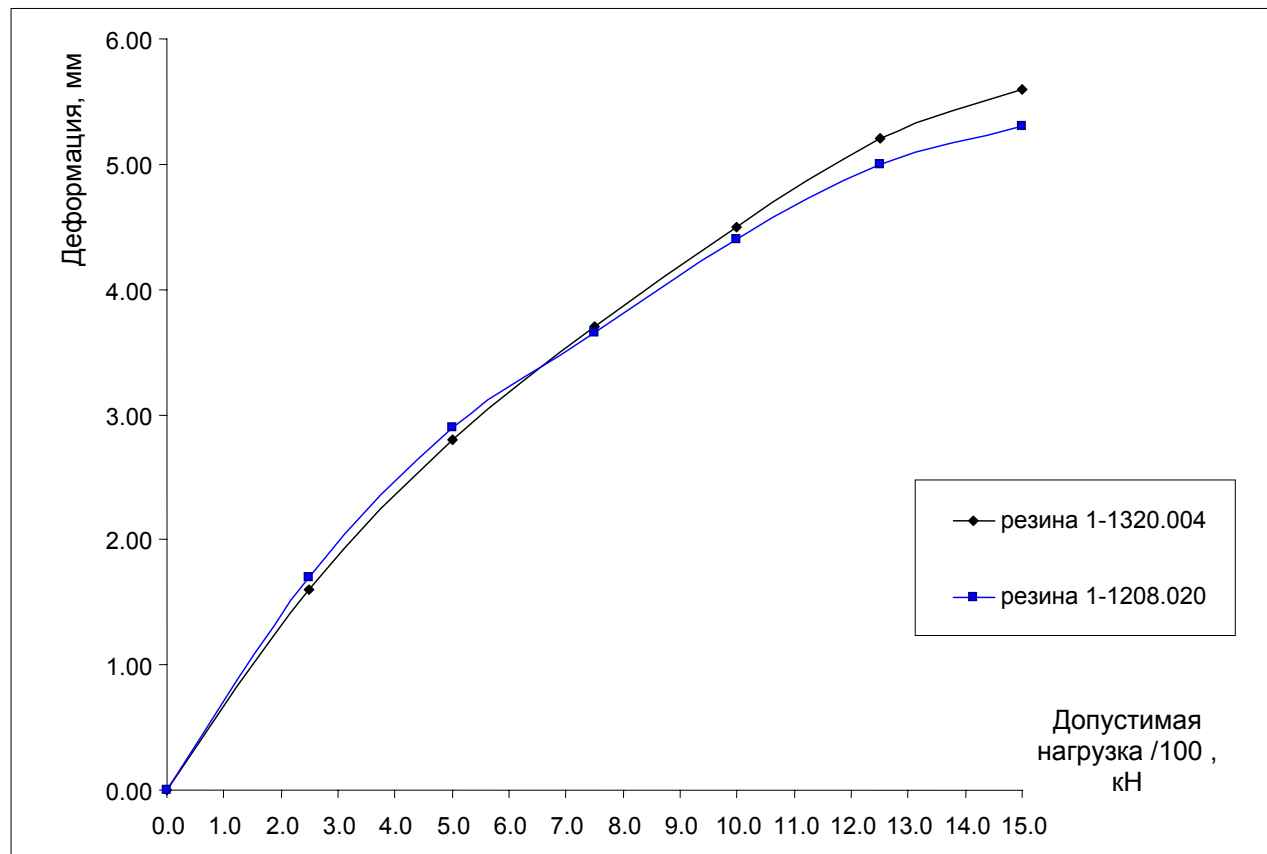


Рис. 8. Деформационные характеристики РАОЧ 20*30*5.2 при нагружении сжимающей вертикальной нагрузкой

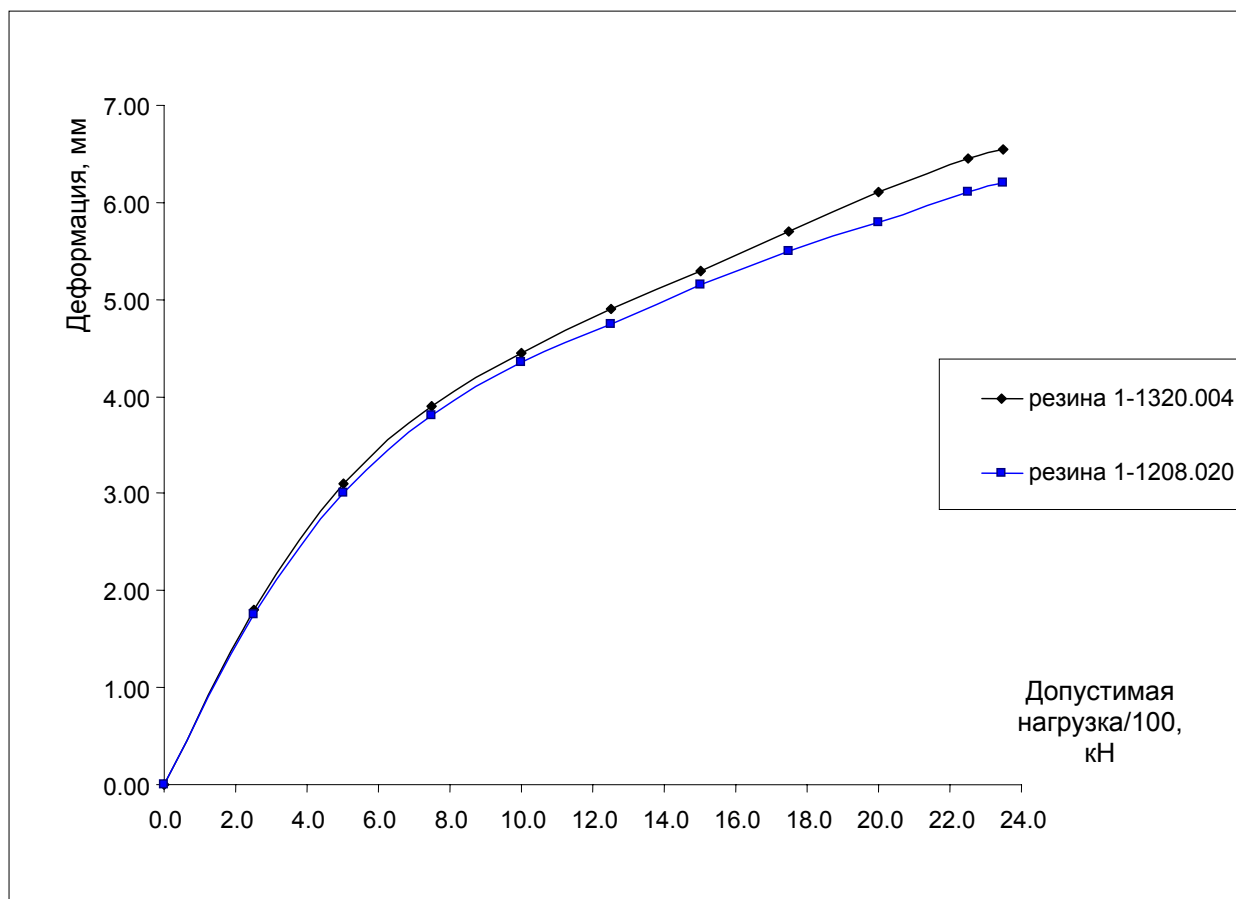


Рис. 9. Деформационные характеристики РАОЧ 40*40*7.8 при нагружении сжимающей вертикальной нагрузкой

Как видно из приведенных деформационных характеристик, при приложении одинаковых нагрузок РАОЧ, изготовленные из резины 1-1208.004, в зоне максимальных нагрузок имеют на 10-15 % меньшую деформацию по сравнению с РАОЧ из резины 1-1320.004. Учитывая то, что резина 1-1208.004 имеет значительно более высокие условную прочность при растяжении и условное растяжение при разрыве по сравнению с резиной 1-1320.004, можно утверждать, что РАОЧ из резины 1-1208.004 могут выдерживать значительно большие нагрузки, как статические, так и динамические, а также будут иметь больший прогнозируемый срок работоспособности. При приложении к РАОЧ максимальной статической нагрузки на их боковых поверхностях трещин, пузырей и следов разрушения не выявлено.

Таким образом, разработанные в ГП «УНИКТИ «ДИНТЭМ» РАОЧ со сроком эксплуатации 25 и более лет могут успешно использоваться в мостостроении.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Хорольский М. С. Резиноармированные опорные части мостовых сооружений / М. С. Хорольский, А. И. Скоков, А. Г. Дяченко, В. В. Воловщикова // Сб. тезисов 5-й Украинской межд. конф. «Эластомерные материалы, технологии, оборудование, изделия», УГХТУ. – Д., 2004. – С. 25-26.
2. Скоков О. І. Гумоармовані опорні частини мостових споруд / О. І. Скоков, О. Г. Дяченко, С. В. Санжура, В. В. Воловщикова, М. С. Хорольський // Хімічна промисловість України, 2006, №3. – С. 73-75.

Поступила в редколлегию 17.12.2007.

В. А. ДЗЕНЗЕРСКИЙ, С. В. ПЛАКСИН, Л. М. ПОГОРЕЛАЯ, И. И. СОКОЛОВСКИЙ
(Институт транспортных систем и технологий НАН Украины «Трансмаг», Днепропетровск)

АВТОМАТИЗИРОВАННАЯ ИНФОРМАЦИОННО-УПРАВЛЯЮЩАЯ СИСТЕМА МАГНИТОЛЕВИТИРУЮЩЕГО ЭКИПАЖА

Запропонована концепція побудови автоматизованої інформаційно-управляючої системи (ІУС) магнітолевітуючого екіпажа, що базується на використуванні магістральної маркерно-зв'язної хвильоводної лінії з групами входних отворів зв'язку, що розташовується уподовж активної шляхової структури. Збудження хвильоводної лінії здійснюється модульованими НВЧ сигналами, несучими інформацію про просторове положення магнітолевітуючого екіпажа, його швидкість і параметри тягової системи.

Предложена концепция построения автоматизированной информационно-управляющей системы (ИУС) магнитолевитирующего экипажа, базирующаяся на использовании магистральной маркерно-связной волноводной линии с группами входных отверстий связи, располагаемой вдоль активной путевой структуры. Возбуждение волноводной линии осуществляется модулированными СВЧ сигналами, несущими информацию о пространственном положении магнитолевитирующего экипажа, его скорости и параметрах тяговой системы.

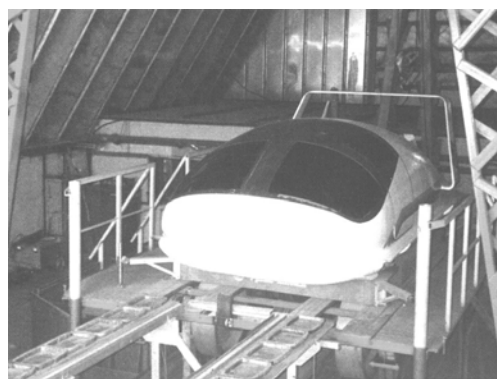
It is suggested the concept of construction of automated information-control system (ICS) for Maglev on the basis of usage of highway mark-connecting communication wave guide line with groups of input connecting holes placed along active way structure. The excitation of wave guide line is carried out by the modulated microwave signals with the information about spatial position of Maglev, its speed, and also about parameters of propulsion system.

Необходимость в развитии систем высокоскоростного наземного транспорта (ВСНТ) обусловлена потребностями экономического роста, ведь скорость – это доступ к ресурсам. Развитие транспортных систем на основе ВСНТ признано одним из приоритетных направлений интеграционных научно-технических разработок в соответствии с 6 Рамочной Программой (6 FP) Евросоюза [1]. Основные перспективы в развитии ВСНТ связаны с магнитолевитирующими (МАГЛЕВ) транспортными системами. Понимание этих закономерностей вызвало к жизни разработку в странах Евросоюза проектов строительства радиальных трансъевропейских линий МАГЛЕВ-транспорта [2]. В Украине также ведутся разработки MagLev-систем учеными из Харькова [3, 4], Днепропетровска [5] и других регионов. В Институте транспортных систем и технологий НАН Украины «Трансмаг» (Днепропетровск) построены экспериментальные полигон и экипаж, фотографии которых приведены на рис. 1.

Высокая скорость и экологическая привлекательность этого вида транспорта обусловлены тем, что он основан не на традиционном принципе взаимодействия колеса и рельса, а на принципиально новом способе подвеса – магнитном.



а)



б)

Рис. 1. Экспериментальный экипаж (а) и полигон (б) ИТСТ НАНУ «Трансмаг»

Принцип работы МАГЛЕВ-транспорта

На сегодняшний день наиболее отлаженными являются две системы – JR-MagLev [6] и Transrapid [7]. Обе они являются весьма сложными и громоздкими комплексами, что во многом определяется многообразием их функций и сложностью задач, которые они призваны решать.

JR-MagLev разработан в качестве инновационной транспортной системы следующего поколения, в которой применяется электродинамическая система подвеса и синхронные линейные двигатели с сверхпроводящими магнитами. Принцип действия электродинамического подвеса, который также применяется и в экспериментах на испытательном полигоне института «Трансмаг» НАН Украины, иллюстрируется на рис. 2.

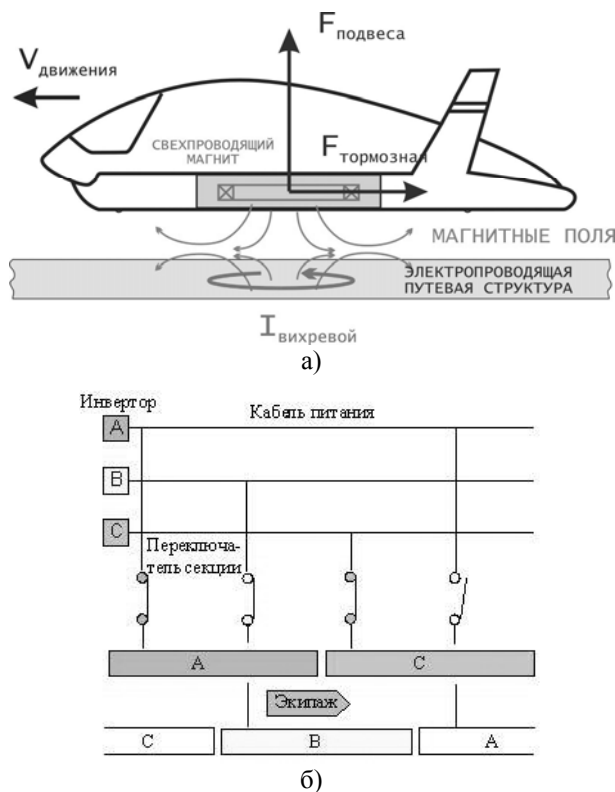


Рис. 2. Электродинамический подвес системы JR-MagLev :

- а) принцип электродинамического подвеса;
б) трехфазная система продвижения экипажа

Эта система предназначена для обслуживания транспортной артерии между Токио и Осакой, крупнейшими городами Японии. Поскольку расстояние велико, то и скорость движения экипажа проектируется высокой (порядка 500 км/ч).

Немецкая же система Transrapid основана на электромагнитном способе подвешивания и рассчитана на более короткие дистанции (на-

пример, из центра города до аэропорта, как в мюнхенском проекте или в Шанхае) и, следовательно, рассчитана на более низкие скорости движения. Бесконтактная система подвеса и направления использует силы притяжения между отдельными электронно-управляемыми электромагнитами на экипаже и взаимодействующим с ними ферромагнитным (отражающим) рельсом, который установлен на обратной стороне (на изнанке) путевой структуры. Магниты подвеса притягивают экипаж вверх к путевой структуре снизу (см. рис. 3), а направляющие магниты удерживают его с боков трассы. Магниты подвешивания и направления установлены по обеим сторонам вдоль всей длины экипажа.

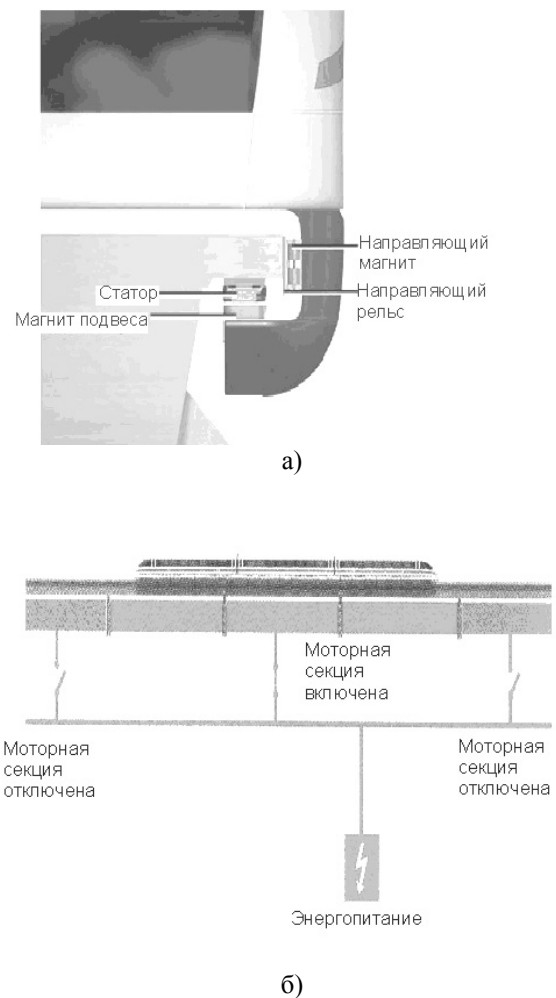


Рис. 3. Электромагнитный подвес системы Transrapid (а); поочередное включение тяговых секций (б)

Синхронный линейный двигатель транспрапидовской МАГЛЕВ-системы используется как для продвижения, так и для торможения. Действие этой бесконтактной системы продвижения и торможения может быть выведено из принципа функционирования вращающегося электромотора, статор которого рассечен и рас-

тянут вдоль обеих сторон путевой структуры. Вместо вращающегося магнитного поля мотор генерирует электромагнитное бегущее поле. Магниты подвеса на экипаже функционируют как ротор (возбудитель) электромотора.

В отличие от обычной железной дороги первичный двигательный компонент трансрапидовской МАГЛЕВ-системы – статорные пакеты с трехфазными моторными обмотками – установлен не на экипаже, а на путевой структуре.

За счет подачи переменного тока на трехфазную моторную обмотку генерируется электромагнитное бегущее поле, которое движет экипажем, увлекая за собой магниты подвеса. Скорость может непрерывно (плавно) регулироваться от стояночного состояния до полной рабочей скорости изменением частоты переменного тока. Если направление бегущего поля меняется на противоположное, то мотор становится генератором, который бесконтактно тормозит экипаж. Энергия торможения может быть возвращена в сеть общего пользования. Система подвеса и направления запитывается энергией бесконтактно через линейные генераторы, интегрированные в магниты подвешивания. Для поездов обеих систем не требуется воздушной контактной сети. В случае аварийного прекращения подачи электроэнергии энергия подается из бортовых батарей, которые заряжаются линейными генераторами во время движения.

В японской системе JR-MagLev для движения экипажа также используется линейный синхронный двигатель. В обеих этих системах статор линейного двигателя, вмонтированный в путевую структуру, состоит из отдельных тяговых секций, которые запитываются электроэнергией только в момент прохождения над ними экипажа. Для обеспечения сил магнитного отталкивания, достаточных для компенсации гравитационных сил, необходимы такие токи, которые могут быть обеспечены только сверхпроводящими магнитами. Поэтому на борту экипажа должна функционировать еще и криогенная подсистема.

Несмотря на физическую ясность способов организации МАГЛЕВ-движения, практическая реализация таких систем представляет собой сложную научно-техническую задачу. Определенная сложность состоит в обеспечении слаженности работы всех подсистем. И эта задача – координация работы отдельных подсистем, вместе с осуществлением функций мониторин-

га параметров движения и управления линейным тяговым двигателем, возложена на сложный комплекс аппаратно-программных средств под общим названием

Автоматизированная информационно-управляющая система (ИУС) магнитоплана

Разработки таких ИУС осуществляются в целом ряде ведущих научно-технических центров технологически развитых стран мира. По мнению разработчиков, как зарубежных [8], так и отечественных [9], к числу основных функций, которые должна осуществлять автоматизированная ИУС, следует относить следующие:

1) мониторинг параметров движения (скорость, ускорение, текущая координата);

2) на основании данных мониторинга и заданного графика движения управление катушками линейного двигателя активной путевой структуры путем синхронизированной с моментом прохождения над ними экипажа подачи электроэнергии;

3) оперативный контроль состояния путевой структуры (механические колебания, прогибы);

4) контроль параметров тягово-левитационной системы (величина магнитного поля в зазоре между экипажем и путевой структурой, состояние переключателей катушек);

5) контроль параметров левитирующего экипажа (величина зазора между днищем экипажа и поверхностью активной путевой структуры, зазор между экипажем и боковыми направляющими, функционирование бортовой аппаратуры);

6) бесконтактное измерение указанных параметров и передача этой информации по радиоканалу на центральный (стационарный) пункт управления;

7) включение аварийного торможения в случае превышения заданного лимита скорости;

8) обновление информации для персонала и пассажиров;

9) контроль параметров и управление режимами работы путевых и бортовых накопителей электроэнергии.

До настоящего времени такие ИУС разрабатывались на разнородной элементной базе и на основе разных физических явлений. Теперь же, при современном развитии измерительной техники, средств связи (в особенности в миллиметровом диапазоне), появилась возможность построения всей автоматизированной ИУС на основе однородной элементной базы и на однотипных физических явлениях. Пред-

по своим каналам в преобразующее устройство 8, измерительно-регистрирующее устройство 9, счетчик 11 или дифференцирующее устройство 12. Измерительно-регистрирующие приборы 9 измеряют и регистрируют на технический носитель информации параметры движения и пространственного положения МТС, указанные выше. При этом устройство управления током путевой структуры 10, получая сигналы в момент прохождения платформой МТС маркерных отверстий в маркерно-связном волноводе, формирует сигнал управления линейным трехфазным электродвигателем на каждом из трех выходов устройства управления 10, чередуя сигналы включения фаз А, В, С питания катушек путевой структуры. Эта очередность задается реверсивным счетчиком 11 маркерных сигналов. Устройства дифференцирования 12 обеспечивают вычисление первой и второй производной по времени маркерных сигналов с целью получения мгновенных значений скорости и ускорения движения платформы МТС.

Счетчик маркерных сигналов 11 имеет несколько каналов счета:

1 – кольцевой реверсивный счетчик на 2 и на 6 с трехфазным выходом;

2 – программируемый реверсивный счетчик емкостью 144 импульса.

Назначение первого счетчика описано выше. Программируемый реверсивный счетчик задает отрезки пути, на которых будут реализовываться определенные режимы разгона, движения, торможения, изменения направления движения платформы МТС. Кроме того, на измерительно-регистрирующие приборы наземного пункта управления подается информация о режиме работы системы питания путевой структуры: напряжение питания катушек путевой структуры (мгновенное значение порядка 500 В), ток питания (мгновенное значение порядка 100 А), форма тока.

Особенностью линейного синхронного двигателя является необходимость регулирования напряжения питания обмоток путевой структуры в строгом соответствии с местом нахождения экипажа на линии и скоростью его движения. Так как на борту размещены лишь неуправляемые магниты возбуждения, регулирование скорости возможно лишь через систему энергоснабжения, которая, таким образом, становится элементом системы управления движением, при которой подключение и отключение секций должно производиться автоматически по мере продвижения МТС по линии.

Для однородной передающей линии связь между критической длиной волны $\lambda_{кр}$, длиной волны в свободном пространстве λ_0 и длиной волны в линии λ_v определяется соотношением

$$\left(\frac{2\pi}{\lambda_0}\right)^2 = \left(\frac{2\pi}{\lambda_{кр}}\right)^2 + \left(\frac{2\pi}{\lambda_v}\right)^2.$$

При длине линии L количество полувольт будет равным $\frac{2L}{\lambda_v}$. Тогда данное уравнение

может быть записано в виде

$$(fD)^2 = \left(\frac{ck}{\pi}\right)^2 + \left(\frac{cN}{2}\right)^2 \cdot \left(\frac{D}{L}\right)^2,$$

где D – диаметр волновода, k – корни функции Бесселя (табл. 7.1 [10]), N – число полувольт, заключающееся в отрезке L , c – скорость света. Это уравнение в графическом виде и является диаграммой видов колебаний. Построив данную диаграмму (она здесь не приводится из-за громоздкости), удастся выбрать области, где наложение нежелательных видов исключено или сведено к минимуму. Для «длинного» волновода, когда отношение диаметра волновода D к его длине мало, значение ординаты на диаграмме $\left(\frac{fD}{100}\right)^2 = 14$. При диаметре волновода

$D = 3.2$ см (существует такой сортамент трубы), значение рабочей частоты электромагнитного поля равно 12.21 ГГц. Сопутствующий виду H_{01} вид колебаний E_{11} не может возбудиться из-за неблагоприятной для этого типа ориентации щели связи [11].

Эти численные данные были использованы при конструировании модели маркерно-связного волновода, использованного при проведении экспериментальных исследований. В качестве волноводной линии была использована алюминиевая труба диаметром $D = 3.2$ см, длиной $L = 400$ см, в которой вдоль образующей были прорезаны прямоугольные щели, размер которых был определен, исходя из электродинамических соображений [11]. Расстояние между щелями $l = 2\tau/3 = 416.6$ мм, где $2\tau = 1250$ мм (рис. 5). В качестве источника электромагнитных колебаний был использован генератор 3-см диапазона с опорным цилиндрическим резонатором, включенным по схеме полосно-заграждающего фильтра [12]. На частоте 12.2 ГГц уровень излучающей мощности был порядка 80 мВт.

С помощью измерительной установки, позволяющей поочередное возбуждение щелей

связи и измерение мощности, переизлученной из соседних щелей связи, были определены потери СВЧ-мощности на переизлучение из пассивных (то есть, находящихся вне зоны облучения) отверстий связи, перераспределение СВЧ-мощности по приемникам П1 и П2 (см. рис. 4) при перемещении излучателя вдоль волновода.

Результаты этих экспериментов показали, что предложенная концепция маркерно-связного волновода для построения информационно-управляющей системы управления магнитолевитирующих транспортных средств продуктивна, с ее помощью можно решать задачи по меньшей мере исследовательского характера. Решив некоторые технологические задачи (обеспечив гальваническую развязку между волноводом и приемником, используя высокочувствительные и энергопрочные приемники), протяженность волноводной линии можно сделать довольно значительной. Оценки показывают, что при использовании источников СВЧ-излучения с выходной мощностью 80 мВт на частотах в диапазоне 10-12 ГГц и приемников с чувствительностью 10^{-11} Вт допустимая длина волноводной линии составляет 1 км. Использование же трактовых усилительных или приемоизлучающих устройств, устанавливаемых вдоль трассы (результаты исследований которых будут представлены в последующих сообщениях) решает реальную задачу построения информационно-управляющей системы, базирующейся на радиоволновых методах.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. 6 FP Instruments, Implementing the Priority Thematic Areas of the Sixth Frame Programme // European Commission. Community Research. – 2002. – No 2. – P.4.
2. Schöbl D. Energy and Environmental Assessment of a Eurometro. DEMAND and NETWORK – Influential Factors / Proceedings of 17th International Conference on MAGnetically LEVitated Systems and Linear Drives “MAGLEV’2002”, September 3-5, 2002. – Lausanne, Switzerland (CD-ROM).
3. Zub S. S. Spatial Magnetic Potential Well and MagLev in the System of Magnetic Dipole and Su-

- perconductive Sphere // Visnyk of Kharkiv University, 1999. – N 453. – P. 48-53.
4. Kozoriz V. V. Novel Magnetic Levitation and Propulsion Phenomena. – Zaporizhzhya: Motor-Sich Press, 2001.
5. Дзензерский В. А. Высокоскоростной магнитный транспорт с электродинамической левитацией / В. А. Дзензерский, В. И. Омеляненко, С. В. Васильев, В. И. Матин, С. А. Сергеев – К.: Наук. думка, 2001. – 479 с.
6. Seki A. The status of the development and the running tests of the JR-Maglev / A. Seki, H. Tsuruga, A. Inoue // Proceedings of 17th International Conference on MAGnetically LEVitated Systems and Linear Drives “MAGLEV’2002”, September 3-5, 2002. – Lausanne, Switzerland (CD-ROM).
7. Transrapid MagLev System. Ed. by Heinrich K., Kretzschmar R. – Darmstadt: HESTRA-Verlag, 1989. – 114 p.
8. Henning U. Advanced Converter and Control Components of the TRANSPRAPH Propulsion System // Proceedings of International Symposium on Speed-up and Service Technology for Railway and Maglev Systems (STECH’03), August 19 to 22, 2003, Tokyo, Japan. – Department of Mechanical Systems Engineering of Tokyo Univ. of Agriculture & Technology.
9. Дзензерский В. А. Радиоволновые методы контроля и управления движением магнитолевитирующих транспортных средств / В. А. Дзензерский, С. В. Плаксин, И. И. Соколовский // Радиоелектроніка. Інформатика. Управління. – 2002, № 1. – С. 108-114.
10. Гинзтон Э. Л. Измерения на сантиметровых волнах. – М.: Изд-во иностр. литературы, 1960. – 616 с.
11. Будурис Ж. Цепи сверхвысоких частот / Ж. Будурис, П. Шеневье – М: Сов. радио, 1979. – 288 с.
12. Кравченко А. В. Сравнительный анализ методов стабилизации полупроводниковых СВЧ-генераторов миллиметрового диапазона / А. В. Кравченко, В. Я. Крысь, И. И. Соколовский // Тезисы докладов I Украинского симпозиума «Физика и техника мм и субмм радиоволн». – Харьков: ИПЭ АН УССР, 1991. – Ч.1. – С.185.

Поступила в редакцию 03.01.2008.

В. Г. КУЗНЕЦОВ, О. Н. ЛИСОГУРСКИЙ (Белорусский государственный университет транспорта, Гомель, Республика Беларусь)

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ПРОДВИЖЕНИЯ ВАГОНОПОТОКОВ В ТЕХНИЧЕСКОМ НОРМИРОВАНИИ

Сучасні тенденції в області управління на транспорті направлені на перехід від аналітичних систем обробки інформації до систем, що оброблюють інформацію та управляють, забезпечують підтримку ухвалення рішень в управлінні перевезеннями. Нові умови господарювання, з одного боку, і розвиток автоматизованих систем управління збору і обробки інформації про перевезення, з іншого боку, дозволяють вийти на принципово новий рівень планування показників роботи транспорту з розробкою нової методології рішення даних завдань. Одним з нових методів, що дозволяє вирішувати ряд експлуатаційних завдань, є створення динамічної моделі просування вагонопотоков. У статті наведений математичний опис полігону мережі і динамічної моделі. Дане поняття одиничного перевезення, наведена класифікація динамічних моделей залежно від вихідної інформації. Математичне опрацювання і алгоритм побудови динамічних моделей дає можливість їх застосування для рішення широкого кола завдань на транспорті.

Современные тенденции в области управления на транспорте направлены на переход от аналитических систем обработки информации к информационно-управляющим системам, обеспечивающим поддержку принятия решений в управлении перевозками. Новые условия хозяйствования, с одной стороны, и развитие автоматизированных систем сбора и обработки информации о перевозках, с другой стороны, позволяют выйти на принципиально новый уровень планирования показателей работы транспорта с разработкой новой методологии решения данных задач. Одним из новых методов, позволяющим решать ряд эксплуатационных задач, является создание динамической модели продвижения вагонопотоков. В статье приведено математическое описание полигона сети и динамической модели. Дано понятие единичной перевозки, приведена классификация динамических моделей в зависимости от исходной информации. Математическая проработка и алгоритм построения динамических моделей дает возможность их применения для решения широкого круга задач на транспорте.

Modern lines in the field of transport management are directed on transition from analytical systems of processing of information to the information-operating systems providing support of decision-making in management by transportations. New conditions of managing, on the one hand, and development of the automated systems of gathering and processing of information in transport industry, on the other hand, allows to reach essentially new level of planning the parameters of transport operation with development of new methodology of solution of the given problems. The creation of dynamic model of promotion of traffic volumes is one of the new methods that allows solving a number of operational problems.. In the paper the mathematical description of range of a network and dynamic model is given. The concept of individual transportation is presented, classification of dynamic models depending on the initial information is given. Mathematical study and algorithm of construction of dynamic models enables their applications for solution of wide range of problems on transport.

Современные изменения в структуре управления железнодорожным транспортом, учете и использовании вагонного парка, развитие автоматизированных систем управления требует ухода от исторически сложившихся стандартных методов планирования перевозочной деятельности и создания новой методологии технического нормирования работы дороги. Существующие методы планирования продвижения вагонопотоков, разработанные в восьмидесятые годы прошлого столетия, не отражают существующих тенденций в организации перевозок – разделении всей сети на железнодорожные администрации-собственники вагонных парков, возможности выбора клиентом маршрута следования его груза и др. Одним из новых мето-

дов является разработка и использование для решения эксплуатационных задач динамической модели работы дороги (далее динамической модели).

Применение динамической модели при организации планирования перевозок на краткосрочный и среднесрочный периоды позволяет: повысить эффективность регулирования вагонных парков между отделениями дороги и выделенными станциями по роду, по собственникам и по принадлежности подвижного состава, в зависимости от перевозимых грузов, и максимального использования грузоподъемности и вместимости вагонов; обеспечить выбор наиболее рационального направления следования груженого и порожнего вагонопотоков с уче-

том принадлежности вагонов различным собственникам; устанавливать обоснованные нормы эксплуатируемого парка локомотивов в соответствии с плановыми объемами работы; отслеживать вагонопотоки различных категорий для оценки и прогнозирования управляющих воздействий на транспортную систему, разработки и корректировки графика движения и плана формирования поездов.

Наиболее формализованный подход к описанию процесса перевозки в классической литературе [3, 4] относится к рассмотрению процесса перевозок между двумя пунктами. При этом предполагается, что совокупность моделей перевозок между всеми парами транспортных узлов и составляет модель перевозок в рамках всей транспортной сети. Такой подход не применим для описания продвижения вагонопотоков, так как если движение грузопотоков определяется кратчайшими расстояниями, то на продвижение вагонопотоков (особенно порожних) оказывает большое влияние ряд внешних факторов. Кроме того, неструктурированность модели перевозочного процесса не позволяет на строгом математическом уровне подойти к решению проблем управления вагонопотоками.

В современной литературе значительное внимание уделяется использованию динамических моделей (транспортных карт) для решения задач, связанных, в первую очередь, с управлением грузопотоками и решением отдельных эксплуатационных задач [2]. Проблема планирования продвижения вагонопотоков, несмотря на схожесть в постановке задач, имеет ряд особенностей и представляет собой новую постановку, которая в литературе по данной тематике отсутствует.

Таким образом, ставится задача математического описания продвижения вагонопотоков по сети железной дороги с учетом влияния различных внешних факторов (динамической модели) и применения данной методологии для решения задач технического нормирования. В рамках поставленной задачи от математической модели требуется не только расчет интегральных показателей продвижения вагонопотоков, но и распределение этих перевозок по заданной топологии транспортной сети.

Основой для разработки динамической модели движения вагонопотоков является транспортная сеть железной дороги, состоящая из множества транспортных узлов (вершин) и коммуникационных связей между ними (дуг). В качестве вершин выступают станции формирования, зарождения и погашения вагонопотоков,

внутридорожные и междорожные пункты перехода вагонов (стыки). Комбинация элементарных участков позволяет рассчитывать количественные показатели эксплуатационной работы для различных структур (станция, участок, диспетчерский участок, район управления, отделение и т.д.) и дает возможность устанавливать более объективные технические нормы эксплуатационной работы.

Математически транспортная сеть представляет собой связный ориентированный граф, структура которого в общем случае является произвольной. Если все участки сети используются в обоих направлениях, то топологию сети можно описывать неориентированным графом.

Вершина – элемент транспортной сети. Каждой вершине присвоен некоторый номер i .

Дуга – это элемент транспортной сети, соединяющий две ее (различные) вершины. Дугу, соединяющую вершину i с j будем обозначать $s(i, j)$.

Длина дуги $s(i, j)$ – число $l(i, j) \geq 0$, приписываемое данной дуге.

Ребро u_{ij} – можно рассматривать как совокупность двух дуг $s(i, j)$ и $s(j, i)$.

Путь (маршрут) от вершины i до j – это последовательность дуг $s(i, k_1)$, $s(k_1, k_2)$, $s(k_2, k_3)$, ..., $s(k_l, j)$. Путь от вершины i до j будем обозначать $S[i, j]$. Заметим, что дуга $s(i, j)$ определяет путь $S[i, j]$.

Длина пути (контура) – это сумма длин составляющих его дуг.

Пропускная способность дуги $s(i, j)$ – это число $d(i, j)$, приписываемое данной дуге.

Поток по дуге $s(i, j)$ – это величина $q(i, j)$, которая не больше пропускной способности дуги $d(i, j)$. Определено, что поток мощности $q(i, j)$ исходит из вершины i и входит в вершину j .

Алгебраический поток по дуге $s(i, j)$ – это величина $\bar{q}(i, j)$, равная разности потоков по дуге в прямом и обратном направлениях: $\bar{q}(i, j) = q(i, j) - q(j, i)$.

Суммарный поток из вершины i – это сумма потоков $q(i, j)$ по всем исходящим из вершины

i дугам $s(ij)$. Обозначив через U_i множество номеров концов дуг, исходящих из вершины i , суммарный исходящий поток, можно представить как $\sum_{j \in U_i} q(ij)$.

Суммарный поток, входящий в вершину i , – это сумма потоков $q(ij)$ по всем входящим в вершину i дугам $s(ij)$. Обозначив через B_i множество номеров концов дуг, входящих в вершину i , суммарный входящий поток, можно представить в виде суммы $\sum_{j \in B_i} q(ij)$.

Таким образом, введенные выше определения математически полностью формализуют понятие транспортной сети рассматриваемого региона и составляют основу для описания процесса перевозок.

Математическое описание грузовых перевозок на транспортной сети может быть рассмотрено с точки зрения двух подходов – дифференциальном и интегральном. При дифференциальном подходе транспортный процесс описывается количеством переработанных вагонов за единицу времени в данном транспортном узле. При интегральном подходе основой описания является количество перемещенных вагонов за единицу времени между двумя транспортными узлами. Для решения задач технического нормирования целесообразно применять интегральный подход.

Учет продвижения вагонопотока характеризуется операциями, выполняемыми с ним в процессе следования по сети дороги. Поэтому *единичным актом перевозки* будем называть процесс изменения местонахождения вагона за время между моментом изменения состояния загрузки вагона (погрузка, выгрузка) или его приема на подразделение до следующего момента изменения его состояния или сдачи на другое подразделение. Использование изменения состояния вагона позволяет провести математическое описание продвижения как груженых, так и порожних вагонов. Тогда информацию о единичном акте перевозок можно представить в виде совокупности следующих характеристик:

- пункт начала учета перевозки i ;
- пункт окончания учета перевозки j ;
- род перевозимого груза G
- состояние загрузки вагона $G=0$;
- род подвижного состава R ;
- вид собственности K ;
- принадлежность вагона Q ;

- дата и время начала учета перевозки t_0 ;
- дата и время окончания перевозки t_k .

Весь процесс перевозок в рамках рассматриваемой сети определяется суммированием единичных актов перевозки, поэтому наиболее полное описание перевозок в сети задается множеством

$$P = \{ \{i, j, G, R, K, Q, t_0, t_k\}_p, p=1, P \} \quad (1)$$

Исходя из (1), число перемещенных вагонов из пункта i в пункт j за интервал времени $[T_1, T_2]$ будет равно

$$n_{ij}^{RKQ} = \sum_{p=1}^P PZ_p(i, j, T_1, T_2), \quad (2)$$

где $Z_p(\cdot)$ – индикаторная функция, численно равная единице, если заданы все параметры перевозки, и равная 0 в противном случае.

Таким образом, транспортную сеть S с заданными на ее структуре вагонопотоками

$$N^{RKQ} = \{n_{ij}^{RKQ} = \sum_{p=1}^P PZ_p(i, j, T_1, T_2), \forall i, j: S\} \quad (3)$$

будем называть **динамической моделью перевозок грузов**.

При решении ряда задач исключительно важную роль играют таблицы оптимальных путей (ТОП), пример которой приведен в табл. 1.

Таблица 1

Таблица оптимальных путей

Номер вершины i	Номер предшествующей вершины λ_i	Потенциал p_i
1	$\lambda(1)$	$p(1)$
2	$\lambda(2)$	$p(2)$
...	...	...
i	$\lambda(i)$	$p(i)$
...	...	...
m	$\lambda(m)$	$p(m)$
...	...	...
N	$\lambda(N)$	$p(N)$

Каждая из таких таблиц состоит из N строк (N – число вершин транспортной сети) и трех столбцов. В первом столбце таблицы записываются номера вершин транспортной сети. Во втором и третьем столбцах i -й строки записываются соответственно номер вершины i , предшествующей в кратчайшем пути вершине λ_i , и потенциал p_i вершины i . При этом хотя

бы для одной вершины $\lambda_m = m$, то есть хотя бы одна вершина является начальной по ТОП.

Кроме того, должны выполняться следующие четыре условия:

1) если $\lambda(i) \neq i$, то должна существовать дуга $s(\lambda(i), i)$, для которой предшествующая вершина $\lambda(i)$ является началом, а рассматриваемая вершина i – концом;

2) любой путь, составляющие дуги которого имеют вид $s(\lambda(i), i)$, является элементарным. Это означает, что, взяв любую вершину k , для которой $\lambda(k) \neq k$, можно построить последовательность различных вершин с номерами $k_1 = k$, $k_2 = \lambda(k_1)$, $k_3 = \lambda(k_2)$, ..., $k_l = \lambda(k_{l-1})$, причем $k_l = \lambda(k_l)$, то есть от любой вершины k по ТОП можно построить путь к одной из начальных вершин;

3) потенциалы $p(i)$ должны быть такими, что $p(i) - p(\lambda(i)) = r(\lambda(i), i)$, если $\lambda(i) \neq i$, где $r(\lambda(i), i)$ – оценка дуги $s(\lambda(i), i)$;

4) потенциалы $p(i)$ должны быть не больше заданного числа $\overline{M}$. Причем, если для какой-либо вершины $p(i) = \overline{M}$, то обязательно $\lambda(i) = i$ (вершина является начальной по ТОП). В качестве числа $\overline{M}$ обычно берется наибольшее представимое в используемом для хранения значений потенциалов машинном формате значение.

Таким образом, **начальная вершина** по заданной ТОП – это вершина m , для которой $\lambda(m) = m$ и потенциал $p(m) < \overline{M}$ ($\overline{M}$ – достаточно большое число, большее, чем оценка любого элементарного пути).

Концевая вершина по заданной таблице оптимальных путей – это вершина j такая, что для любого $i = 1, 2, \dots, N$ $\lambda(i) \neq j$.

Изолированная вершина по заданной таблице оптимальных путей – это вершина k , для которой $\lambda(k) = k$ и потенциал $p(k) = \overline{M}$.

Путь по таблице оптимальных путей – это путь, составляющие дуги которого имеют вид $s(\lambda(k), k)$.

Таблица оптимальных путей от одной вершины m – это такая таблица, в которой имеется только одна начальная вершина m .

ТОП применяются при организации распределения порожнего вагонопотока, исходя из кратчайших расстояний между вершинами сети, а также используются при планировании продвижения вагонопотока. В научных исследованиях других авторов делается допущение, что сеть железной дороги является неизменной на протяжении значительного промежутка времени. Однако влияние внешних факторов (например производство капитального ремонта пути) может изменить маршрут следования вагонопотока. Таким образом, изменяя оценку дуги $r(\lambda(i), i)$, можно планировать продвижение вагонопотоков.

Для решения эксплуатационных задач используются три модели следования вагонопотоков: *эталонная, оперативная и статистическая*.

Эталонная модель отображает не фактический характер перевозок, а строится на основании действующего плана формирования поездов и отображает нормативные маршруты следования вагонопотоков со всех станций дороги. При этом промежуточные станции, находящиеся на участках (дугах сети), прикрепляются к опорным станциям, согласно существующим технологиям развоза местного груза.

Оперативная модель используется для текущего планирования и анализа работы дороги и отображает продвижение вагонопотоков в реальном режиме времени (съем информации может производиться и через заданные интервалы времени).

Статистическая модель отражает среднесуточные размеры движения на маршрутах и рассчитывается по факту свершения конечных операций (для ввоза груженых вагонов – выгрузки, для вывоза и транзита – сдачи и т.д.). Оперативная и статистическая модель детализируются по роду груза, типу подвижного состава, его принадлежности и виду собственности.

Информационной базой для создания динамической модели является вагонная модель, реализованная средствами АСОУП. Причем в зависимости от периода планирования могут быть различные алгоритмы расчета вагонопотоков по участкам. Наиболее полную информацию о продвижении вагонопотоков можно получить на основании выполненной работы – обратным ходом от конечного учета момента перевозок. Недостаток такого расчета – отставание полученной информации от фактической ситуации на сети дороги (на период 0.5 – 1 сутки). Однако для задач месячного планирова-

ния такая задержка является вполне приемлемой.

Таким образом, использование динамических моделей позволяет решать ряд задач стратегического и оперативного планирования перевозок, проводить анализ плана формирования и графика движения поездов, разрабатывать управляющие воздействия на систему перевозок и производить анализ этих воздействий.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Ерофеев А. А. Математическое обеспечение системы регулирования парка порожних вагонов / А. А. Ерофеев, О. Н. Лисогурский, Г. Ю. Мишин // Комплексная эксплуатация видов транспорта: Межд. сб. науч. тр. – Гомель: БелГУТ, 2004. – 205 с.

2. Кузнецов А. П. Методологические основы управления грузовыми перевозками в транспортных системах. – ВИНТИ РАН, 2002. – 276 с.
3. Правдин Н. В. Прогнозирование грузовых потоков / Н. В. Правдин, М. Л. Дыканюк, В. Я. Негрей. – М.: Транспорт, 1987. – 247 с.
4. Резер С. М. Оптимизация процесса грузовых перевозок. – М.: Наука, 1980. – 296 с.

Поступила в редколлегию 20.08.2007.

НЕПРЕРЫВНЫЙ КОНТРОЛЬ СДВИЖЕК В ЗАДАЧЕ АВТОМАТИЗАЦИИ РАСЧЕТА ВЫПРАВКИ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ КРИВЫХ

Наведено чисельний метод розв'язання диференціального рівняння здви́гів, який дозволяє обчислити величини здви́гів в будь-якій точці залізничної кривої при проведенні її виправки. Здви́ги, обчисленні між точками виміру стріл вигибу, можуть бути використані як контрольні.

Приводится численный метод решения дифференциального уравнения сдви́жек, позволяющий вычислять величины сдви́жек в любой точке железнодорожной кривой при проведении ее выправки. Сдви́жки, вычисленные между точками измерения стрел изгиба, могут быть использованы как контрольные.

The numerical method of solution of a differential equation of railway shifts is presented allowing to calculate the quantity of shifts in any point of a railway curve during its straightening. Shifts calculated between the points of measurement of bend arrows can be used as control ones.

Ритмичная, безаварийная работа железнодорожного транспорта зависит от технического состояния пути, его положения в плане. Решение задачи проектирования выправки железнодорожного пути имеет важное практическое значение для текущего содержания, в связи с этим проводятся исследования и предлагаются различные методики расчета.

Весомый вклад в развитие методов расчета выправки кривых принадлежит В. И. Ангелейко, В. Б. Бредюку, А. В. Гавриленкову, И. В. Гоникбергу, Б. Н. Евдаеву, Д. Г. Ковтуну, П. Г. Козийчуку, И. П. Корженевичу, А. А. Лебедеву, А. И. Проценко, Е. М. Рапопорту, Н. Г. Ренгачу, И. Я. Туrowsкому, А. П. Шутову из зарубежных ученых и инженеров можно назвать Dobrovolski B., Degorski T., Ellis D., Hull H. A., Kellie A. C., Moriyama T., Rodwan A. E., Rajaram B., Rao M. S., Sitko S. и др. Среди последних изысканий в решении этой проблемы следует отметить работы

А. Я. Когана и С. В. Петуховского [1, 2], Л. Маркса [3], Г. Г. Орлова [4].

Среди методов расчета сдви́жек для проектных кривых можно указать такие: методы, использующие сглаживающие функции; усредняющие методы; методы, использующие аппарат приближения функций; методы, использующие аппарат теории вероятностей; методы, использующие аппарат математического программирования; смешанные методы.

Натурная кривая рассматривается для некоторого интервала железнодорожного пути $s \in [0, l]$, s — длина кривой. Предполагается, что проектная кривая получается из натурной кривой с помощью сдви́жек $u(s)$ по нормальям натурной.

В [5] приводится вывод точного дифференциального уравнения сдви́жек на основе аппарата теории кривых

$$u''(s) = K_g(s) \left(1 + u(s)K_g(s) - \frac{K_p \left[\left(1 + u(s)K_g(s) \right)^2 - u'^2(s) \right]^{\frac{3}{2}} - u'(s) \left(2u'K_g(s) + u(s)K_g'(s) \right)}{1 + u(s)K_g(s)} \right) \quad (1)$$

Из точного дифференциального уравнения сдви́жек получено приближенное дифферен-

циальное уравнение сдви́жек, которое имеет вид

$$u''(u, u') = K_g - K_p + \left(K_g^2 - 2K_g K_p \right) u + 0 \cdot u' +$$

$$+\frac{1}{2}\left[-2K_g^2 \cdot K_p \cdot u^2 + (4K_g - 3K_p)u'^2 + 2K_g' u \cdot u'\right] + o(u^2, u'^2), \quad (2)$$

где $K_g(s)$ – кривизна натурной кривой, $K_p(s)$ – кривизна проектной кривой. Из уравнения (2) получается еще одно приближенное дифференциальное уравнение сдвижек

$$u'' - (K_g^2 - 2K_g K_p)u - (K_g - K_p) = 0, \quad (3)$$

которое предлагается использовать в случаях, когда традиционное уравнение сдвижек

$$u'' = K_g - K_p \quad (4)$$

не обеспечивает необходимую точность вычислений. Уравнения (1), (2) являются нелинейными, в этом состоит сложность решения поставленной задачи даже численными методами. Уравнения (3), (4) – линейные, для таких типов уравнений существуют весьма эффективные методы.

При проведении выправки железнодорожной кривой в основном руководствуются расчетными величинами сдвижек в местах измерения стрел изгиба. Величины сдвижек между точками измерений обычно не рассчитываются и во время проведения выправки не контролируются. Надо ли проводить этот контроль или не надо? Автор этот вопрос не оспаривает. На этот счет никаких рекомендаций в инструкциях по содержанию пути не говорится.

Последние факты введения скоростного пассажирского движения (Киев – Днепропетровск, Киев – Харьков, Днепропетровск – Донецк) говорят о том, что необходимость в качественном содержании пути актуально существует. Как известно, при высоких скоростях движения путь расстраивается интенсивней, что с необходимостью приводит к повышенному вниманию относительно его содержания. В статье не рассматривается какой-либо вычислительный метод по определению рациональных величин сдвижек. Рассматривается только численный метод, позволяющий решать нелинейное дифференциальное уравнение сдвижек как первую краевую задачу. Решение данной задачи позволяет определить величины сдвижек в любой точке железнодорожной кривой, если известны ее натурная и проектная кривизна. Полностью численный метод описан в статьях [6, 7]. Решение основывается на аппроксимации линейным сплайном второй производной сдвижки на интервале железнодорожной кривой.

Пусть известны кривизна натурной кривой и кривизна проектной кривой. Правую часть уравнения (1), равно как уравнений (2), (3), (4), обозначим через $f(u, u', s)$, где s – длина кривой от начальной точки измерения (выправки), u – величина сдвижки в точке s , u' – производная от величины сдвижки в точке s .

Для определения сдвижек рассматривается первая краевая задача для обыкновенного дифференциального уравнения 2-го порядка с однородными граничными условиями

$$u'' = f(s, u, u'), \quad u(a) = 0, \quad u(b) = 0. \quad (5)$$

Приближенное решение строится в классе функций C^3 . Предполагается, что выполнены условия существования решения нелинейной краевой задачи [8], которое может быть получено последовательными приближениями

$$u_p'' = f(s, u_{p-1}, u_{p-1}'), \quad p = 1, 2, \dots \quad (6)$$

Каждое решение u_p должно удовлетворять краевым условиям (5). Предел последовательности решений u_p будет приближенным решением исходной задачи.

Отрезок интегрирования $[a, b]$ приводится заменой переменной $t = \frac{s-a}{b-a}$ к единичному интервалу $0 \leq t \leq 1$. Функция $u(t)$ также должна удовлетворять однородным граничным условиям

$$u(0) = 0, \quad u(1) = 0. \quad (7)$$

Вторая производная искомой функции $u'' = f(t, u, u')$ аппроксимируется кусочно-линейной функцией F , звенья которой соединяются в узлах сетки $\{t_i\}$ на отрезке $[0, 1]$. Приближенное решение в этом случае получается в виде кубического сплайна $\tilde{u}(t)$. Аналогичный подход реализован для решения нелинейных интегральных уравнений Вольтерра и описан в [9, 10].

На отрезке интегрирования вводится регулярная сетка $\{t_i\}$

$$t_i = i \cdot h, \quad i = \overline{0, n}.$$

Вторая производная

$$u'' = f(t, u_{p-1}(t), u_{p-1}'(t))$$

заменяется кусочно-линейной функцией с вершинами в узлах сетки t_i

$$F_i^p(t) = f_{i-1}^{p-1} + \frac{f_i^{p-1} - f_{i-1}^{p-1}}{t_i - t_{i-1}}(t - t_{i-1}),$$

$$t_{i-1} \leq t \leq t_i, \quad i = \overline{1, n},$$

$$u_i^p = (i - n) \frac{h^3}{6} \sum_{j=1}^i [(3j - 2) f_{j-1}^{p-1} + (3j - 1) f_j^{p-1}] -$$

$$-i \frac{h^3}{6} \sum_{j=i+1}^n [(3n - 3j + 2) f_{j-1}^{p-1} + (3n - 3j + 1) f_j^{p-1}], \quad i = \overline{1, n-1}, \quad (8)$$

и

$$u_i'^p = \frac{h^2}{6} \sum_{j=1}^i [(3j - 2) f_{j-1}^{p-1} + (3j - 1) f_j^{p-1}] -$$

$$-\frac{h^2}{6} \sum_{j=i+1}^n [(3n - 3j + 2) f_{j-1}^{p-1} + (3n - 3j + 1) f_j^{p-1}], \quad i = \overline{0, n}, \quad (9)$$

где $f_j^0 = f(t_j, u_j^0, u_j'^0)$, $u_j^0 = 0$, $u_j'^0 = 0$, $j = \overline{0, n}$, $p = 0, 1, 2, \dots$.

Приближенное решение $\tilde{u}(t)$ для любой точки отрезка интегрирования $[0, 1]$ определяется следующим образом:

$$\begin{aligned} \tilde{u}(t) = & (t-1) \frac{h^3}{6} \sum_{\substack{j=1 \\ (i \geq 1)}}^i [(3j - 2) f_{j-1} + (3j - 1) f_j] + (t-1) \int_{t_i}^t \xi F_i(\xi) d\xi + t \int_t^{t_{i-n}} (\xi - 1) F_i(\xi) d\xi - \\ & - t \frac{h^3}{6} \sum_{\substack{j=i+2 \\ (i < n-1)}}^n [(3n - 3j + 2) f_{j-1} + (3n - 3j + 1) f_j], \quad t_i \leq t \leq t_{i+1}, \quad i = \overline{0, n-1}. \end{aligned} \quad (10)$$

Точность данного приближенного решения проанализирована в [7]. Погрешность для любой точки t решения (8, 10) составляет

$$\Delta u(t) = t(1-t) \frac{h^2}{6} \cdot 7 \max_{0 \leq t \leq 1} |f''(t)|,$$

учитывая линейное представление функции в окрестности точки t_i в форме Коши. Наибольшая погрешность определяется

$$|u(0.5) - \tilde{u}(0.5)| \leq \max_{0 \leq t \leq 1} |f''(t)| \cdot \frac{7}{24} h^2.$$

В граничных точках погрешность равна нулю вследствие выполнения граничных условий для точного и приближенного решений. При оценке разности точного и приближенного решения с помощью остаточного члена интерполяционного многочлена Лагранжа, получим

где индекс p обозначает номер итерации (приближения) и $f_i^{p-1} = f(t_i, u_i^{p-1}, u_i'^{p-1})$, $u_i^{p-1} = u^{p-1}(t_i)$, $u_i'^{p-1} = u'^{p-1}(t_i)$, $p = 1, 2, \dots$. Для отрезка $[t_{j-1}, t_j]$ получается следующее приближенное решение для узлов сетки [6]

$$|u(t) - \tilde{u}(t)| \leq \max_{0 \leq t \leq 1} |f''(t)| \cdot \frac{h^4}{24} t(1-t).$$

Данная ошибка достигает наибольшего значения и оценивается как

$$|u(0.5) - \tilde{u}(0.5)| \leq \max_{0 \leq t \leq 1} |f''(t)| \cdot \frac{h^2}{96}.$$

На реальном примере покажем, как будут отличаться сдвиги, определённые из дифференциальных уравнений (1), (3), (4). Считаем, что заданы натурная кривизна K_g и проектная кривизна K_p . Натурная и проектная кривые заданы таблицей значений стрел. Исходные данные и результаты приближённого численного решения дифференциальных уравнений (1), (3), (4) представлены в табл.1.

**Результаты вычислений сдвижек соответствующие
различным дифференциальным уравнениям**

Номер точки	Стрелы		Сдвиги согласно дифференциального уравнения, (мм)		
	натурной кривой (мм)	проектной кривой (мм)	классического [уравнение (4)]	линейного [уравнение (3)]	Точного [уравнение (1)]
0	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
1	5.00	19.74	-4.91	-4.98	-4.98
2	39.00	39.47	-29.63	-29.77	-29.78
3	84.00	59.21	-51.63	-51.86	-51.88
4	54.00	78.95	-49.06	-49.39	-49.41
5	130.00	98.69	-61.04	-61.50	-61.53
6	80.00	99.10	-46.23	-46.79	-46.82
7	120.00	99.10	-39.60	-40.26	-40.29
8	95.00	91.09	-10.29	-11.00	-11.04
9	58.00	82.89	22.84	22.11	22.08
10	81.00	74.70	26.19	25.48	25.44
11	72.00	66.50	31.47	30.80	30.77
12	32.00	66.16	35.00	34.39	34.36
13	90.00	66.16	2.88	2.32	2.29
14	83.00	66.16	-3.23	-3.74	-3.77
15	32.00	66.16	9.67	9.22	9.18
16	82.00	66.16	-12.08	-12.48	-12.51
17	61.00	66.16	-25.83	-26.16	-26.20
18	80.00	66.16	-36.56	-36.83	-36.86
19	69.00	66.16	-29.62	-29.81	-29.84
20	63.00	66.16	-15.34	-15.43	-15.47
21	79.00	66.16	-0.05	-0.05	-0.08
22	40.00	66.16	22.59	22.69	22.66
23	71.00	62.07	17.13	17.33	17.30
24	59.00	57.01	15.22	15.51	15.48
25	48.00	51.96	17.62	18.00	17.97
26	44.00	46.90	14.44	14.87	14.86
27	40.00	45.90	4.58	5.09	5.07
28	55.00	45.90	-10.76	-10.18	-10.21
29	51.00	45.90	-14.24	-13.59	-13.61
30	40.00	45.90	-9.85	-9.13	-9.15
31	47.00	45.90	-11.27	-10.47	-10.49
32	49.00	45.90	-12.16	-11.27	-11.29
33	46.00	45.90	-8.52	-7.55	-7.56
34	42.00	45.90	-5.02	-3.95	-3.96
35	57.00	45.90	-2.99	-1.82	-1.83
36	44.00	45.90	11.91	13.18	13.17
37	34.00	45.25	24.00	25.37	25.36
38	37.00	36.07	20.38	21.85	21.84
39	30.00	26.89	15.27	16.83	16.82
40	12.00	17.71	12.71	14.35	14.35
41	9.00	8.53	3.72	5.44	5.43
42	7.00	0.00	-4.00	-2.22	-2.22
43	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00

Приближённое численное решение находилось предложенным методом [6], граничные условия выбирались однородными. Перед постановкой в соответствующее дифференциальное уравнение кривизна натурной и проектной

кривой определяются по значениям стрел. Между точками измерений проводится линейная интерполяция. При приближенном решении дифференциального уравнения сдвижек необходимо решить еще и задачу аппроксимации

натурной кривизны $K_g(s)$ и проектной кривизны $K_p(s)$. В том случае, если кривизна проектной кривой выбрана геометрически правильной структуры, то для этой кривой задача аппроксимации отпадает (она уже предопределена линейной зависимостью). Аппроксимация как натурной кривизны, так и проектной зависимостью, отличной от линейной, например, приближение $K_g(s)$ и $K_p(s)$ параболическими сплайнами, приводит к появлению эффекта Гиббса в виде характерных колебательных процессов, отсутствующих у исходных функций. Наиболее это свойственно для участков железнодорожной кривой с очень медленно меняющейся кривизной, а также в местах сопряжения участков кривых различной структуры с явно присутствующими особенностями. Эффект Гиббса может привести к существенным ошибкам при определении величин сдвижек, особенно при аппроксимации прямых и круговых участков пути.

ВЫВОДЫ

Для контроля качества проведения выправки железнодорожной кривой можно использовать значения сдвижек в точках лежащих между точками измерения стрел изгиба. Значение сдвижек могут быть получены как решение первой краевой задачи для обыкновенного дифференциального уравнения второго порядка (1), (3), (4), определяемое в соответствии с выражением (10).

В зависимости от вычислительных требований при определении сдвижек, можно пользоваться соответствующим дифференциальным уравнением.

При аппроксимации кривизны натурной и проектной кривых следует избегать эффекта Гиббса.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Коган А. Я. К вопросу о расчете положения пути в плане по стрелам несимметричной измерительной хорды / А. Я. Коган, С. В. Петуховский // Вестник ВНИИЖТ. – М. – 2002, № 1 – С. 26-29.
2. Коган А. Я. Расчет оптимальных сдвигов при выправке криволинейных участков пути / А. Я. Коган, С. В. Петуховский. // Вестник ВНИИЖТ. – М. – 2002, № 5.
3. Маркс Л. Измерение параметров пути с привязкой к системе глобального позиционирования // Железные дороги мира. – 2002, № 7. – С. 71-75.
4. Орлов Г. Г. Обоснование требований к точности специальной реперной сети для контроля профиля пути в плане и в профиле / Труды ЦНИИС. – М. – 2001. – С. 62-75.
5. Лагута В. В. Совершенствование проектирования кривых железнодорожного пути в плане: Диссертация на соискание ученой степени к.т.н.: 05.22.06. – Д.: ДИИТ. – 2002. – 186 с.
6. Лагута В. В. Метод итерации решения первой краевой задачи с нелинейной правой частью / Д.: Вісник ДНУЗТ. – Вип. 18, 2007.
7. Лагута В. В. Погрешность приближенного решения первой краевой задачи с аппроксимацией второй производной линейным сплайном / Д.: Вісник ДНУЗТ. – Вип. 19, 2007.
8. Камке Э. Справочник по обыкновенным дифференциальным уравнениям: Пер. с нем. – М.: Наука. Д.: Вісник ДНУЗТ. – Вип. 18, 2007. 1976. – С.61-65.
9. Верлань А. Ф. Интегральные уравнения: Методы, алгоритмы, программы. Справочное пособие / А. Ф. Верлань, В. С. Сизиков – К.: Наук. думка – 1986. – С. 71-79, 84-94, 142-143, 148-152.
10. Мейнарович Е. В. О применении интерполяционных сплайнов к решению нелинейных интегральных уравнений Вольтерра / Е. В. Мейнарович, Р. В. Поляков, Л. Н. Шлепаков – В кн.: Линейные и нелинейные краевые задачи математической физики. – К.: Ин-т кибернетики АН УССР, 1974 – С.204-212.

Надійшла до редколегії 03.01.2008.

Г. І. МУЗИКІНА, Т. В. БОЛВАНОВСЬКА (ДПТ), Є. М. ЖОРОВА (Ясинуватська дирекція залізничних перевезень)

ВПЛИВ ПАРАМЕТРІВ НАКОПИЧЕННЯ ВАГОНІВ НА ЇХ ПРОСТІЙ НА СОРТУВАЛЬНІЙ СТАНЦІЇ

В даній статті розглядається процес накопичення составів на сортувальній станції. Виконано аналіз параметрів трьох характерних процесів накопичення та їх різновидів. Наведені формули розрахунку вагоно-годин накопичення для кожної схеми. Встановлено залежність параметру накопичення від величини составу, що відправляється зі станції, та його вплив на тривалість простою вагонів на сортувальній станції.

В данной статье рассматривается процесс накопления составов на сортировочной станции. Выполнен анализ трех характерных процессов накопления с их разновидностями. Приведены формулы расчета вагоно-часов накопления для каждой схемы. Получена зависимость параметра накопления от величины состава, который отправляется со станции, и его влияние на продолжительность простоя вагонов на сортировочной станции.

This paper is devoted to the problem of accumulating the train sets at a sorting station. An analysis of three specific processes of accumulating the train sets has been performed taking into consideration their varieties. The calculation formulas for wagon-hours of such an accumulating according to each scheme are given. The dependence between the train set accumulation parameter and the quantity of wagons in the train set that is departing from a station has been determined. It has been also determined the influence of the above mentioned parameter on the duration of lost time of wagons at a sorting station.

Процес формування составів – найбільш складний та трудомісткий технологічний процес на станціях. Складність обумовлена необхідністю багаторазового сортування вагонів, що виникає через обмежену кількість колій для сортування та накопичення вагонів, велику кількість груп вагонів у составі, надання «вікон» для технічного обслуговування та ремонту колій. Необхідність продовження досліджень процесу накопичення вагонів на сортувальних станціях обумовлена тим, що витрати вагоно-годин на нього складають 30...50 % загальних витрат вагоно-годин на станціях. Управління вагонопотоками на мережі головним чином ґрунтується на порівнянні витрат вагоно-годин на накопичення в пунктах формування та переробку вагонопотоків на шляху їх прямуювання. Організація вагонопотоків впливає на чинники, що визначають процес накопичення вагонів на сортувальних станціях [1]. До них відносять: кількість призначень плану формування; потужність вагонопотоку; кількість вагонів в групах, що надходять; інтервал прибуття та ступінь нерівномірності надходження груп; кількість груп, яка необхідна для накопичення составу.

Складність аналізу роботи сортувального парку полягає у тому, що стохастичний характер процесу накопичення постійно регулюється спрямованою діяльністю людей, що управля-

ють цим процесом. Вдосконалення організації накопичення составів складається з елементів:

- швидкісної обробки поїздів з замикаючими групами,
- організованого підведення збільшених груп до завершення періоду накопичення,
- використання вагонів власного навантаження і календарним плануванням,
- відправлення великовагових і довгосоставних поїздів.

Не дивлячись на це, витрати вагоно-годин на накопичення составу залишаються достатньо значними. Аналіз фактичних значень параметра накопичення на сортувальній станції Ясинувата Донецької залізниці показав, що за останні роки цей показник, а отже, і витрати вагоно-годин накопичення збільшилися (див. рис. 1).

Концентрація сортувальної роботи значно збільшилася середню потужність призначень і величину груп, що надходять. Здавалося б, витрати вагоно-годин і параметр накопичення повинні знизитися, бо згідно до існуючої теорії вони знаходяться у зворотній залежності один від одного. Це дає підстави вважати, що розрахункові залежності для визначення вагоно-годин на накопичення не повною мірою враховують усі чинники, що впливають на процес, і вимагають подальшого вивчення.

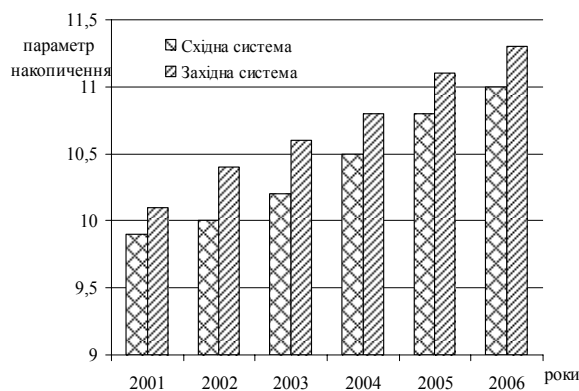


Рис. 1. Статистичні дані значення параметру накопичення за 2001-2006 роки по станції Ясинувата Донецької залізниці

Розрізняють дві основні схеми процесу накопичення залежно від характеру надходження вагонів:

1. Рівними групами через однакові проміжки часу (простий процес);
2. Рівними групами через неоднакові проміжки часу (загальний процес).

Перша схема достатньо повно вивчена, друга ж – найбільш характерна в практиці роботи сортувальних станцій – вивчена не повністю. Застосування методів теорії ймовірності до аналітичного опису процесу накопичення дозволило розкрити і вивчити окремі закономірності формування і врахувати їх вплив на витрати вагоно-годин. Зокрема встановлено, що величина замикаючої групи перевищує середню величину групи, що надходить на колію накопичення, навіть при нерегульованому процесі [2]. Це приводить до зменшення середньої величини проміжних груп і, таким чином, позитивно впливає на витрати вагоно-годин накопичення. Причина збільшення замикаючої групи – нерівномірність надходження груп – не знайшла віддзеркалення в розрахункових формулах. Унаслідок чого виявилось, що пропонувані розрахункові залежності суперечать загальноприйнятій оцінці наслідків нерівномірності, а саме: будь який нерівномірний процес в порівнянні з рівномірним при одних і тих умовах приводить до додаткових витрат. Думка про те, що за тривалий період нерівномірність підведення груп по величині та у часі не впливає на витрати вагоно-годин накопичення і компенсується рівноімовірними подіями, не має достатніх підстав. Нерівномірність процесу накопичення постійна і її вплив на витрати вагоно-годин накопичення не можна зменшити тільки оперативною дією.

За характером процес накопичення може бути:

- переривчастий (П),
- частково-переривчастий (Ч),
- безперервний (Б).

У першому випадку состави накопичуються без залишкових груп і замикаюча група повністю включається у состав, що відправляється. Особливість частково-переривчастого процесу полягає в тому, що після декількох составів утворюються перехідні залишки вагонів для накопичення подальших составів. Безперервний процес має велике теоретичне значення і може бути застосований, коли вагони залишаються після завершення накопичення кожного составу.

Різновиди переривчастого процесу накопичення наступні:

- состави накопичуються до норми, що задовольняє умові повносоставності та повноваговості поїзду (схема П1). Характерно для вивізних, передавальних, а також порожніх і деяких дільничних поїздів, що прямують поза розкладом, коли не має істотних обмежень за вагою та довжиною составу;
- состави накопичуються до певного моменту, після досягнення якого поїзд відправляється незалежно від кількості вагонів у ньому (схема П2). Характерно для збірних, а також вивізних і передавальних поїздів, що відправляються чітко за розкладом;
- комбінований випадок – частина поїздів одного і того ж вагонопотоку відправляються за розкладом, а інша – не за розкладом з накопиченням до певної величини (схема П3). Характерно для составів вивізних і передавальних поїздів, що формуються з вагонопотоку малопотужних призначень, коли чітко дотримання розкладу відправлення недоцільне.

Частково-переривчастий процес теж має різновиди:

- состави накопичуються до певної величини, задовольняючої умові повносоставності та повноваговості поїздів, не допускається коливання кількості вагонів у составі (схема Ч1). Застосовується при накопиченні составів до певної довжини або ваги, коли на них накладаються істотні обмеження.
- состави накопичуються до певної величини, задовольняючої умові повносоставності та повноваговості поїздів, не допускається коливання кількості вагонів у составі (схема Ч2).

тавності та повноваговості поїздів, і допускається коливання составів поїздів у певних межах (схема Ч2). Типова схема для накопичення составів наскрізних і дільничних призначень, коли поїзд може бути відправлений або повноваговим, або повносоставним з незначним перевищенням або зниженням розрахункової величини составу.

Витрати вагоно-годин в кожній схемі накопичення визначаються за наступними формулами.

Схема П1:

$$B_H = \frac{12}{m_{от}} (m_{от} - m_{гр} (1 + \vartheta_{гр}^2)) (m_{от} + \vartheta_{гр}^2 m_{гр}),$$

де:

B_H – вагоно-години накопичення;

$m_{от}$ – величина составу, що відправляється;

$m_{гр}$ – середня величина групи накопичення составів даного призначення;

$\vartheta_{гр}$ – коефіцієнт варіації середньої величини групи накопичення составів.

Схема П2:

$$B_H = \frac{12(m_{от}^H - m_{гр})(m_{от}^H - \vartheta_{гр}^2 m_{гр})}{m_{от}^H},$$

де $m_{от}^H$ – середня кількість вагонів в составі при відправленні поїздів чітко за розкладом.

Схема П3:

$$B_H = \frac{12\alpha_p (m_{от}^H - m_{гр})(m_{от}^H + \vartheta_{гр}^2 m_{гр})}{m_{от}^H} + \frac{6(1 - \alpha_p)(2m_{от}^H - m_{гр}(1 + \vartheta_{гр}^2))}{2m_{от}^H + m_{гр}(1 + \vartheta_{гр}^2)} \times \frac{(2m_{от}^H + m_{гр}(1 + 3\vartheta_{гр}^2))}{2m_{от}^H + m_{гр}(1 + \vartheta_{гр}^2)},$$

де α_p – доля поїздів, що відправляються за розкладом.

Схема Ч1:

$$B_H = \frac{12\varphi}{\beta m_{от}} (m_{гр} + \frac{m_{от}^H - m_{гр}(1 + \vartheta_{гр}^2)}{\varphi}) \times (m_{гр} \vartheta_{гр}^2 + \frac{m_{от}^H}{\varphi}),$$

де β – коефіцієнт, що характеризує переривчатість процесу накопичення.

Схема Ч2:

$$B_H = \frac{12\varphi}{\beta m_{от}} (m_{гр} + \frac{m_{от}^H \beta - m_{гр}(1 + \vartheta_{гр}^2)}{\varphi}) \times (m_{гр} \vartheta_{гр}^2 + \frac{m_{от}^H (2 - \beta)}{\varphi}).$$

Основною рекомендацією по скороченню витрат часу на накопичення составів вважається організація підведення більш крупних груп вагонів до завершення процесу накопичення [2].

Прибуття поїздів з дальніх підходів ні за часом, ні за розміром груп не залежить від станцій і не може розглядатися при пошуку резервів скорочення простою вагонів під накопиченням. В окремих випадках може організовуватися підведення груп до закінчення накопичення деяких составів зі станцій вузла або місцевих вагонів, що знаходяться на сортувальних станціях на вантажних фронтах, пунктах ремонту вагонів, промивально-пропарювальної станції та ін. Від маневрових диспетчерів, а також чергових по відділенню необхідно вимагати використання даного прийому для прискорення процесу накопичення. Але такий спосіб застосовний лише до окремих составів, і багаторічний досвід роботи сортувальних станцій показав невелику практичну ефективність даного методу скорочення простою вагонів під накопиченням, хоча, на перший погляд, він і обіцяє великі вигоди. Це відбувається тому, що накопичення вагонів є масовим процесом, кожна година закінчується накопиченням декількох составів, а кількість вагонів, яка шляхом регулювання може бути підведена до закінчення процесу накопичення, як правило, невелика.

У зв'язку із зацікавленістю прибуття більших груп вагонів в кінці періоду накопичення відзначимо одну цікаву особливість процесу накопичення составів: групи вагонів, що замикають процес накопичення составів фіксованої ваги або довжини, в середньому значно більше інших груп вагонів, з яких накопичуються состави. Ця особливість має місце на всіх станціях і не залежить від того, чи застосовується будь-який вплив на процес накопичення по підведенню груп.

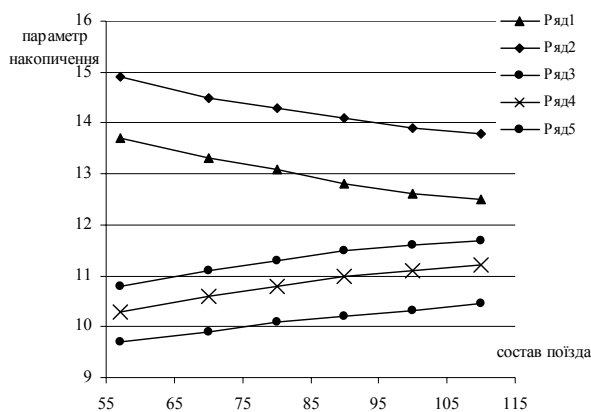


Рис. 2. Залежність параметру накопичення від величини складу, що відправляється:

$$\text{Ряд 1} - \beta = 1; m_{\text{гр}} = 59_{\text{гр}} = 1;$$

$$\text{Ряд 2} - \beta = 1; m_{\text{гр}} = 109_{\text{гр}} = 0.7;$$

$$\text{Ряд 3} - \beta = \beta_{\text{max}}; m_{\text{гр}} = 59_{\text{гр}} = 1;$$

$$\text{Ряд 4} - \beta = \beta_{\text{max}}; m_{\text{гр}} = 79_{\text{гр}} = 0.8;$$

$$\text{Ряд 5} - \beta = \beta_{\text{max}}; m_{\text{гр}} = 109_{\text{гр}} = 0.7.$$

Особливо інтенсивно витрати вагоно-годин накопичення знижуються при збільшенні допустимих коливань величин складів, що відправляються, до 10 % (рис. 2). В цьому треба шукати основні резерви підвищення ефективності процесу накопичення. На практиці необхідно прагнути до такої організації процесу накопичення, при якій максимально можлива частина замикаючої групи відправляється з складом, що завершує накопичення.

Це досягається організацією руху складів більшої маси або більшої довжини, ніж встановлена норма. Процес накопичення в даному випадку повинен закінчуватися відразу

після накопичення складу, рівної або більшої маси або довжини, встановлених графіком руху.

Прагнення до збільшення ваги або довжини кожного складу відповідає збільшенню норми і викличе відповідне зростання витрат вагоно-годин накопичення.

Якщо максимальна довжина складів місцевих поїздів 40 вагонів, а встановлена норма накопичення, що коливається, 35...40 вагонів (10 %), то економія вагоно-годин накопичення в порівнянні з жорсткою нормою – 40 вагонів для одного призначення складе 13 %, або приблизно: $12 \cdot 40 \cdot 0.13 \cdot 365 = 22.8$ тис. вагоно-годин на рік. Розрахунки показали, що отриманий при такій організації процесу накопичення ефект може окупили витрати, пов'язані зі значним збільшенням обсягів руху.

Великий ефект застосування вагових норм, що коливаються, може бути для призначень складів, які слідує у напрямі руху резервних локомотивів; в цьому випадку виключається обмеження, пов'язане із втратами пропускну здатності.

Таким чином, для підвищення ефективності процесу накопичення необхідні конкретний підхід і облік особливостей роботи як кожної сортувальної станції, так і прилеглих ділянок і напрямів.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Шабалин Н. Н. Оптимизация процесса переработки вагонов на станциях. – М.: Транспорт, 1973. – 184 с.
2. Акулиничев В. М. Организация вагонопотоков. – М.: Транспорт, 1979. – 223 с.

Надійшла до редакції 17.01.2008.

ВИЗНАЧЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ВИТРАТ НА МАНЕВРОВУ РОБОТУ ПО ФОРМУВАННЮ БАГАТОГРУПНОГО СОСТАВУ З ВИКОРИСТАННЯМ ТЯГОВИХ РОЗРАХУНКІВ

Наведено опис порядку розрахунку експлуатаційних витрат на маневрову роботу при виконанні маневрових напіврейсів при формуванні составу.

Приводится описание порядка расчета эксплуатационных расходов на маневровую работу при выполнении маневровых полурейсов при формировании состава.

The description of a calculation procedure of operation costs for shunting work during performance of shunting semitrips for making-up of train is considered.

Проведені дослідження по визначенню експлуатаційних витрат на маневрову роботу при різних умовах формування багатогрупних составів дозволяють зробити висновок про те, що необхідність ефективної організації масового формування таких составів в реальних умовах потребує наявності методик та алгоритмів, які б дозволили зробити порівняння різних способів формування та вибор оптимального способу в оперативних умовах роботи станції, індивідуально для кожного багатогрупного составу. Оптимальна технологія формування багатогрупного составу повинна визначатися на етапі, який передуює складанню сортувального листа на даний состав.

В ринкових умовах вигідним критерієм визначення оптимального способу формування таких составів в оперативних умовах роботи станції є сумарні експлуатаційні витрати на маневрову роботу.

Оскільки потрібно враховувати необхідність реалізації багатоваріантної технології формування багатогрупних составів, алгоритм вибору повинен забезпечувати виконання наступних функцій:

- на базі необхідних даних по критерію сумарних експлуатаційних витрат на маневрову роботу дозволяти раціональний вибір оптимального способу формування кожного конкретного багатогрупного составу;
- забезпечувати складання та видачу плану маневрової роботи по підбиранню вагонів даного багатогрупного составу з використанням оптимального способу формування.

Вихідні дані для роботи алгоритму визначення експлуатаційних витрат на маневрову роботу методом тягових розрахунків складаються з трьох груп: дані про маневровий сос-

тав, дані про маршрут маневрового пересування, значення ставок одиничних норм витрат на вимірники маневрової роботи.

Далі для повного та адекватного проведення розрахунків необхідно уточнити деякі дані, а саме для перших двох груп: кількість вагонів у групі, що пересувається; довжина групи вагонів; маса групи; дані про швидкість руху та профіль на маршруті; довжина напіврейсу та опис елементів повздовжнього профілю на маршруті із зазначенням меж елементів профілю, їх довжини та ухилу.

Дані першої групи формуються по результатах розрахунків процесу сортування.

Дані другої групи визначаються наступним чином:

- допустимі швидкості руху маневрового составу – для випадків знаходження маневрового локомотива в голові та хвості составу при виконанні r -го маневрового пересування;
- довжини напіврейсів – за масштабним планом основного або допоміжного сортувального пристрою, сортувальних та з'єднувальних колій, примикаючих горловин, колій стоянки составу, що очікує насуву, та насувної колії, з урахуванням необхідної місткості p -ї сортувальної колії l_p^n ;
- довжини та ухили елементів повздовжнього профілю ділянок, що входять у маневровий напіврейс, з урахуванням встановленої необхідної місткості p -ї сортувальної колії l_p^n .

Визначення витрат виконується за допомогою системи одиничних норм витрат (ОНВ). В системі одиничних норм витрати визначаються в залежності від значної кількості характерних вимірників, що дозволяє з найбільшою

точністю врахувати особливості виконання маневрової роботи при різних способах формування. Пропонується розрахунок за наступними показниками, що розподілені на три основні групи:

1. Енергетичні показники:
 - механічна робота локомотива, тис. тс·км (R_L);
 - механічна робота сил опору, тис. тс·км (R_{co});
 - витрата дизельного палива, кг (G).
2. Часові показники:
 - бригадо-години локомотивних бригад, бр·год (Mh);
 - локомотиво-години, лок·год (Mh);
 - вагоно-години, ваг·год (nH).
3. Показники пробігу:
 - локомотиво-кілометри, лок·км (MI);
 - вагоно-кілометри, ваг·км (ml);
 - тонно-кілометри, т·км ($(P + Q)l$).

Крім того, до розрахунку необхідно додати відповідні дані про маневровий локомотив, за допомогою якого буде виконуватися маневрова робота. Необхідними для розрахунку є наступні дані:

- вага маневрового локомотива, т (P);
- конструкційна швидкість, км/год (V);
- множина значень дотичної сили тяги $f_k; i = \overline{1, nut}$, де nut - кількість вузлових точок тягової характеристики);
- множину коефіцієнтів відрізків теплової характеристики $A_i^{tx}, B_i^{tx}; i = \overline{1, nf - 1}$;
- множину коефіцієнтів відрізків температурної сталої $A_i^{tp}, B_i^{tp}; i = \overline{1, nf - 1}$.

Реалізація розрахунку починається з прийому необхідних для імітації вихідних даних, що описані вище (про маневровий состав, повздовжній профіль на протязі маневрового маршруту, а також значення витратних ставок).

В процесі руху маневрового составу він піддається дії некерованих та керованих сил, які можуть виступати як у якості сил опору руху, так і у якості прискорюючих сил. До некерованих сил слід відносити опір руху составу від повітряного середовища, а також від тертя (в першу чергу між рейками та гребнями коліс), а також силу тяжіння, яка залежить від маси составу з локомотивом та ухилу елементів повздовжнього профілю, на яких знаходиться состав на l -й ділянці зміщення. Сили тертя завжди створюють опір руху маневрового составу, сила тяжіння може як сприяти збільшенню швидкості, так і навпаки.

Керовані сили – сила тяги локомотива та гальмівна сила B_r .

Загальним принципом розрахунку є використання числових методів вирішення рівняння руху маневрового составу (метод Ейлера [1]):

$$\frac{dV}{dt} = \frac{d^2s}{dt^2} = \xi[f_k(V) - w_0(V) + b_r(V) \pm i(s)],$$

де $f_k(V), w_0(V), b_r(V)$ – питомі сили тяги локомотива, основного опору руху та гальмівної сили як функції швидкості, кгс/тс;

$i(s)$ – питомий опір від приведенного ухилу функції координат поїзда на ділянці, кгс/тс (при незначних розмірах кутів нахилу осі колії до горизонтальної площини питомий опір від ухилу чисельно може прийматися рівним величині ухилу в проміллі [1]).

Зміна фактичної швидкості руху маневрового составу V визначається на деякому достатньо невеликому “зміщенні” l^0 . Величина такого зміщення обрана рівною 1 м. Для кожної координати l розташування центру маси маневрового составу (з кроком 1 м) розраховується сумарне значення сил тяги локомотива, основного опору руху та гальмівної сили. Вимірювання швидкості составу буде визначатися початковою швидкістю V_{i-1} при вході на ділянку зміщення, що розглядається, l та величиною рівнодіючої прискорюючої та уповільнюючої сил для даної ділянки зміщення.

Величина питомого опору від приведенного ухилу повздовжнього профілю для l -ї ділянки зміщення (при $l^0 = 1$) визначається від початку розрахунку процесу руху маневрового составу за допомогою обробки даних про повздовжній профіль маршруту маневрового пересування [1]:

$$i_l = \frac{\sum_{j=l-\frac{L_c}{2}}^{l+\frac{L_c}{2}} i_j S}{L_c}; l = \overline{1, (L_0 - L_c)},$$

де L_0 - задана довжина напіврейсу, м;

L_c - довжина составу з локомотивом, м;

i_j - величина ухилу колії для j -го метрового елемента, ‰;

$S = 1$ - довжина l -ї ділянки зміщення, м.

Алгоритм, що описує можливі варіанти управління рухом маневрового составу, та розрахунок швидкості руху на l -й ділянці зміщення в залежності від режиму, що реалізується

(тяга, вибіг, гальмування) простіше реалізувати на ЕОМ з управлінням та поточним одержанням даних.

Час слідування по l -й ділянці зміщення (у хвиликах) використовується з використанням наступної формули [1]:

$$t_l = \frac{S}{\left(\frac{V_l - V_{l-1}}{2}\right)} \cdot 0.06,$$

де V_l, V_{l-1} – відповідно, швидкість руху составу при вході на l -у ділянку зміщення та при виході з нього, км/год;

$S = 1$ – довжина l -ї ділянки зміщення, м;

0.06 – коефіцієнт, для переводу годин t_l в хвилини.

Механічна робота локомотива на l -й ділянці зміщення (тс·км) дорівнює [1]:

$$R_l = f_{kl}(Q + P) \cdot S \cdot 10^{-6},$$

де f_{kl} – питома сила тяги локомотива на l -й ділянці, кгс/тс (визначається за значеннями масиву для середньої швидкості на ділянці).

Значення годинних вимірників (Mh, Mh, nH) визначаються по часу t_l ; значення показників пробігу – по довжині маневрового маршруту.

Процес розрахунку руху составу зупиняється, коли величина l приймає значення, яке дорівнює $L_0 - L_n$.

Формування результатів розрахунків полягає в розрахунку сумарних значень вимірників по всіх ділянках зміщення.

В результаті процесу розрахунку маневрового пересування одержуємо значення вимірників, що розглядаються. Величини сумарних експлуатаційних витрат на одне маневрове пересування визначається шляхом перемноження заданих витратних ставок на вимірник на відповідні значення цих вимірників, що одержані в процесі розрахунку процесу руху маневрового составу.

Сумарні експлуатаційні витрати на маневрову роботу при реалізації обраного способу формування:

$$E_M = \sum_{r=1}^R E_r,$$

де R – загальна кількість напіврейсів за цикл сортування (формування одного составу) при способі формування, що розглядається.

Слід зазначити, що приведений алгоритм є досить трудоемним, тому для проведення великих обсягів моделювання, що необхідно для остаточного вибору способу сортування чи формування составів, необхідно створити відповідну модель на ЕОМ.

Таким чином, за допомогою моделювання маневрових напіврейсів можна визначити експлуатаційні витрати по кожному напіврейсу, а також сумарні експлуатаційні витрати на маневрову роботу по формуванню составу. При обробці достатньо великої кількості статистичних даних про структуру місцевих вагонопотоків, одержані характеристики процесу сортування можуть використовуватися при визначенні деяких параметрів колійного розвитку для формування багатогрупних составів, а саме – місткості сортувальних колій.

Наведений алгоритм також може використовуватися при визначенні сумарних експлуатаційних витрат на маневрову роботу по формуванню багатогрупних составів в умовах будь-яких гіркових та безгіркових сортувальних пристроїв вантажних та технічних станцій, забезпечуючі при цьому облік реальних даних про структуру місцевого вагонопотоку, параметри колійного розвитку для формування багатогрупних составів та енергетичні витрати маневрового локомотива.

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Фуфрянский Н. А. Подвижной состав и тяга поездов. – М.: Транспорт, 1979. – 365 с.
2. Чернов В. Н. Автоматизация формирования многогруппных поездов в хвостовых горловинах сортировочных парков. Актуальные проблемы железнодорожного транспорта. – Ростов-на-Дону, 1995. – С. 109-111.
3. Шабалин Н. Н. Выбор технологии формирования поездов. Вопросы эксплуатации железных дорог. – М., 1959. – С. 8-22.
4. Флодр Ф. Технология работы станции формирования поездов. – 1989. – 134 с.

Надійшла до редколегії 25.02.2008.

МОДЕЛЮВАННЯ РУХУ СИСТЕМИ ТІЛ З ПРУЖНИМИ ЗВ'ЯЗКАМИ

У статті розглядається механічна взаємодія в системі з двох тіл, сполучених підвісом, та нерухомого блоку з урахуванням тертя в блоці, маси і розтяжності підвісу та описано результати її комп'ютерного моделювання.

В статье рассматривается механическое взаимодействие в системе из двух тел, соединенных подвесом, и неподвижного блока с учетом трения в блоке, массы и растяжимости подвеса и описаны результаты его компьютерного моделирования.

Mechanical interaction in the system of two bodies that are joined together by the hanger and the fixed pulley taking into account the friction in the pulley, mass and expansibility of the hanger is considered in this paper. The results of computer modeling are presented.

Механіка є важливим розділом фізичної науки. Задача механіки полягає в тому, щоб на основі уявлень про механічний рух пояснити фізичні властивості механічних систем. Механіка широко використовує моделюючі уявлення, розглядаючи явища та процеси через знайомі образи. Кожній системі відповідає деяка механічна модель, що спрощено відображає будову системи.

Створюючи ті чи інші абстрактні моделі, механіка ніколи не відривається від дійсності. Її вихідним пунктом здебільшого є дослід. Для того, щоб встановити допустимий рівень абстракції, виконується глибокий аналіз того, які сторони явища чи процесу, що вивчається, є в даному випадку найбільш суттєвими, а які мають другорядне значення. На основі створених таким чином уявлень механіка за допомогою основних фізичних законів та математики теоретично встановлює зв'язок між різними властивостями систем, закономірності процесів та ін.

Зіставляючи отримані теоретичні результати з дослідними даними, механіка, з одного боку, перевіряє правильність уявлень та їх відповідність дійсності, а з іншого боку, глибше занурюється в сутність фізичних явищ і закономірностей, розкриває такі сторони явищ або особливості процесів, які без теорії залишились би непоміченими.

Однією з найпоширеніших на практиці механічних систем є система з двох тіл, сполучених підвісом, та блоку. Зазвичай в літературі вона розглядається дуже спрощено, вважається, що підвіс невагомий та нерозтяжний, тертя у блоці відсутнє. Тому мета даної роботи – дослідити систему з двох тіл, сполучених підвісом, та нерухомого блоку з урахуванням переліче-

них параметрів, тобто створити більш наближену до дійсності модель. Тема дослідження є актуальною, оскільки дозволяє глибше зрозуміти процеси, що відбуваються в подібних механічних системах, та отримати точнішу картину взаємодій у блоці.

Для того, щоб змодельовати систему з двох тіл, сполучених підвісом, та нерухомого блоку, необхідно створити свій опис механічних взаємодій в блоці, оскільки, як вже наголошувалося, в літературі неможливо знайти повний розбір даної проблеми. Щоб розібрати досліджуване питання, необхідно розбити його на підпункти і послідовно пояснити процеси, що відбуваються в даній системі.

Блок – колесо з жолобом, закріплене в обоймі. По жолобу блока пускають мотузку, трос або ланцюг (далі підвіс). Блоки бувають нерухомі і рухомі.

Нерухомий блок – це такий блок, вісь якого закріплена і при підйомі вантажів не змінює свого положення. Такий блок не дає виграшу в силі, але змінює напрямок дії сили.

Рухомий блок рухається разом з вантажем. Рухомий блок дає виграш у силі в два рази.

Щоб переважити через нерухомий блок, необхідно подіяти на підвіс більшою силою. Розглянемо сили, які діють на тіло, що лежить на похилій площині (рис. 1).

Рівнодійна всіх сил лежить на осі OX . Тоді можна спроектувати сили на цю вісь та отримати абсолютне значення рівнодійної:

$$|\vec{R}| = -F_{TX} + F_{TPX} \quad (1)$$

після перетворень

$$|\vec{R}| = -mg \sin \alpha + \mu mg \cos \alpha. \quad (2)$$

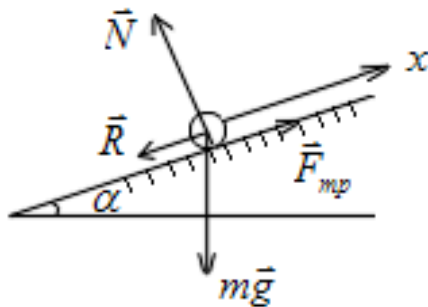


Рис. 1

Очевидно, що рівнодійна і буде вирішальною силою при взаємодії в даній системі.

Якщо враховувати масу підвісу, то легко помітити, що він повністю спирається на блок і при розрахунку його маса повинна повністю враховуватися. Отже, до значення сили, що діє на блок з однієї сторони, необхідно додати проекцію ваги частини підвісу на вертикальну вісь з тієї сторони блоку.

Відомо, що сила тертя дорівнює добутку сили реакції опори на коефіцієнт тертя і що вона направлена протилежно до руху тіл. Сила реакції блоку дорівнює сумі горизонтальних проекцій сил, діючих на підвіс, до вертикальної осі, оскільки вага підвісу вже в них врахована (рис. 2).

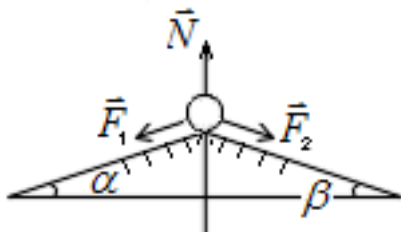


Рис. 2

$$|\vec{N}| = F_1 \sin \alpha + F_2 \sin \beta, \quad (3)$$

тоді сила тертя в блоці дорівнює

$$F_{TP} = \mu(F_1 \sin \alpha + F_2 \sin \beta). \quad (4)$$

Для врахування пружності підвісу необхідно розглянути сили пружності та поміркувати над поведінкою підвісу під дією розтягувальної сили.

Закон Гука визначає модуль сили пружності у випадку пружної деформації тіла: сила пружності при пружній деформації прямо пропор-

ційна абсолютному подовженню тіла і протилежно йому направлена:

$$F_{пруж.} = -kx, \quad (5)$$

де k – коефіцієнт жорсткості підвісу, а x – абсолютне подовження тіла, яке визначається різницею кінцевої і початкової довжини тіла:

$$x = l - l_0 = \Delta l. \quad (6)$$

Під дією ваги тіла підвіс розтягується на деяку довжину, але внаслідок розтягнення виникає сила пружності, що протидіє розтягненню тіла. Внаслідок інертності тіл розпочинаються гармонійні коливання. При гармонійних коливаннях зміна коливальної величини з часом відбувається за синусоїдальним законом:

$$x = x_{\max} \sin \omega t, \quad (7)$$

де x – миттєве значення коливальної величини, $x_{\max}$ – амплітуда коливання, ωt – фаза коливання.

Величина ω визначається з рівняння періоду коливань пружинного маятника:

$$T = 2\pi\sqrt{\frac{m}{k}};$$

$$T = \frac{2\pi}{\omega}, \quad (8)$$

звідки

$$\omega^2 = \frac{k}{m}. \quad (9)$$

Можливість поперечних коливань тіл або можливість проскоку підвісу у блоці не розглядаються.

На основі отриманих теоретичних відомостей створена комп'ютерна програма, що моделює систему з двох тіл, сполучених підвісом, та нерухомого блоку. Метою її створення була можливість наочно спостерігати перебіг процесів в даній системі та отримання кінцевих даних про рух тіл у вигляді графіків залежності пройденої відстані, швидкості та прискорення руху тіл даної системи.

Користуючись отриманими графіками, можна досліджувати рух тіл у даній системі. Для початку розглянемо графіки руху тіл без урахування нововведених параметрів, тобто не враховуючи масу і пружність підвісу та тертя в блоці (рис. 3).

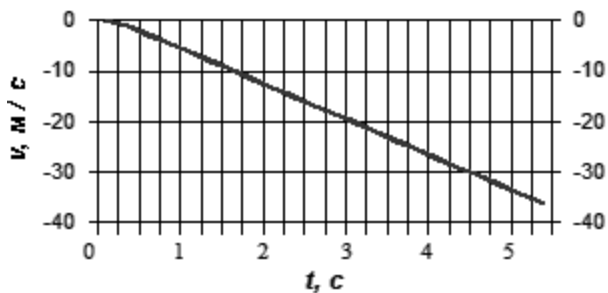


Рис. 3а

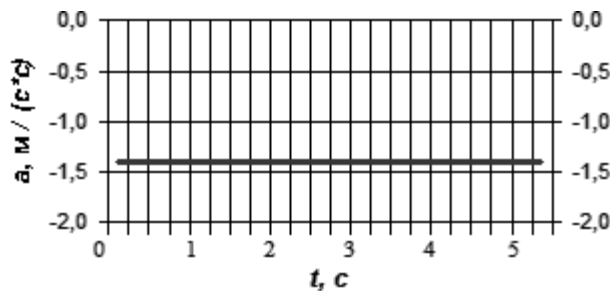


Рис. 3б

Графік бувався на основі таких дослідних даних: маси тіл 20 кг і 15 кг, довжина підвісу від кожного з тіл до блоку складає 20 м. Як бачимо, у цій системі тіла рухаються рівноприскорено (рис. 3б). Для порівняння розглянемо графік руху тих самих тіл, при якому враховувався коефіцієнт тертя в блоці 0.1, маса підвісу в 1 кг та пружність у 20 кН/м (рис. 4).

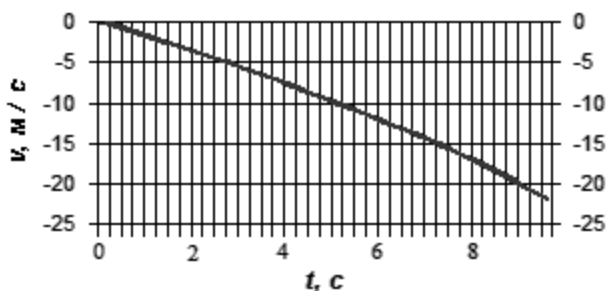


Рис. 4а

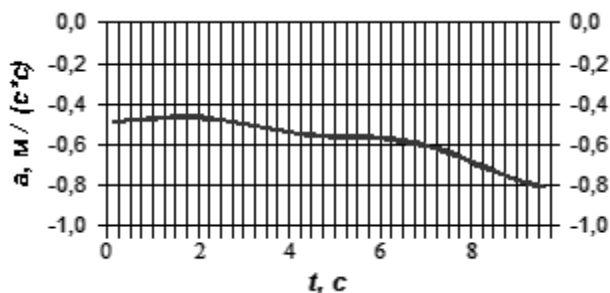


Рис. 4б

Врахування тертя у блоці збільшило час руху тіл майже вдвічі. Вважається, що підвіс має однакову густину і тому маса підвісу з тої чи іншої сторони блоку прямо пропорційна довжині відповідної частини підвісу. Оскільки тіла перебувають у русі, довжини підвісу постійно змінюються і ми отримуємо рух тіл, який не є рівноприскореним, хоча дуже подібним до нього. Додання маси підвісу міняє сам характер руху, роблячи дуже складним вирішення поставленої задачі за фізичними формулами. Оскільки враховується ще й розтяжність підвісу, до руху тіл додається ще й синусоїдальний рух. Картина руху тіл кардинально змінилася відносно початкових уявлень, де внаслідок невагомості і нерозтяжності підвісу рух тіл були рівноприскорені, в отриманій моделі рух тіл описується складанням двох рухів – приблизно рівноприскореного та синусоїдального. Даний факт має велике значення, оскільки моделюються елементи реальних систем, отже і в інших механічних системах мають місце подібні складні картини руху тіл.

Отже, створено опис механічних взаємодій в системі з двох тіл, сполучених підвісом, та нерухомого блоку з урахуванням тертя в блоці, маси і розтяжності підвісу та розроблено комп'ютерну програму – модель, яку можна використовувати в навчальних та дослідницьких цілях.

БІБЛЮГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Соколов Ю. А. / Довідник з курсу фізики середньої школи з прикладами розв'язування задач / Ю. А. Соколов, Г. С. Богданова. – Харків: Веста: Вид-во «Ранок», 2002. – 464 с.

Надійшла до редколегії 04.03.2008.

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ РОЗДРІБНЕННЯ ЗАМЕРЗЛИХ НАСИПНИХ ВАНТАЖІВ У ЗАЛІЗНИЧНИХ ВАГОНАХ З ВИКОРИСТАННЯМ МІКРОХВИЛЬОВОЇ ЕНЕРГІЇ

Побудована математична модель роздрібнення замерзлих насипних вантажів з використанням енергії мікрохвильового електромагнітного поля. Визначені поля температур, вмісту вологи і теплових напруг у вантажі в процесі його руйнування з урахуванням змінної межі розподілу фаз.

Построена математическая модель разупрочнения смерзшихся насыпных грузов с использованием энергии микроволнового электромагнитного поля. Определены поля температур, влагосодержания и тепловых напряжений в грузе в процессе его разрушения с учетом переменной области раздела фаз.

The mathematical model of destruction of the frozen bulk cargos with use of energy of the microwave electromagnetic field is constructed. Fields of temperatures, moisture content and thermal stresses in the cargo during its destruction with taking into account the variable domain of phase interface are determined.

Вступ

Насипні вантажі являють собою дисперсні матеріали, що використовуються практично у всіх галузях промисловості. Транспортування в залізничних вагонах у зимовий період замерзлих насипних вантажів ускладнюється через необхідність відновлення їх сипкості, збільшення вартості робіт з вивантаження і збільшення часу простою вагонів на станціях призначення [1, 2, 3, 4].

В даний час для боротьби з проблемою замерзання насипних вантажів використовуються профілактичні способи, що зберігають сипкість вантажів під час перевезення (зневоднювання, додавання негашеного вапна, солі, обпилювань). Профілактичні способи збереження сипкості вантажів є матеріаломісткими, дорогими і не забезпечують повного збереження сипкості. Найбільш часто для відновлення сипкості замерзлих насипних вантажів у пунктах їхнього отримання використовуються тепляки. Теплова енергія, що подається до тепляків, марно витрачається на нагрівання великого обсягу повітря, стін, підлоги і стелі приміщення тепляка, конструктивних елементів і вузлів вагонів, а також втрачається в транспортних трубах перегрітої пари або гарячої води. Тому виникає необхідність у дослідженнях і розробці нових енергозберігаючих способів і технологій відновлення сипкості замерзлих насипних вантажів. Одним з перспективних методів є відновлення сипкості замерзлих насипних вантажів з використанням енергії мікрохвильового електромагнітного поля [5, 6, 7].

Постановка задачі

Розглянемо нестационарний процес теплообміну, що виникає під дією мікрохвильової енергії. Такий процес будемо визначати системою нелінійних диференціальних рівнянь у частинних похідних, яка складається з рівнянь Максвелла і рівнянь теплопровідності наступного виду:

$$\operatorname{rot} \vec{H} = \vec{j} + \frac{\partial \vec{D}}{\partial \tau}, \quad \operatorname{rot} \vec{E} = -\frac{\partial \vec{B}}{\partial \tau},$$

$$\operatorname{div} \vec{D} = 0, \quad \operatorname{div} \vec{B} = 0,$$

$$\vec{D} = \varepsilon(t) \vec{E}, \quad \vec{B} = \mu(t) \vec{H}, \quad \vec{j} = \sigma(t) \vec{E},$$

$$\frac{\partial (c_i \rho_i t_i)}{\partial \tau} + \vec{V}_i \vec{\nabla} t_i = \operatorname{div} (\lambda_i \vec{\nabla} t_i) + q(t_i, \vec{E}),$$

де $\vec{E}, \vec{H}$ – вектори напруженості електричного та магнітного полів відповідно, $\vec{D}, \vec{B}$ – вектори електричної та магнітної індукції відповідно, $\vec{j}$ – щільність струму провідності, $\varepsilon_i = \varepsilon' - i\varepsilon'' = \varepsilon' - i\sigma/\omega$, μ – абсолютні діелектрична і магнітна проникності матеріалу відповідно, σ – провідність матеріалу, ω – кругова частота, c_i, ρ_i, λ_i – коефіцієнт теплоємності, щільність і коефіцієнт теплопровідності матеріалу, що залежать від температури i -ої фази, $\vec{V}_i$ – вектор швидкості переміщення i -го матеріалу, $\vec{\nabla}$ – оператор Гамільтона,

$q = 0,5\omega\varepsilon'\text{tg}\delta|\vec{E}|^2$ – питома поглинена потужність, t_i – температура i -го матеріалу, $\text{tg}\delta = \varepsilon''/\varepsilon'$ – тангенс кута діелектричних утрат матеріалу.

Наведена система рівнянь доповнюється початковими та граничними умовами, а також умовою на межі розділу фаз.

Слід зазначити, що розв'язок наведеної системи рівнянь пов'язаний з труднощами не тільки обчислювального характеру, але й принциповими. Таке твердження ґрунтується на наступному: умови на межі розділу фаз є нелінійними, сформульована модель є багатомірною відносно просторових змінних, електрофізичні параметри матеріалів залежать від температури і є наближеними, алгоритми розв'язку таких задач вимагають обґрунтування та використання специфічних комп'ютерних технологій.

Тому слід розглянути спрощену модель процесу, реалізацію якої можна провести методами комп'ютерного моделювання. Для такої моделі слід довести її відповідність відомим моделям або порівняти отримані результати з експериментальними.

Мікрохвильовий нагрів викликає в діелектричному матеріалі такий фізико-хімічний процес, протікання якого супроводжується переміщенням границь фаз [8]. Тоді задача теплопровідності з рухомими границями фаз, для випадку, коли температура фазового переходу є функція координат і часу, а переміщення границь є або не є наслідком фазових перетворень, включає наступне рівняння для кожної з фаз:

$$c\rho\frac{\partial t}{\partial \tau} = \text{div}(\lambda \text{grad} t) + s, \quad (1)$$

де c – теплоємність; ρ – щільність; λ – коефіцієнт теплопровідності; s – щільність теплових джерел є відомими функціями координат, часу τ або температури t .

Положення рухомої границі встановлюється відповідно до умови, що температура на ній дорівнює температурі фазового перетворення t_ϕ , що передбачається заданою у виді функції координат і часу. Швидкість переміщення $d\xi/d\tau$ в напрямку нормалі h до граничної поверхні, підлягає визначенню з умови для внутрішніх границь фазових перетворень у вантажі:

$$\lambda(p-0)\frac{\partial t(p-0)}{\partial h} - \lambda(p+0)\frac{\partial t(p+0)}{\partial h} = \rho L \frac{d\xi}{d\tau} \quad (2)$$

$$t(p-0) = t(p+0) = t_\phi$$

і для зовнішніх границь:

$$Q_0 - \lambda \frac{\partial t(p)}{\partial h} = \rho L \frac{d\xi}{d\tau},$$

$$t(p) = t_\phi. \quad (3)$$

У цих умовах для фази $t(x, y, z, \tau) < t_\phi$ буде залежність $f(p-0) = \lim_{(x,y,z) \rightarrow p-0} f(x, y, z, \tau)$, а для фази $t(x, y, z, \tau) > t_\phi$, залежність $f(p+0) = \lim_{(x,y,z) \rightarrow p+0} f(x, y, z, \tau)$; L – теплота фазового переходу; ρ – щільність вантажу в шарі.

Припустимо, що під дією мікрохвильового нагрівання у вантажі відбувається випарювання вологи. Тоді температурні поля у фазах і границя розподілу фаз визначаються системою рівнянь (1...3).

Розглянемо теплообмін з подальшим роздібненням замерзлого вантажу, що складається з теплопровідного матеріалу, під дією мікрохвильового випромінювання, що ініціює в ній внутрішнє джерело тепла потужності q_1 . Припустимо, що теплофізичні параметри вантажу не залежать від температури, а його щільність не змінюється при руйнуванні і зневажимо теплообміном твердої фази і рідкої фази, яка присутня у вантажі у вигляді вологи, з навколишнім середовищем.

Нехай перенесення пари, що утворилася в результаті нагрівання, через поверхню $z=1$ (усередину вантажу) неможливе. На відкритій поверхні вантажу ($z=0$) відбувається випарювання і віднесення в навколишнє середовище як пари, що утворилася на цій поверхні, так і пари, що утворилася усередині шару і транспортується через нього. Границя фазового перетворення $\eta(\tau)$ визначає перемінну товщину сухої області. Тоді для вологої області вантажу задача має вигляд [9]:

$$\frac{\partial t_1}{\partial \tau} = a_1 \frac{\partial^2 t_1}{\partial z^2} + \frac{q_1}{c_1 \rho_1}$$

$$(0 < z < \eta(\tau), \tau > 0) \quad (4)$$

$$t_1(0, z) = \varphi_1(z),$$

$$-\lambda_1 \frac{\partial t_1}{\partial z} \Big|_{z=0} = q_1(\tau),$$

$$t_1(\eta(\tau), \tau) = \varphi_2(\tau)$$

разом з рівнянням:

$$\frac{\partial t_1}{\partial \tau} = \Omega \bar{E}^2 f_1.$$

Для сухої області вантажу

$$\frac{\partial t_2}{\partial \tau} = a_2 \frac{\partial^2 t_2}{\partial z^2}, \quad (\eta(\tau) < z < l, \tau > 0) \quad (5)$$

$$t_2(0, z) = \varphi_1(z),$$

$$-\lambda_2 \frac{\partial t_2}{\partial z} \Big|_{z=l} = (1 - \zeta) q_2(\tau),$$

$$t_2(\eta(\tau), \tau) = \varphi_2(\tau)$$

разом з рівнянням:

$$\frac{\partial t_2}{\partial \tau} = \Omega \bar{E}^2 f_2,$$

і з рівнянням теплового балансу

$$\begin{aligned} \lambda_2 \frac{\partial t_2}{\partial z} \Big|_{z=\eta} - \lambda_1 \frac{\partial t_1}{\partial z} \Big|_{z=\eta} = \\ = w(\tau) \zeta + (c_2 \rho_2 - c_1 \rho_1) \varphi_2(\tau) \frac{d\eta}{d\tau}, \\ \eta(0) = 0, \end{aligned} \quad (6)$$

де ζ – коефіцієнт фазового перетворення рідини в пару, t_1 і t_2 – відповідно температура вологого і сухого вантажу, τ – час, $\varphi(\tau)$, $q(\tau)$, $w(\tau)$ – будь-яка неперервна функція часу, z – вісьова координата, a – коефіцієнт теплопровідності породи, λ – коефіцієнт теплопровідності вантажу, ρ – щільність шару вантажу, c – питома теплоємність вантажу.

Розв'язок задачі

Для розв'язання отриманих рівнянь з відповідними крайовими умовами (4, 5, 6) застосуємо метод кінцевих інтегральних перетворень, що є найбільш зручним для рішення задач такого типу [10]. Застосовуючи інтегральне перетворення з рухомою, залежною від часу, межею інтегрування, одержуємо системи звичайних

диференціальних рівнянь щодо перетворених функцій.

Тоді розподіл температури у вологій і сухій області вантажу має відповідно вигляд [11]:

$$t_1(\tau, z) = \frac{2}{\eta} \sum_{n=1}^{\infty} \tilde{t}_{1n}(\tau) \cos \alpha_n z / \eta, \quad (7)$$

$$\text{де } \tilde{t}_{1n}(\tau) = \int_0^{\eta(\tau)} t_1(\tau, z) \cos \alpha_n z / \eta dz, \quad \cos \alpha_n z / \eta,$$

$\alpha_n = \pi(2n-1)/2$ – власні функції;

$$t_2(z, \tau) = \frac{2}{l - \eta} \sum_{n=1}^{\infty} \tilde{t}_{2n}(\tau) \sin \frac{\alpha_n}{l - \eta} (z - \eta), \quad (8)$$

$$\text{де } \tilde{t}_{2n}(\tau) = \int_{\eta}^l t_2(z, \tau) \sin \frac{\alpha_n}{l - \eta} (z - \eta) dz.$$

Закон руху границі фазового перетворення при висушуванні вологої частини вантажу визначимо з умови (6):

$$\begin{aligned} \lambda_2 \frac{2}{(l - \eta)^2} \sum_{n=1}^{\infty} \alpha_n \tilde{t}_{2n}(\tau) + \\ + \lambda_1 \frac{2}{\eta^2} \sum_{n=1}^{\infty} (-1)^n \alpha_n \tilde{t}_{1n}(\tau) = \\ = w(\tau) \zeta + (c_2 \rho_2 - c_1 \rho_1) \varphi_2(\tau) \frac{d\eta}{d\tau}. \end{aligned} \quad (9)$$

Задачу по визначенню полів вологомісткості у вантажі, можна сформулювати таким чином:

1. для вологої частини [9]:

$$\frac{\partial U_1}{\partial \tau} = a_{m1} \frac{\partial^2 U_1}{\partial z^2}, \quad (0 < z < \eta(\tau), \tau > 0) \quad (10)$$

$$U_1(0, z) = \psi_1(z),$$

$$U_1(\tau, 0) = \psi_2(\tau),$$

$$U_1(\tau, \eta(\tau)) = \psi_3(\tau)$$

разом з рівнянням:

$$\frac{\partial U_1}{\partial \tau} = \Omega \bar{E}^2 f_1;$$

2. для сухої частини:

$$\frac{\partial U_2}{\partial \tau} = a_{m2} \frac{\partial^2 U_2}{\partial z^2}, \quad (\eta(\tau) < z < l, \tau > 0) \quad (11)$$

$$U_2(0, z) = \psi_1(z),$$

$$U_2(\tau, \eta(\tau)) = \psi_3(\tau),$$

$$U_1(\tau, l) = \psi_4(\tau)$$

разом з рівнянням:

$$\frac{\partial U_2}{\partial \tau} = \Omega \tilde{E}^2 f_2.$$

Рівняння руху границі розподілу вологості і сухої частини у вантажі:

$$\frac{d\eta}{d\tau} = \frac{1}{U(\tau)} \left(a_{m2} \frac{\partial U_2}{\partial z} \Big|_{z=\eta} - a_{m1} \frac{\partial U_1}{\partial z} \Big|_{z=\eta} \right),$$

$$\eta(0) = 0. \quad (12)$$

Припускаючи, що вміст вологи $U(\tau)$ дорівнює середньому інтегральному вмісту вологи $\tilde{U}(\tau)$ у вологій частині, наведемо рішення розглянутої задачі в загальній постановці.

Застосовуючи інтегральне синус-перетворення Фур'є зі змінною межею інтегрування до рівняння (10) з його крайовими умовами, одержимо розподіл вмісту вологи у вологій частині вантажу у виді:

$$U_1(\tau, z) = \frac{2}{\eta} \sum_{n=1}^{\infty} \tilde{U}_{1n}(\tau) \sin \frac{n\pi}{\eta} z, \quad (13)$$

де коефіцієнти зображень при відомому (12) законі руху границі розподілу фаз $\eta(\tau)$ визначаються із системи звичайних диференціальних рівнянь першого порядку

$$\frac{d\tilde{U}_{1n}}{d\tau} = \frac{1}{\eta} \frac{d\eta}{d\tau} \sum_{m=1}^{\infty} \beta_{nm} \tilde{U}_{1m} -$$

$$- \left(\frac{n\pi}{\eta} \right)^2 a_{m1} \tilde{U}_{1n} + \frac{a_{m1} n\pi}{\eta} [\psi_2(\tau) - (-1)^n \psi_3(\tau)],$$

$$\tilde{U}_{1n}(0) = \int_0^{\eta(0)} \psi_1(z) \sin \frac{n\pi}{\eta(0)} z dz,$$

$$\beta_{nm} = \frac{(-1)^{n+m} 2nm}{m^2 - n^2}, (n \neq m); \quad \beta_{nm} = 0.5, (n = m).$$

Рішення задачі в сухій частині може бути представлено рівнянням виду:

$$U_2(\tau, z) = \frac{2}{l - \eta} \sum_{n=1}^{\infty} \tilde{U}_{2n}(\tau) \sin \frac{n\pi}{l - \eta} (z - \eta). \quad (14)$$

Для коефіцієнтів-зображень $\tilde{U}_{2n}(\tau)$ отримана система диференціальних рівнянь, що має вид:

$$\frac{d\tilde{U}_{2n}}{d\tau} = \frac{1}{\eta - l} \frac{d\eta}{d\tau} \sum_{m=1}^{\infty} (-1)^{n+m} \beta_{nm} \tilde{U}_{2m} - \left(\frac{n\pi}{l - \eta} \right)^2 a_{m2} \tilde{U}_{2n} +$$

$$+ \frac{a_{m2} n\pi}{l - \eta} [\psi_3(\tau) - (-1)^n \psi_4(\tau)],$$

$$\tilde{U}_{2n}(0) = \int_{\eta(0)}^l \psi_1(z) \sin \frac{n\pi}{l - \eta(0)} (z - \eta(0)) dz.$$

Вираження для профілю поверхні розподілу при русі границі розподілу вологого і сухого вантажу $\eta(\tau)$ визначимо підстановкою рівнянь (13) і (14) у співвідношення (12). Виконавши перетворення, остаточно одержимо:

$$\frac{d\eta}{d\tau} = \frac{1}{\tilde{U}(\tau)} \left[a_{m2} \frac{2\pi}{(l - \eta)^2} \sum_{n=1}^{\infty} n(-1)^n \tilde{U}_{2n} - \right.$$

$$\left. - a_{m1} \frac{2\pi}{\eta^2} \sum_{n=1}^{\infty} n(-1)^n \tilde{U}_{1n} \right]. \quad (15)$$

Отримані системи диференціальних рівнянь відносно $\tilde{U}_{1n}(\tau)$, $\tilde{U}_{2n}(\tau)$ разом з рівнянням (15) дозволяють визначити розподіл вмісту вологи у вологій і сухій частинах вантажу, а також закон руху границі фазового перетворення при подальшому його розділенні.

Зміна температурних полів t_1 і полів вмісту вологи U_1 у вантажі із вмістом вологи і зміна температурних полів t_2 і полів вмісту вологи U_2 у сухому зруйнованому вантажі в залежності від частоти змінного електричного поля мають вигляд:

$$\frac{\partial t_{1,2\rho}}{\partial \tau} = \Omega f_{1,2} \left[\left(m^2 - \frac{1}{4} \right) \frac{J_0(\kappa\rho)}{\sqrt{1 - \rho \cos \theta}} + \right.$$

$$\left. + \frac{\kappa}{2\rho} \frac{2 - 3\rho \cos \theta}{\sqrt{(1 - \rho \cos \theta)^3}} J_1(\kappa\rho) \right]^2 \sin^2 \theta \cos^2 m\varphi e^{2j\omega t},$$

$$\frac{\partial t_{1,2\theta}}{\partial \tau} =$$

$$= \Omega f_{1,2} \left(\left[\frac{\kappa^2 + m^2 - 1/4}{\sqrt{1 - \rho \cos \theta}} J_0(\kappa\rho) - \frac{\kappa J_1(\kappa\rho)}{\rho \sqrt{1 - \rho \cos \theta}} \right] \times \right.$$

$$\left. \times \cos \theta \cos m\varphi e^{j\omega t} + \frac{\kappa J_1(\kappa\rho) \sin^2 \theta \cos m\varphi}{2\sqrt{(1 - \rho \cos \theta)^3}} e^{j\omega t} \right)^2,$$

$$\frac{\partial t_{1,2\varphi}}{\partial \tau} = \Omega f_{1,2} \frac{m^2 \kappa^2 J_1^2(\kappa \rho) \sin^2 \theta \sin^2 m\varphi}{(1 - \rho \cos \theta)^3} e^{2j\omega t}.$$

Прийнявши до уваги залежність між частотою і температурою, можна аналогічно визначити залежність між вмістом вологи у вантажі і частотою діючого електромагнітного поля:

$$\frac{\partial U_{1,2\rho}}{\partial \tau} = \Omega f_{1,2} \left[\left(m^2 - \frac{1}{4} \right) \frac{J_0(\kappa \rho)}{\sqrt{1 - \rho \cos \theta}} + \right. \\ \left. + \frac{\kappa}{2\rho} \frac{2 - 3\rho \cos \theta}{\sqrt{(1 - \rho \cos \theta)^3}} J_1(\kappa \rho) \right]^2 \sin^2 \theta \cos^2 m\varphi e^{2j\omega t},$$

$$\frac{\partial U_{1,2\theta}}{\partial \tau} = \Omega f_{1,2} \left[\left[\frac{\kappa^2 + m^2 - 1/4}{\sqrt{1 - \rho \cos \theta}} J_0(\kappa \rho) - \right. \right. \\ \left. \left. - \frac{\kappa J_1(\kappa \rho)}{\rho \sqrt{1 - \rho \cos \theta}} \right] \times \cos \theta \cos m\varphi e^{j\omega t} + \right. \\ \left. + \frac{\kappa J_1(\kappa \rho) \sin^2 \theta \cos m\varphi}{2\sqrt{(1 - \rho \cos \theta)^3}} e^{j\omega t} \right]^2,$$

$$\frac{\partial U_{1,2\varphi}}{\partial \tau} = \Omega f_{1,2} \frac{m^2 \kappa^2 J_1^2(\kappa \rho) \sin^2 \theta \sin^2 m\varphi}{(1 - \rho \cos \theta)^3} e^{2j\omega t}.$$

Визначимо відповідні динамічні теплові напруги, припускаючи відсутність поверхневих сил і сил інерції [12] у вигляді :

$$\sigma_x = \sigma_y = \sigma_z = - \frac{2g\alpha_T}{(1-\nu)(l-\xi)} \sum_{n=1}^{\infty} \beta_n \sin \frac{n\pi(z-\xi)}{l-\xi},$$

де α_T – середній коефіцієнт лінійного теплового розширення; g – ізотермічний модуль пружності; ν – коефіцієнт Пуассона.

Висновок

Побудовано математичну модель роздрібнення замерзлих насипних матеріалів з використанням енергії мікрохвильового електромагнітного поля. Визначені поля температур, вмісту вологи і теплових напруг у вантажі в процесі його руйнування з урахуванням змінної області розподілу фаз.

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ ПЕРЕЛІК

1. Иванов И. С. Теплофизические свойства насыпных грузов / И. С. Иванов, А. В. Степанов, П. И. Филиппов. – Новосибирск: Наука, 1974. – 96 с.
2. Кожевников Н. Н. Прогнозирование процессов промерзания в сыпучих материалах при железнодорожных перевозках / Н. Н. Кожевников, В. И. Попов. – Новосибирск: Наука, 1978. – 104 с.
3. Маталасов С. Ф. Совершенствование перевозок смерзающихся навалочных грузов / С. Ф. Маталасов, Ю. А. Носков // Железнодорожный транспорт, 1965, № 1. – С. 27-29.
4. Борьба со смерзаемостью металлургического сырья при перевозках по железнодорожным дорогам / С. Ф. Маталасов, Я. М. Куржуков, А. С. Хорунжий и др. – М.: Металлургия, 1976. – 248 с.
5. Рикенглаз Л. Э. Экспериментальное исследование прочности мерзлых пород в СВЧ электромагнитном поле / Л. Э. Рикенглаз, О. Б. Шонин, В. А. Хоминский // Физико-технические проблемы разработки полезных ископаемых, 1980, № 3. – С. 47-51.
6. Шонин О. Б. Электрические свойства мерзлых пород в СВЧ - диапазоне / О. Б. Шонин, Н. В. Соколова // Физические процессы горного производства, 1981, № 9. – С. 48-52.
7. Линник Ю. М. Основы разупрочнения мерзлых пород СВЧ - полями. – Л.: Изд-во ЛГУ, 1982. – 212 с.
8. Яковенко В. О. Моделирование процессу надвисокочастотного сушіння пористих діелектричних матеріалів // Вісник АМСУ, 2007, № 2 (34). – С. 107-111.
9. Лыков А. В. Теплообмен: Справочник. – М.: Энергия, 1971. – 560 с.
10. Корн Г. Справочник по математике для научных работников / Г. Корн, Т. Корн. – М.: Наука, 1970.
11. Яковенко В. О., Моделирование теплообмена при збудженні в матеріалі надвисокочастотного поля // Методи розв'язування прикладних задач механіки деформівного твердого тіла, Вип. 7. – Д.: Дніпропетровський нац. ун-т, 2006. – С. 163-168.
12. Коваленко А. Д. Термоупругость. – К.: Вища школа, 1975. – 216 с.

Надійшла до редколегії 19.02.2008.

ЗАЛЕЖНІСТЬ РІВНЯ ВНУТРІШНІХ НАПРУЖЕНЬ В ЕЛЕМЕНТАХ ЗАЛІЗНИЧНИХ ВІСЕЙ ВІД РЕЖИМІВ ЗМІЦНЮЮЧОЇ ОБРОБКИ

Диференційне охолодження елементів залізничних коліс впливає на зміну напруженого стану коліс.

Дифференцированное охлаждение элементов железнодорожных колес оказывает влияние на изменение напряженного состояния колеса.

The differential cooling of railway wheels parts affects the change of the wheel stress state.

Залізничні вісі колісних пар працюють у дуже складних умовах циклічного вигину разом з дією скручувальних та ударних навантажень при температурах, які змінюються у відносно широкому діапазоні значень. На підставі відомих експериментальних даних [1, 2] визначено, що підвищення міцності при втомленні в окремих елементах вісі до визначених значень, обумовлює зростання надійності та конструктивної міцності її як єдиного цілого. Однією з чисельних умов при виготовленні вісі є забезпечення необхідного рівня внутрішніх напружень стискування в поперед- та підматочинній частинах. Досягають формування необхідного знаку та рівня внутрішніх напружень за рахунок диференційованого охолодження при термічній обробці окремих елементів вісі.

Надійність вісі при експлуатації в значній мірі обумовлена здатністю металу залізничних вісей гальмувати процеси зародження та зростання мікротріщин.

Мета роботи – розробка пропозицій щодо технології зміцнюючої термічної обробки при виготовленні залізничних вісей, які будуть сприяти збільшенню опору процесам руйнування металу.

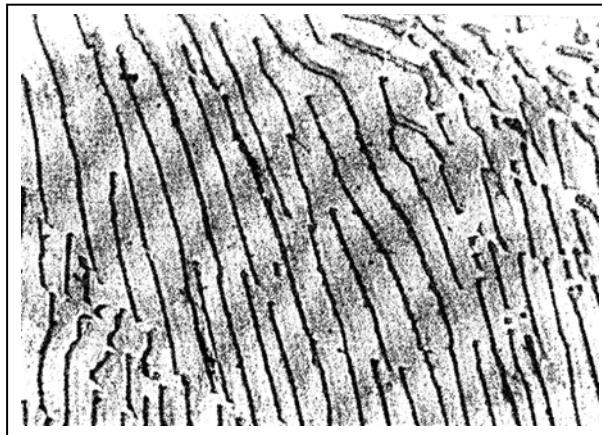
Матеріалом для досліджень були промислові вісі, які виготовлені в умовах Дніпродзержинського металургійного комбінату з наступним хімічним складом: 0.46 % вуглецю, 0.83 % марганцю та 0.29 % кремнію. Для отримання різноманітних схем розподілу внутрішніх напружень в елементах вісі, після останньої формуючої операції вісі піддавали зміцнюючим термічним обробкам: нормалізації (діюча технологія) та примусовому прискореному охолодженню (з використанням спеціальних спреєрів) окремих ділянок: шийка, попере-

дпідматочинна, підматочинна. Механічні властивості визначали при випробуваннях на розтягнення, на ударний згин. Межу міцності при втомленні визначали під час тривалих циклічних навантажень. Остаточні напруження визначали через вимірювання остаточних деформацій з використанням цифрового тензометричного моста ЦТМ-5. Мікроструктурні дослідження проводили з використанням електронного та світлового мікроскопів. Розмір структурного елемента внутрішньої будови – міжпластинкову відстань в перлітній колонії визначали, використовуючи методики кількісної металографії [3].

Одним з основних різновидів пошкоджень залізничних вісей в процесі експлуатації є тріщини з характерними ознаками розвитку процесів стомлювання. При цьому найбільш частіше наведені тріщини зароджуються в місцях посадки колеса на вісь та при переході від попередпідматочини до підматочинної частини. Обумовлено це різницею в швидкостях охолодження окремих елементів вісі після гарячої пластичної деформації та схемою навантаження вісі при експлуатації. Так, дійсно враховуючи, що чим більший перетин металу, тим повільніше цей елемент буде охолоджуватися, що в свою чергу приведе до зміни характеру структуроутворення і, як наслідок цього, різного комплексу властивостей. Окрім цього, неодночасний розвиток структурних перетворень обов'язково приведе до виникнення градієнта внутрішніх напружень між елементами вісі.

На підставі аналізу електронно-мікроскопічних досліджень визначено, що вже при відносно незначному прискоренні охолодження підматочинної частини вісі спостерігається диспергування перлітних колоній (рис. 1.)

Наведені структурні зміни супроводжуються підвищенням міцнісних характеристик сталей [4], як наслідок цього, підвищенням опору процесам втомлення [5]. По діючій, на сьогоднішній, технології термічної обробки залізничних вісей, яка складається з нагріву до температур аустенітного стану (860-880 °C), витримки при цих температурах для вирівнювання хімічного складу по об'єму металу та закінчення структурних перетворень, виріб піддають нормалізації.



а



б

Рис. 1. Структура перлітної колонії: (а) після нормалізації; (б) після прискореного охолодження до 550 °C підматочини (збільшення 6000)

Як показали вимірювання внутрішніх остаточних напружень, виникнення градієнта температур за рахунок неодночасного охолодження елементів вісі (різниця для різних типорозмірів вісі між елементами може складати до 30 % площі в перетині) приводе до формування не тільки різних рівнів напружень але, що особливо важливо, до зміни знаку напружень при переході від одного елемента до другого. Так, найбільш масивна частина вісі – підматочинна буде охолоджуватись з мінімальною швидкістю, в порівнянні з іншими елементами. В ній

будуть формуватись остаточні напруження розтягнення, які не будуть сприяти гальмуванню процесів руйнування металу.

З іншого боку, піддаючи прискореному охолодженню спочатку найбільш масивні елементи вісі, тим самим сприяючи вирівнюванню температур між різними елементами, можна очікувати зниження градієнта внутрішніх напружень між ними. Як показали дослідження, наведене припущення в дійсності спрацьовує на практиці.

Піддаючи примусовому охолодженню спочатку тільки підматочинну частину вісі, а після досягнення визначеної середньої температури в ній, останні елементи, спостерігаємо закономірну зміну внутрішніх напружень в досліджуваних частинах вісі (рис. 2).

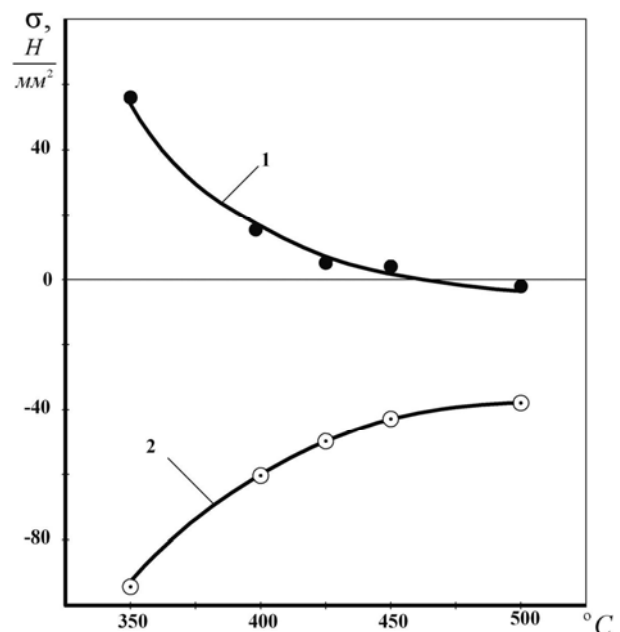


Рис. 2. Залежність рівня і знака внутрішніх напружень в попередпідматочинній (1) та підматочинній (2) частинах залізничної вісі від температури кінця примусового охолодження підматочини

Прогресуюче зниження температури кінця прискореного охолодження підматочини, починаючи з температури 500 °C, супроводжується неухильним зростанням внутрішніх напружень стискування. При охолодженні до температур 400...350 °C вони досягають рівня 100 Н/мм². Разом з цим, позитивним моментом з точки зору підвищення опору процесам зародження тріщин втоми в місці посадки колеса на вісь, в попередпідматочинній частині неухильно зростають внутрішні напруження розтягнення (рис. 2). На підставі цього, на передній план виходять питання перепаду внутрішніх напру-

жень при переході від попередпідматочини до підматочини. Дійсно, враховуючи, що наведене місце вісі являє собою найбільш навантажену ділянку, градієнт, а особливо знак напружень мають дуже велике значення при складанні з виникаючими напруженнями, під час експлуатації, необхідно прагнути до зниження різниці в напруженнях. Таким чином, можна вважати, що найбільш привабливим з точки зору досягнення підвищеного опору металу зародженню та зростанню тріщин різного характеру походження будуть умови визначеного співвідношення між рівнем внутрішніх напружень стискування в підматочинній частині вісі, мінімально припустимих значень твердості міцнісних властивостей металу (вимоги нормативно-технічної документації) та градієнта напружень

в місці переходу від підматочини до попередпідматочинної частини.

БІБЛЮГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Патент ПНР № 118535, Кл. С21В9/34, 1982.
2. А.с. СССР № 1433985, М. Кл. С21Д 1/78, Бюл. № 40, 1988.
3. Панченко Е. В. Лаборатория металлографии / Е. В. Панченко, Ю. А. Скаков, Б. И. Кример. – М.: Металлургия, 1965. – 439 с.
4. Большаков В. И. Переориентированные структуры в углеродистых сталях / В. И. Большаков, И. А. Вакуленко. – Д.: ПГАСиА, 2005. – 100 с.
5. Вакуленко И. А. Структура и свойства углеродистой стали при знакопеременном деформировании. – Д.: Gaudeamus, 2003. – 94 с.

Надійшла до редколегії 22.01.2008.

И. А. ВАКУЛЕНКО (ДИИТ), О. Н. ПЕРКОВ (ИЧМ НАНУ)

ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ОСОБЕННОСТИ ПРОИЗВОДСТВА УПРОЧНЕННЫХ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ КОЛЕС

Наведені результати дослідження впливу параметрів термомеханічного зміцнення на структуру, комплекс фізико-механічних та службових властивостей зміцнених залізничних коліс.

Приведены результаты исследования влияния параметров термомеханического упрочнения на структуру, комплекс физико-механических и служебных свойств упрочненных железнодорожных колес.

The results of research of influence of parameters of thermomechanical hardening on the structure, complex of physico-mechanical and service properties of hardened railway wheels are presented.

Прогрессирующее повышение скоростей движения железнодорожного транспорта, совместно с ростом удельных нагрузок на ось, сопровождается неизбежным повышением требований к комплексу свойств металла. По сравнению со статической схемой нагружения достаточно высокое значение приобретают динамические нагрузки, которые возникают в определенных местах элементов подвижного состава, что в свою очередь связано с условиями их эксплуатации.

Одной из указанных характеристик является ударная вязкость, которая позволяет оценивать процессы зарождения и роста трещин в металле, как в зависимости от структурного состояния, так и от конструктивных особенностей изделия, например, в местах сопряжения диск-обод железнодорожного колеса. Приведенные положения подтверждают данные по разрушению диска вблизи мест перехода от диска к ободу на внутренней поверхности колеса [1].

Кроме структурного состояния металла, сопротивление распространению трещин в значительной степени обусловлено уровнем и схемой распределения внутренних остаточных напряжений в ободе колеса. На основании многочисленных исследований установлено, что формирование тангенциальных остаточных растягивающих напряжений в ободе является наиболее неблагоприятным напряженным состоянием металла с низким сопротивлением распространяющимся трещинам.

Целью работы явилась оценка влияния принудительного охлаждения элементов железнодорожного колеса на комплекс свойств металла.

Материалом для исследования служили железнодорожные колеса производства Нижнеднепровского трубопрокатного завода, диамет-

ром 957 мм из стали с 0.58 % С и 0.78 % Мn. Колеса перед термической обработкой обтачивали на номинальные размеры по ГОСТ 9036 (толщина диска в месте перехода в обод составляла 17 мм, в ступицу – 24 мм). Колеса нагревали в печи с температурой 850 °С в течение 2.5 ч. После этого ободья всех колес прерывисто охлаждали в закалочной машине в течение 140 с, с интенсивностью подачи воды 0.08...0.15 м³/(м²с). При этом диск и места его перехода в обод и ступицу охлаждали с интенсивностью подачи воды 0.10 м³/(м²с) в течение 12 с. Заключительная операция – отпуск при 500 °С в течение 2.5 ч. Для испытаний вырезались образцы из мест перехода диска в обод. Свойства металла определяли при статическом растяжении и динамическом ударном изгибе. Уровень и знак остаточных напряжений определяли по ГОСТ 9036.

По сравнению с охлаждением на воздухе, когда в металле железнодорожного колеса формируется феррито-перлитная структура, использование принудительного охлаждения различной интенсивности позволяет за счет диспергирования структурных составляющих, изменения их морфологии достигнуть повышения комплекса свойств, особенно сопротивления хрупкому разрушению. Как показали исследования, наблюдаемое изменение свойств обусловлено не столько диспергированием структуры, сколько уменьшением объемной доли структурно-свободного феррита. Кроме этого, определенное значение приобретает гомогенности внутреннего строения металла, приводя к более равномерному сопротивлению росту зародившейся трещины. Более того, по сравнению со структурным состоянием металла, определенное влияние на конструктивную прочность колеса в целом оказывают особенно-

сти строения его элементов, например, геометрические размеры мест сопряжения и т.д. Различное сечение металла в элементах колеса (диск, ступица, обод), с учетом напряженного состояния при его эксплуатации указывают, что наиболее благоприятным с точки зрения несущей способности было бы достижение одинакового уровня действующих напряжений. В этом случае дифференцированное охлаждение является одним из наиболее эффективных технологических решений, которое позволяет в широком диапазоне изменять структурное состояние металла и достигаемый комплекс свойств в элементах колеса.

Анализ разрушений железнодорожных колес показывает, что одним из наиболее вероятных мест зарождения усталостных трещин, при повышении скорости движения транспорта и нагрузки на ось, являются места перехода от диска к ободу. На основании этого можно ожидать, что подвергая указанные объемы металла локальному упрочнению, станет возможным достигнуть прироста сопротивления хрупкому разрушению. Так, по сравнению с дробеструйным упрочнением, когда за счет наклепа поверхности металла вводится дополнительное количество подвижных дефектов кристаллического строения, использование ускоренного охлаждения также упрочняет металл, однако достигаемое влияние на свойства несколько иное. Действительно, если учесть, что при развитии структурных превращений по промежуточному механизму [2], когда формирование сдвиговых структур составляет определенную долю, а дефекты вводятся преимущественно одного знака [3], трудности в развитии аннигиляционных процессов при самоотпуске способствуют сохранению высоких уровней прочности даже после относительно высоких температур нагрева. В этом случае достижение высоких уровней сопротивления малым пластическим деформациям и релаксационной стойкости обусловлено, в первую очередь, возникновением неподвижных комплексов из введенных дефектов, наподобие дислокационных ячеистых структур [4].

Приведенное объяснение было проверено при изучении структурных изменений в процессе термического упрочнения железнодорожных колес. Так, подвергая охлаждению колеса с интенсивностью подачи охладителя 0.08-0.12 м/с на места перехода от диска к ободу, была достигнута толщина упрочненного слоя до 0.2 от сечения диска. При этом скорости охлаждения, которая находилась в интерва-

ле 30...60 град/с, было вполне достаточно, чтобы обеспечить формирование бейнитной структуры (рис. 1) с последующим самоотпуском.

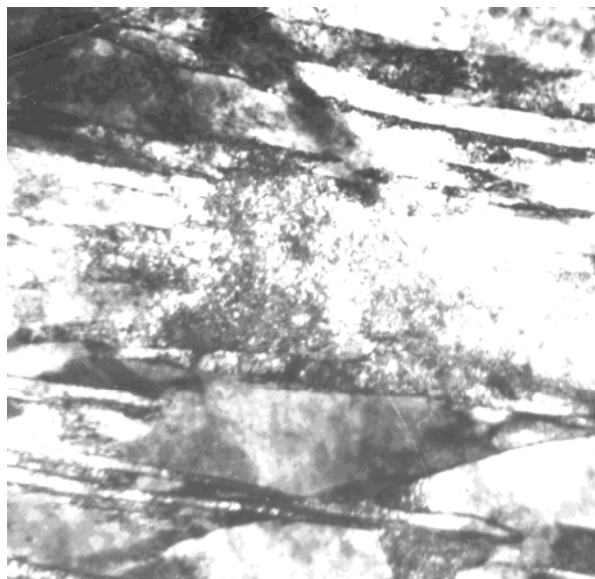


Рис.1. Бейнитная структура в среднеуглеродистой стали, увеличение 40000)

Увеличение расхода охладителя выше значений 0.12 м/с приводило к охлаждению поверхностных слоев диска до температур вблизи, а то и даже ниже начала мартенситного превращения. В этом случае снижение температуры не обеспечивало при последующем отогреве достигнуть интервала температур отпуска 600...650 °С, при которых формируется зернистая структура требуемой дисперсности с повышенным градиентом внутренних напряжений при переходе от поверхности к середине диска. В дополнение к этому избыточная толщина упрочненного слоя приводит к снижению уровня ударной вязкости диска.

При уменьшении интенсивности подачи охладителя менее 0.08 м/с вблизи поверхностного слоя начинает формироваться структура с пластинчатым строением карбидной фазы, которая не способствует приросту хладостойкости металла.

Кроме интенсивности охлаждения элементов колеса, определенное влияние на комплекс свойств оказывает длительность процесса. Так, при длительности охлаждения 15 с, когда интенсивность подачи охладителя находится в оптимальном интервале значений (0.08...0.12 м/с), обеспечивается поддержание требуемого перепада температур между ободом и диском и, как следствие этого, достигается необходимый уровень сжимающих остаточных напряжений в ободе колеса.

При длительности охлаждения менее 10 с, равно как при интенсивности охлаждения менее 0.08 м/с, в поверхностном слое диска и местах его перехода формируется структура со значительной долей перлита (рис.2), не обеспечивающая значений ударной вязкости, особенно при отрицательных температурах.



Рис.2. Структура стали после охлаждения 0.1 м/с длительностью 8 с, увеличение 2000

Проведенные опробования предлагаемых режимов термической обработки на серийно изготовленных в колесопрокатном цехе железнодорожных колесах показали достижение достаточно высокого комплекса свойств: временного сопротивления разрыву 880 Н/мм², относительного сужения и удлинения 49 и 19 %, ударной вязкости 0.8, 0.4 и 0.3 МДж/м² при +20, –20 и –40 °С, соответственно. Остаточные напряжения, оцененные по сходимости концов

разрезанного колеса, соответствовали требованиям ГОСТ 9036.

На основании проведенных исследований установлено, что прирост ударной вязкости металла в поверхностном слое диска на 10...15 % и, особенно в местах сопряжения с ободом и ступицей, обеспечивается принудительным охлаждением элементов колеса, которое позволяет достигнуть требуемого структурного состояния. Окончательный отпуск всего колеса при температурах 480...520 °С способствует дополнительному снижению внутренних напряжений, которые связаны с конструктивными особенностями колеса и различным сечением его элементов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм. – М.: ГосНИИВ-ВНИИЖТ, 1996. – 319 с.
2. Большаков В. И. Переориентированные структуры в углеродистых сталях / В. И. Большаков, И. А. Вакуленко – Д.: ПГАСиА, 2005. – 100 с.
3. Бабич В. К. Деформационное старение стали / В. К. Бабич, Ю. П. Гуль, И. Е. Долженков. – М.: Металлургия, 1972. – 320 с.
4. Вакуленко И. А. Структура и свойства углеродистой стали при знакопеременном деформировании. – Д.: Gandeamus, 2003. – 94 с.

Поступила в редколлегию 22.01.2008.

УПРАВЛІНСЬКІ СПРЯМУВАННЯ У ФОРМУВАННІ СОЦІАЛЬНО-ЕКОНОМІЧНОЇ ПОЛІТИКИ УКРАЇНИ

Стаття присвячена дослідженню теоретико-методичних проблем формування управлінських впливів щодо удосконалення підходів підвищення ефективності економічної моделі управління соціально-економічною політикою України.

Статья посвящена исследованию теоретико-методических проблем формирования управленческих влияний по усовершенствованию подходов повышения эффективности экономической модели управления социально-экономической политикой Украины.

The paper is devoted to research of theoretic and methodic problems of forming the management influences to improve approaches of increasing the efficiency of economic model of management by the social-and-economic policy of Ukraine.

Еволюція управлінської думки виявила та виокремила основоположні засади науки управління, яка сформувалась майже століття тому назад.

Наукове пізнання на початку XX ст., розглядаючи організацію як закриту систему та покладаючись на фактори раціональності, встановило визначення того, що управляти можливо науково. На цей період припадає зародження школи наукового управління.

У 20-х рр. минулого століття значного розвитку набувають ідеї Ф. Тейлора, якого називають батьком науки адміністрування. Згодом М. Вебер розробив теорію бюрократії та пропонував лінійну структуру управління. Інший науковець – А. Файоль свого часу визначив принципи управління. Ці наукові напрацювання призвели до започаткування школи людських відносин, яка покладалась вже на соціальні фактори.

Після Другої світової війни, у 50-ті рр., набувають свого значення наукові напрацювання, які спрямовувались на математизацію управління, що позначилось на відкритті теорії систем, кібернетики, ЕОМ.

Із 70-х рр. XX ст. організація розглядається як відкрита система, а фактори раціональності визначають ситуаційне управління й відмічають взаємозв'язок теорії управління та типів зовнішньої середовища.

Ці наукові напрацювання спонукали до спрямування наукової думки у 80-х рр. на соціальний фактор, в якому цілепокладання виявляло організаційну культуру, як потужний управлінський інструментарій впливів на людей.

У 90-х рр. минулого століття в науковому пізнанні науки управління відмічається спочатку відхід до факторів раціональності, де досліджується посилення впливів науково-технічного прогресу, високих технологій, комп'ютеризації виробництва та управління, а із середини десятиліття – перехід до зосередження на соціальних факторах, де визначалось посилення

акцентів, які впливають на демократизацію управління й відмічається співучасть працівників в управлінні.

Наприкінці ж століття знов відмічається перехід до факторів раціональності, де особливого значення набуває інтернаціоналізація управління (що пов'язується із процесами глобалізації), загальне і особливе в управлінні та набирають свого значення кооперація й конкуренція.

Наукове пізнання виокремило управління як важливе суспільне явище, а основними принципами сутності управління визначено те, що управління об'єктивно породжено і постійно відтворюється відповідним суспільством, й від нього воно бере свою сутність, в ньому реалізує свій потенціал, є його повноцінною часткою та існує для нього.

Розвиток теоретичного пізнання надав визначення того, що управління в суспільстві є об'єктивно обумовлене, викликане до життя закономірностями, взаємозв'язками функціонування й розвитку суспільства та виявляє значення того, що:

- управління не менш важливий фактор, аніж знаряддя й засоби праці, влада, знання, інформація;

- управління знаходиться у взаємозв'язку із суспільними відносинами, пронизує всі їх види, координує й інтегрує їх в межах певної суспільної системи;

- управління організовано та розвивається за притаманними йому закономірностями суспільно-соціологічного, конкретно-історичного й національно-психологічного порядку;

- управління є складним, багатоглядним, динамічним й ефективно здійснюваним лише при розумному використанні його сили та можливостей;

- управління за своєю природою є соціальним явищем, яке цілком залежить від енергії, свідомості й організованості людей.

Насправді, від тих, хто дійсно зайнятий управлінською діяльністю, потребується:

- чітке усвідомлення цілей та закономірностей суспільного розвитку;
- правильна оцінка наявних ресурсів;
- обґрунтоване визначення пріоритетів;
- продуманий розподіл наукового й трудового потенціалу;
- зважена орієнтація на потреби людей;
- істинний гуманізм і демократія;
- володіння соціально-демократичними факторами.

Сутність управління, незважаючи на безліч регулюючих граней, полягає в специфічно спрямовуючому, організуючому й регулюючому впливах на суспільні процеси.

Діями держави, спрямованими на врівноваження суспільних відносин в сучасному світі, є, наприклад, вирішення проблеми бідності, що є надзвичайно гострою соціальною проблемою багатьох країн світу. Само по собі зростання чисельності людей, які не мають заробітку, соціальних гарантій, або їх дохід знаходиться за межами так званого мінімального прожиткового мінімуму, здатне викликати соціальний вибух чи спричинити нестабільність в житті суспільства.

Найважливішим завданням державного регулювання економіки в сучасних умовах господарювання в багатьох країнах світу вважається забезпечення справедливого розподілу доходів, підвищення рівня суспільного добробуту, досягнення соціальної справедливості і стабільності.

Будь-яке суспільство є складним утворенням, яке складається із людей, об'єднаних визначеними ознаками.

Однією із основних ознак життєдіяльності людини в сучасному суспільстві є величина та способи одержання нею відповідного сукупного доходу.

Державна політика в цьому контексті повинна ґрунтуватись на визначенні та впровадженні заходів щодо сприяння діяльності людини в намаганні одержувати прибуток і використовувати його для відтворювальних процесів розвитку суспільних відносин.

Тому одним із найважливіших напрямів діяльності сучасної соціальної держави, якою ще повинна стати Україна, є підтримка, хоча б на рівні прожиткового мінімуму, тих, хто не зміг, поки що, забезпечити собі краще життя, а також скорочення кількості осіб, які знаходяться за межою бідності.

Проведення державою соціальних трансфертів може приймати форму податкових знижок як на державному, так і на місцевому рівнях.

Розмір таких соціальних виплат може залежати від законодавчо встановленого мінімуму доходу на кожну особу, або встановлюватись від рівня заробітної плати. Усі соціальні виплати оформлюються як системні заходи дер-

жавного соціального страхування і соціального забезпечення, які доповнюються державною допомогою.

Управлінська діяльність держави щодо системних заходів із соціальних виплат та надання послуг може бути різноманітною. Вона диверсифікується за джерелами формування або способами фінансування чи умовами надання їх певному колу одержувачів.

Державні органи проводять грошові соціальні виплати, що пов'язані із компенсацією втрати (або зменшення) доходів у результаті повної чи часткової втрати працездатності, народження дітей, втрати годувальників або роботи (заходи з допомоги по безробіттю, компенсації витрат на перекваліфікацію та інші виплати безробітним).

Звідси найважливішою функцією держави має стати перерозподіл доходів суспільства, що здійснюється, наприклад, за допомогою розподілу продуктів і послуг, трансфертних виплат, державних програм по стабілізації доходів.

До того ж, державними заходами щодо врівноваження суспільних відносин та надання управлінських послуг визначаються грошові соціальні виплати, які в деяких країнах доповнюються цілком або частково безкоштовними послугами, наприклад, з охорони здоров'я, утворення житлового та транспортного секторів.

Проблеми управлінських спрямувань у формуванні економічної політики України пов'язуються з актуальними для нас соціально-культурними та соціально-економічними відмінностями територій, диспропорціями виробничої і соціальної інфраструктури, ознаками ментальності, а також історично визначеним інтелектуальним й кадровим потенціалом.

Відповідно, що ці, та ще цілий ряд факторів необхідно враховувати при виробленні підходів щодо створення економічного механізму управління соціально-економічною політикою України.

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Власюк В. Є. Проблеми формування фінансово-кредитної системи в Україні. Економіка: проблеми, теорії та практика. Зб. наук. праць. Вип. 174, в 2-х т., т. II. – Д.: ДНУ, 2003. – С. 352-355.
2. Власюк В. Є. Щодо практики прояву фінансової компетентності для становлення фінансово-кредитної системи // Матеріали Всеукр. наук.-практ. конф. «Сучасні проблеми економіки підприємства», т. III. – Д.: Наука і освіта, 2003. – С. 9-15.
3. Державний вплив на становлення фінансово-кредитної системи // Фінанси України, № 10 (107), жовтень 2004 р. – С. 89-94.

Надійшла до редколегії 19.02.2008.

ПРОБЛЕМИ ЗАГАЛЬНОДЕРЖАВНОГО ПОДАТКОВОГО ПЛАНУВАННЯ

Проаналізовано сутність та зміст планування податкової політики держави, показано місце управління податковими ризиками як складової частини податкового менеджменту.

Проанализированы суть и содержание планирования налоговой политики государства, отображено место управления налоговыми рисками как составной части налогового менеджмента.

The matter and contents of the planning of state tax policy have been analysed, the place of control of tax risks as the integral part of the tax management is reflected.

Розбудова податкової системи відповідає стратегії євроінтеграційного розвитку країни, сприяє утвердженню інноваційно-інвестиційної моделі економічного зростання, є однією з найактуальніших проблем теорії і практики реформування національної економіки.

Вирішення важливої проблеми ефективної діяльності податкової служби значною мірою залежить від розробки науково-обґрунтованої системи оподаткування, яка в свою чергу вирішить проблему забезпечення грошовими ресурсами дохідної частини Державного бюджету України.

Значний вплив на розвиток соціально-економічних процесів в Україні показали податкові реформи. Оскільки як податки є найбільш ефективним інструментом регулювання економічних процесів через використання податкових стимулів.

Значний внесок у розвиток теоретичних проблем податкової системи як основного елементу механізму державного регулювання економіки в умовах трансформаційного періоду належить українським вченим: О. Амоші, В. Геєцю, В. Вишневському, А. Соколовській та іншим.

Разом з тим, проблеми механізму управління податковими ризиками залишаються недостатньо дослідженими. Наслідки економічної й фінансової нестабільності обумовлюють здійснення спеціальних наукових досліджень в галузі визначення податкових ризиків та механізмів їх мінімізації з метою забезпечення сталого формування доходної частини бюджетів усіх рівнів та покращення суспільного добробуту. Крім того, актуальність даної теми обумовлена необхідністю підвищення ефективності діяльності Державної податкової адміністрації України та стратегії адміністративної реформи.

Тому метою статті є визначення сутності та змісту планування податкової політики держа-

ви, а також місця управління податковими ризиками як складової частини податкового менеджменту.

Важливим елементом податкового менеджменту є податкове планування. Існує декілька форм податкового планування залежно від рівня управління: державне планування; планування податкових платежів місцевими органами самоврядування; податкове планування підприємств – платників податків.

Порівняльна характеристика визначення податкової політики, податкового менеджменту та управління податковими ризиками наведена у табл. 1.

Взагалі процес податкового планування є центральною ланкою системи податкового менеджменту, а також може розглядатися як початковий етап процесу формування податкової політики. Саме в рамках системи податкового планування визначається перелік податків і зборів, формуються податкові надходження, виробляються шляхи збільшення бази оподаткування з урахуванням особливостей регіону, галузі, підприємства. Усі механізми системи податкового планування за принципом співвіднесення загального до частки можуть розглядатися як механізми податкового менеджменту, в тому числі й система управління податковими ризиками.

Розглянемо більш докладно дефініції податкової політики та державного податкового менеджменту. У різних економічних теоріях зустрічаються неоднозначні визначення понять, зв'язаних з плануванням.

Взагалі під плануванням розуміється складова частина управління, яка полягає в розробці і практичному здійсненню планів, що визначають майбутній стан економічної системи, шляхів, способів і засобів його досягнення [1, С. 530].

**Порівняльна характеристика основних ознак податкової політики,
державного податкового менеджменту та управління податковими ризиками**

Ознака	Характеристика		
	Податкова політика	Державний податковий менеджмент	Управління податковими ризиками
Ініціатор	Держава в особі Президента Кабінету міністрів Верховної Ради	Міністерство фінансів Державна податкова адміністрація	Міністерство фінансів Державна податкова адміністрація Державна податкова інспекція
Об'єкт управління	Конституція та закони які встановлюють: - загальні принципи податкової системи; - визначення податків та зборів; - механізмів їх функціонування; - об'єкта оподаткування.	Законодавчі акти які регулюють: - податковий потенціал; - державне планування та прогнозування податкових надходжень, - податкова база підприємства в цілому та в розрізі окремих платежів (нарахування та сплата податків та зборів, як самостійно платниками податків, так і податковим аудитом підприємств);	- податок який нараховується при обчисленні податкових зобов'язань суб'єктів підприємницької діяльності; - податкові ризики вірогідності несплати податків при виробничо-господарських операціях підприємства які мають вплив на нарахування податків.
Мета системи державного управління	- вдосконалення податкової системи; - спрощення механізму обчислення податків; - справедливий підхід до оподаткування всіх категорій платників податків; - забезпечення достатнього рівня надходжень платежів до бюджетів різних рівнів; - підтримка збалансованого економічного зростання; - адаптація податкового та бухгалтерського законодавства до міжнародних стандартів;	- вдосконалення роботи державної податкової служби України; - збільшення надходжень до бюджетів усіх рівнів; - удосконалення державної системи моніторингу сплати податків, зборів; - роз'яснення законодавства з питань оподаткування, - уніфікації форм податкової звітності та вдосконалення інструкцій щодо їх заповнення; - робота з платниками податків, запобігання правопорушенням; - податковий контроль;	- збільшення надходжень до бюджетів усіх рівнів; - впровадження в практичну діяльність ризико-орієнтованої системи та стандартних процедур перевірок до всіх платників податків при організації аудиту; - налагодження системи обміну оперативною та аналітичною інформацією з правоохоронними органами та іншими контролюючими організаціями, податковими органами країн світу з метою забезпечення захисту економічних інтересів України у галузі оподаткування; - постійний моніторинг показників діяльності платників податків; - диференційованого підходу до організації контролю за діяльністю платників податків;
Результат функціонування системи	- підвищення суспільного добробуту; - економічний розвиток країни; - зріст надходжень податків.	Підвищення ефективності : - прогнозування та надходжень податків; - управління податковою службою.	Підвищення ефективності - контролю за платниками податків; - доперевірного аналізу та податкового аудиту платників податків

Найчастіше планування репрезентують як особисту форму діяльності, змістом якої є розробка і реалізація планів, або як процес перетворення цілей підприємства в прогнози та плани, процес визначення пріоритетів, засобів та методів їх досягнення [2, 3].

Таким чином, розгляд деяких наявних в економічній літературі визначень планування дозволяє зробити висновок, що єдиної точки зору немає, однак у більшості випадків поняття «планування» розглядається як вид управлінської діяльності і спосіб оптимізації дій суб'єктів підприємницької діяльності.

На наш погляд, О. С. Вілкова і М. В. Романовський дають найбільш точне визначення, яке відбиває напрямок сучасної економічної думки щодо визначення планування. Так, вони під плануванням на рівні суб'єкта підприємницької діяльності розуміють невід'ємну частину управління його фінансово-господарською діяльністю, що полягає у встановленні бажаного майбутнього стану об'єкта й оптимальних способів і методів досягнення даного стану в умовах обмеженості ресурсів і можливості їхнього альтернативного використання [4].

Що стосується податкового планування, то, виступаючи складовою частиною системи фінансового менеджменту, воно займає в ній специфічне місце, що обумовлено тим, що податковий аспект присутній у будь-якому сегменті управління фінансами суб'єктів підприємницької діяльності.

Таким чином, в економічній науці податкова оптимізація розглядається як один з інструментів фінансового менеджменту. Як відомо, основною метою підприємництва є одержання максимального прибутку або зменшення відтоків і збільшення притоку коштів. Тому податкову оптимізацію можна розглядати як частину фінансового менеджменту. Метою якої є зменшення податкових виплат з метою одержання максимальної прибутку.

Зі змісту підприємницької діяльності випливає безпосереднє прагнення суб'єктів господарювання до економічного росту. При цьому одним з основних інструментів регулювання такого росту є податки. Однак на державному рівні податковому плануванню та податковому менеджменту не надається належного значення, ідеологією податкової політики і практики було завдання тільки поповнення бюджету.

У теорії податкового права недостатньо досліджені проблеми податкового планування і його межі. У літературі, у засобах масової інформації це явище називають по різному: «об-

хід податків», «запобігання податків», «відхилення від податків», «зменшення податків», «податкова оптимізація», «мінімізація податків», «державний і корпоративний податковий менеджмент», «податкове планування» тощо.

Причому більшість авторів досліджують дану проблему з погляду захисту інтересів платників податків. Представники податкових і фінансових органів розглядають її з позиції «максимізації» податкових надходжень у скарбницю, з метою забезпечення інтересів держави.

Юткіна Т. Ф. вважає, що оптимізація оподаткування – це комплексна проблема і її необхідно розглядати з урахуванням забезпечення інтересів як платників податків (податковий менеджмент підприємства), так і держави (державний податковий менеджмент), тобто з погляду як «мінімізації», так і «максимізації» податкових надходжень.

В ряді публікацій у спеціальних журналах активно обговорюються проблеми перспектив розширення податкової бази, фінансового і податкового потенціалів, в тому числі регіонів. Зміст цих робіт відбиває пошук нових організаційно-правових форм упорядкування податкових надходжень тобто мова йде про податкове планування на державному та місцевому рівнях влади.

Податкову оптимізацію (мінімізацію) податків на підприємстві було б доцільним розглядати, як комплекс заходів, спрямованих на захист майнових інтересів платників податків у податкових правовідносинах.

Тому доцільним є використання терміну «державне податкове планування» під яким розуміється діяльність уповноважених органів влади, спрямована на виявлення реального податкового потенціалу економіки України, її регіонів, галузей виробництва і підприємств для максимально повного його використання у фінансальних цілях. А також використання терміну «податкове планування на підприємстві», під яким розуміється діяльність платників податків по реалізації свого законного права на оптимізацію податкових платежів. Тому можна визначити, що фінансування функцій держави через максимізацію податків можна визначати, як це пропонує Юткіна Т. Ф., державним податковим менеджментом, а діяльність платників податків по «мінімізації податків» як податковий менеджмент суб'єктів підприємницької діяльності.

Таким чином, державний податковий менеджмент можна визначити як діяльність фінансових і податкових органів по визначенню і бюджетній мобілізації податкового потенціалу

економіки держави, регіональних утворень, галузей господарства і платників податків.

При цьому податковий потенціал розглядається як складова частина більш загального поняття фінансового потенціалу і являє собою максимально можливу розрахункову суму надходжень податків і зборів в умовах діючого податкового законодавства.

Зміст державного податкового менеджменту складає: державне податкове планування і прогнозування; податкове регулювання; податковий контроль.

В арсеналі державних інструментів податкового регулювання знаходяться такі інструменти, як застосування податкових пільг, зниження податкових ставок, перенесення на майбутнє термінів податкових платежів, створення зон і режимів податкового сприяння тощо.

Завданнями податкового планування і прогнозування є виявлення фактичного податкового потенціалу територій або суб'єктів оподаткування і його максимально припустиме фіскальне використання, вироблення пропозицій по вдосконалюванню системи збору податків і його правового регулювання з метою забезпечення погодження інтересів учасників податкових відносин.

Процес податкового планування може включати наступні етапи:

- розрахунок і оцінка податкового потенціалу регіону і суб'єктів оподаткування і перспективи його розвитку (аналіз податкового навантаження організацій);

- оцінка адекватності податкових надходжень від суб'єктів оподаткування їх фактичному податковому потенціалу і вибір на цій основі об'єктів податкових перевірок;

- правове й організаційне забезпечення підвищення збирання податків: прогнозування податкових надходжень.

Стратегічною метою податкової політики є вдосконалення податкової системи, яка забезпечуватиме достатній рівень надходжень платежів до бюджетів різних рівнів, ефективне функціонування економіки країни, справедливий підхід до оподаткування всіх категорій платників податків, створення умов для подальшої інтеграції України до світового співтовариства.

Мета державного податкового менеджменту – це забезпечення максимальної мобілізації податкових платежів до бюджету шляхом покращання відбору суб'єктів підприємницької діяльності для податкового аудиту та підвищення його якості, упередження виникнення різноманітних схем ухилення від оподаткування, скорочення витрат робочого часу. Дослідження даної проблеми дозволяє більш істотно зрозуміти зазначені цілі та підійти до розробки податкових ризиків, впровадження концепції та алгоритму використання податкових ризиків в державних органах.

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Борисов А. Б. Большой экономический словарь. – М.: Книжный мир, 2002. – 895 с.
2. Економічна енциклопедія в 3-х тт. Т. 2. / Ред. кол. С. В. Мочерний та ін. – К.: Академія, 2001. – 848 с.
3. Тарасюк Г. М. Планування діяльності підприємства: Навч. посіб. – К.: Каравела, 2003. – 432 с.
4. Вилкова Е. С. Налоговое планирование. / Е. С. Вилкова, М. В. Романовский – СПб., 2004. – 274 с.
5. Юткина Т. Ф. Налоги и налогообложение: Учеб. – М.: ИНФРА-М, 1998. – 429 с.

Надійшла в редакцію 17.10.2007.

ПРОБЛЕМА МОРАЛЬНОГО ФАКТОРА В ЭКОНОМИКЕ: ИСТОРИЯ И СОВРЕМЕННОСТЬ

У статті досліджена проблема взаємозв'язку моралі і економіки, а саме: приведені точки зору вчених різних часових періодів і шкіл, зокрема теологічна концепція, яка доповнена думкою сучасних учених і авторською точкою зору. Також в статті дана відповідь на питання про те, чи можлива прибуткова діяльність за умови дотримання моральних норм в економіці України; концептуально запропоноване те, що необхідно здійснити для створення в нашій економіці етичного середовища.

В статье исследована проблема взаимосвязи морали и экономики, а именно: приведены точки зрения ученых разных временных периодов и школ, в том числе теологическая концепция, которая дополнена мнением современных ученых и авторской точкой зрения. Также в статье дан ответ на вопрос о том, возможна ли прибыльная деятельность при условии соблюдения моральных норм в экономике Украины; концептуально предложено то, что необходимо осуществить для создания в нашей экономике этической среды.

The problem of interdependence between ethics and economy is explored in the paper, namely: the points of view of scientists of different times and schools including theology conception are presented, which are complemented by the opinions of modern researchers and the author's point of view. Also in the paper the question is answered on whether is profitable activity possible on condition of observance of moral norms in the Ukrainian economy; it is conceptually offered that is necessary to carry out for creation of ethical environment in our economy.

Вступление. Ключевой вопрос этики бизнеса – соотношение морали и прибыли, если расположить эти два фактора в системе координат, получим четыре варианта, характеризующих возможные модели поведения предприятия или предпринимателя: 1) получение прибыли при условии несоблюдения морали (нравственных норм) – налицо моральный конфликт; 2) несоблюдение морали, но при этом убыточная деятельность – моральный и экономический конфликт одновременно; 3) соблюдение морали, но при этом убыточная деятельность – экономический конфликт; 4) получение прибыли при условии соблюдения морали – идеальная ситуация.

Фактически для управленца или предпринимателя речь идет о выборе между первой и четвертой моделями поведения. В связи с этим возникают такие важнейшие вопросы: возможна ли экономика без морали; что доминирует – экономика или мораль; что будет ожидать предприятие (предпринимателя) при выборе той или иной модели поведения в краткосрочной и в долгосрочной перспективах; как это отразится на состоянии экономики и социальной сферы государства; и, наконец, возможна ли идеальная ситуация ведения честного бизнеса, в том числе в Украине и что необходимо сделать для этого. Собственно, ответ на поставленные вопросы и определяет задачи данной публикации. Отвечая на эти вопросы, мы,

рассмотрим точки зрения различных ученых, а также практиков бизнеса, и выразим свою позицию.

Об этике бизнеса и морали в экономике писали и пишут, как мы увидим, очень много [1-15], но публикации современных украинских ученых мало касаются этого вопроса [16], хотя проблема соблюдения моральных норм в экономике и предпринимательской деятельности для современной Украины является одной из наиболее острых.

Основная часть. Исторически вопрос соотношения морали и этики (как науки о морали) развивался следующим образом. Экономика как наука о ведении домашнего хозяйства или хозяйствовании в масштабах государства до появления теории А. Смита входила составной частью в этику. Начиная с А. Смита (XVIII в.), в западной экономической теории происходит отделение этики от экономики. Причем в их взаимоотношениях первенство явно отдается экономике, появляется концепция экономического человека – разумного эгоиста и рационалиста, мораль по сути становится служанкой экономической выгоды (в частности, эту концепцию отражают взгляды И. Бентама, Д. Рикардо и др.). Восстанавливает единство этики и экономики в западной теории М. Вебер (конец XIX – начало XX в.), в частности, в работе «Протестантская этика и дух капитализма» [1]. Он считает, что этические нормы – историче-

ский продукт; они влияют на экономические силы, которые, в свою очередь видоизменяют этические нормы. М. Вебер подчеркивает, что в отдельные моменты истории мораль может сыграть решающую роль, приводя в своих исследованиях конкретные исторические примеры. Кроме того, М. Вебер считает, что причинами торговых, аграрных и промышленных революций в период от эпохи возрождения до XIX в. были глубокие перемены в религиозном, общественном и политическом сознании народа. Однако, в целом в западной экономической теории вплоть до середины XX в. господствует концепция экономического человека, и мораль подстраивается под экономику.

Иначе дело обстоит в отечественной экономической мысли и практической деятельности. Вплоть до революционных событий 1917 г. мировоззренческой и теоретической основой для ведения хозяйственной жизни в России, Украине, которая входила в ее состав, традиционно было Священное Писание и основанное на нем «Домостроительство» – этим, собственно говоря, и определялся не нуждающийся в сильном доказательстве факт приоритета морали в экономической деятельности. О примате морального начала над экономическим говорит сама структура «Домостроя»: (Часть 1 – «О духовном строении»; Часть 2 – «О мирском строении»; Часть 3 – «О Домовном строении (хозяйственные рекомендации)») [2]. Кроме того, об этом писали многие представители российской экономической школы, в частности И. Т. Посошков. В работе И. Т. Посошкова «Книга о скудости и богатстве» первая глава называется «О духовности» [3]. «Первое же предложим расположение о духовном направлении...», – пишет он, полагая невозможным без этого рассуждать о хозяйственных делах. А такие ученые как К. И. Бабст, И. И. Янжул, Д. И. Пихно выделяли нравственный капитал, культурно-исторические силы народа как важнейший и определяющий фактор производства [4, 5]. Профессор экономики, философ и богослов С. Н. Булгаков отмечает, что определяющую роль на экономического человека, хозяйствование, оказывает религия, господствующее мировоззрение [6]. С 1917 г. моралью становится большевистская, коммунистическая доктрина, которой и определяются все действия в экономике, но это отдельный вопрос. «Лихие девяностые» приносят в экономику, как России, так и Украины – теперь уже отдельных государств, модель дикого капитализма, где морально все, что выгодно.

В настоящее время наиболее известными подходами к проблеме соотношения морали и экономики являются две альтернативные точки зрения. Первая точка зрения «ограниченно прагматическая» отрицает положительное влияние нравственности на экономику. Утверждается, что главная цель бизнеса состоит в прибыли. Бизнес должен приносить прибыль, не взирая на средства ее достижения. Нравственность даже помеха для деловых отношений, она предполагает «излишнюю» ответственность, «ненужные» ограничения деловой активности, сомнения этического порядка, душевные переживания, снижающие у делового человека активность, уверенность, отнимающие время и энергию. Сторонники данной точки зрения, по сути дела, подчиняют нравственность экономике, лишая её всякой автономии, и объявляя «моральным всё, что экономно». В качестве эмпирического доказательства указываются факты из истории капитализма, когда успех «отцов основателей» крупных компаний определялся подобным прагматическим подходом к нравственности.

К сторонникам ограниченно прагматической точки зрения на проблему соотношения нравственности и экономики следует отнести известного экономиста второй половины XX в. М. Фридмана, представителя чикагской школы экономики. М. Фридман является представителем неоклассической, либеральной рыночной экономики. Как он пишет, в «свободной экономической системе существует единственный вид ответственности, согласно которому все имеющиеся средства должны использоваться с максимальной эффективностью и всякая деятельность должна проверяться максимально возможной прибылью» (Цит. по: [7, с. 39]). Этой же точки зрения придерживается и Дж. Сорос. «Всеми и всем движет прибыль!» – таков принцип и смысл всей весьма символической по названию книги Дж. Сороса «Алхимия финансов» (Цит. по: [8, с.284]). По его признанию, «рыночная экономика врожденно аморальна». А известный современный американский экономист А. Карр считает, что от бизнесменов точно так же, как от игроков в покер, бессмысленно требовать общегражданской морали в их игре – бизнесе. (Цит. по: [9, с. 21]). К сожалению, большинство современных украинских бизнесменов, особенно имеющих отношение к власти, в той или иной мере придерживаются именно этого принципа.

Вторая точка зрения признаёт диалектическую связь между нравственностью и экономи-

кой. Здесь подчёркивается не только личностно-этический аспект экономики, но и её структурно-нравственный аспект, её эффективное влияние на экономику. Сторонники данной точки зрения считают, что в экономике возможна эффективная деятельность в рамках добра, где может проявить себя и нравственно-положительная личность. Считаем, что именно нравственно-положительная экономика и обеспечивает долгосрочную, стратегическую эффективность, рентабельность. Предприниматель, не обманывающий и качественно обслуживающий своих деловых партнеров и потребителей, создает положительную репутацию, доверие к себе, тем самым, закрепляя за собой надежных партнеров и круг постоянных потребителей.

В свою очередь, эффективная экономическая деятельность, которая осуществляется в рамках добра, способствует совершенствованию социальных отношений и личной нравственности. Справедливо и обратное утверждение – любой обман в бизнесе в долгосрочной перспективе влечет за собой экономические потери: утерю квалифицированных работников, надежных партнеров и клиентов, а, возможно, и криминальную ответственность. Неэтическое поведение, аморальный бизнес обернутся рано или поздно социальными и нравственными издержками, как для личности, так и для предприятия, общества. Например, платное образование и медицина, маленький размер различных социальных пособий в Украине это, в том числе, результат сокрытия доходов и неуплаты налогов. А криминальная экономика, например, торговля наркотиками или людьми приводит к невосполнимым человеческим потерям.

Итак, мы поддерживаем второй подход, но считаем необходимым подойти к нему более дифференцировано, выделяя следующие точки зрения:

1) этический фактор может присутствовать в экономике, но экономика довлеет над моралью (состояние экономики определяет степень моральности и готовности вести себя в хозяйственной деятельности в соответствии с моральными принципами);

2) мораль обязательно должна присутствовать в экономике, этический фактор в некотором смысле доминирует над экономическим, но необходим институт права – правовая поддержка;

3) теологическая концепция: определяющее влияние состояния морали в обществе на эко-

номику, нравственных качеств человека на его экономическое поведение (необходимость института права также не отрицается).

Первую точку зрения отражает взгляд Пола Хейне, который считает, что «Экономическая эффективность является слугой гуманистических стремлений, а не их соперником». (Цит. по: [10, с. 14]). П. Хейне утверждает, что чем большим количеством средств владеет предприниматель, тем больше возможностей он будет иметь для того, чтобы расходовать данные средства на благотворительные и иные социальные цели.

Мы не согласны с этой позицией: в данном случае мы имеем лишь абстрактную возможность реализации морального действия, которая так и останется возможностью при отсутствии у бизнесмена необходимых моральных качеств. Исходя из того, что отдельные субъекты, действующие в рамках социально-экономической системы (бизнесмены, предприниматели) становятся богаче (повышают свой социально-экономический статус) совершенно не следует повышение общего благосостояния. Между экономической возможностью совершить нравственно положительное действие, например, направить прибыль на социальные цели, и реальным действием, стоят два фактора – субъективный или индивидуальный – моральные качества участника социально-экономических отношений (менеджера и предпринимателя) и системный или институциональный – состояние общественной морали и институтов, ее регулирующих (в том числе в сфере экономических отношений).

Со второй точкой зрения согласны многие ученые. Среди западных экономических мыслителей впервые поставил задачу решения проблемы социальной и моральной ответственности работодателей (еще пока не бизнеса, в силу исторических причин) швейцарский экономист Ж. Симонд де Сисмонди. По его мнению, если работодатель решает максимизировать прибыль путем минимизации заработной платы рабочих, в проигрыше окажутся обе стороны. Он указывает, что когда работники будут не в состоянии выполнять своих функций, им придется переселяться в дома призрения, издержки на содержание которых в той или иной форме – «в форме ли частной благотворительности, взносов в дома призрения, или налога в пользу бедных» – ложатся на плечи фабрикантов [11, с. 174].

В наше время при подобном действии бизнесменов внешне картина несколько меняется,

а результат получается тот же – для обеспечения своего нормального существования работники ищут дополнительный заработок, работая на двух-трех работах, что приводит как к быстрому моральному и физическому «изнашиванию» самого человека, утрате его здоровья и работоспособности, так и к утрате нравственного здоровья подрастающего поколения (родители, работающие в подобном ритме не могут уделить достаточно времени и внимания для качественного воспитания своих детей).

В модели экономического развития, которую себе представлял Сисмонди, важная роль отводится субъективным факторам. В отличие от модели, созданной родоначальниками политэкономии, он указывает на необходимость вмешательства этического фактора в экономику, происходящего как сознательный человеческий акт, не коррелирующий с максимизацией личной выгоды. Политэкономия он видел как науку не о богатстве и способах его увеличения, а о совершенствовании социального механизма в интересах человеческого счастья. Он считает политэкономия нравственной наукой, которая имеет дело с человеческой природой, а не с экономическими отношениями – в этом смысле его взгляды очень близки к теологическому подходу.

Весьма интересно обосновывают необходимость существования этических норм и принципов в экономике и предпринимательской деятельности современные немецкие ученые К. Хоман и Ф. Бломе-Дрез [12]. Они утверждают, что юридические законы с точки зрения их возможности удовлетворительно охватить все стороны моральных требований не могут быть совершенными. Это связано с действием следующих факторов системного порядка:

1) любые изменения закона и институциональных рамок реактивны по своему характеру, т.е. происходят с некоторой задержкой во времени. Реальная жизнь, особенно в настоящее время, настолько сложна, многогранна и изменчива, что законодательные нормы просто не успевают за ней.

Примером могут служить динамично развивающиеся сферы – генная инженерия, производство биодобавок, где закон не может сразу четко определить области запрещенного, или новые для экономики виды бизнеса (аморальные по своей сущности), принимающие форму различных инвестиционных фондов, а по сути являющиеся финансовыми пирамидами. Пока будут установлены эффективные законы, предприятия действуют без достаточных правил

игры и могут нанести непоправимый вред потребителям и обществу в целом.

2) Не существует совершенной системы контроля исполнения законодательства, регулирующая роль правоохранительных органов ограничена.

3) Не все, что допустимо (не запрещено) законом, может считаться допустимым с точки зрения морали. Например, реклама сигарет и спиртных напитков, использование «25 кадра».

4) «Увеличивающийся упадок компетентности политики и порядка в политике».

Дело в том, что политики все меньше соответствуют их преимущественной задаче подготовки функционирующих правовых рамок для экономики. Это можно объяснить как недостатками в существующей институциональной системе, так и личностными факторами – «отсутствием сознания политики порядка» у людей, принимающих политические решения. Последнее необходимо пояснить как отсутствие дара (таланта) политика, руководителя, общественного деятеля, отсутствие или слабость профессиональных знаний и навыков, а также дополнить такими нравственно-психологическими характеристиками как искаженная совесть, низкая нравственность, эгоизм.

Таким образом, существование факторов системного порядка делает необходимым для предпринимателя, руководства предприятия принятие на себя моральной ответственности в принимаемых решениях, выходящей за рамки закона. Конечно, при несовершенном законодательстве особенно никто и ничто (за исключением совести) не будет сдерживать принятие аморального, но экономически выгодного решения, но ответственность за него не снимается. Из этого К. Хоман и Ф. Бломе-Дрез делают вывод о необходимости существования как институциональной, так и индивидуальной этики.

Индивидуальная этика пытается посредством призывов к совести отдельных менеджеров и предпринимателей внедрить моральные намерения в экономический процесс. Реализация морали зависит от предпочтений тех, кто принимает решения на предприятиях.

Институциональная этика оказывает не прямое воздействие на предпринимательское поведение. Институциональные устройства для внедрения моральных стремлений находятся как на уровне законодательства, устанавливаемого для всех предприятий (в широком смысле это система законов и механизм их исполнения и контроля), так и на отдельных предприятиях в качестве долговременных специфически при-

нимаемых решений в форме стимулирования и поощрения, принципов управления, или руководящих стратегий предприятия.

По мнению авторов, индивидуальная этика эффективна всегда в малых обозримых сообществах, в которых индивидуальное действие имеет прямо подсчитываемые и оцениваемые последствия. По сути, здесь речь идет о внутренней среде предприятия - отдельных группах и коллективе в целом, когда соблюдение моральных норм (уважение к личности работника, достойная и своевременная оплата труда и т.д.) создает благоприятный психологический климат, мотивирует высокоэффективную работу.

Однако, когда предприятие соприкасается с внешней средой без институциональной этики, индивидуальная теряет смысл с точки зрения возможности обеспечения экономической эффективности. При этом не исключается возможность сообщества предпринимателей, отдельных лидеров существенно улучшить с моральной точки зрения существующие правила игры, как формальные (законы), так и неформальные.

Однако существует и третья точка зрения на взаимосвязь экономики и морали, которая мало известна широкому кругу по причине того, что носителями этой концепции являются богословы, а также представители российской экономической школы (конец XIX – начало XX в.), теории которых только сейчас становятся доступными для всех желающих, и некоторые современные российские ученые. Это признание определяющего влияния морали на экономику – теологическая концепция. Смысл теологической концепции состоит в том, что: экономика носит служебный характер, она необходима для обеспечения временного земного существования человека, а ее состояние, как впрочем, и других сфер жизни человека определяется моральным состоянием общества, экономическое поведение человека, прежде всего, определяется его нравственными качествами. В качестве примера приведем мнение двух богословов XIX – XX в.

Швейцарский философ и богослов А. Рих подчеркивает «служебный» характер экономики, в целом ограничивая ее сущность до совокупности средств, необходимых для удовлетворения человеческих потребностей. Цель экономики А. Рих определяет как гуманную, что предполагает выделение, помимо ее функций создавать и предлагать достаточное количество товаров и услуг, следующего качества: «Ей следует делать это так, чтобы, не превращая

часть работников в простые орудия производства, обеспечить каждому желающему возможность получить статус соучастника общего процесса производства, личности, соопределяющей его ход и несущей за него свою долю ответственности.» [13, с. 297]. Другой аспект проблемы назначения экономики представляется А. Риху как задача справедливого распределения материальных благ, а также рабочих мест. Провозглашаемый Рихом принцип гуманизма предполагает не личную щедрость и готовность помочь, а ответственную постановку вопроса о том, как должны быть устроены экономические и правовые структуры общества. Чтобы всем, в том числе и более обездоленным, была доступна как максимально допустимая доля в пользовании общественным продуктом, так и наивысший уровень возможностей получения образования в соответствии со способностями. По его мнению, только при условии стремления соответствовать данному принципу, возможно максимальное приближение к решению вопроса о справедливом распределении и, тем самым, к разработке вопроса о цели и сути экономики.

А. Рих настаивает на том, что вопрос о сути хозяйствования должен находиться в сфере этического, а не экономического. Если экономика не служит пользе общества, она становится абсурдной, несмотря на растущие прибыли и достижения ею вершин рациональности. В своих оценках А. Рих руководствуется неэкономическими критериями. Одним из них является критерий тварности. Человек, с одной стороны, – телесное существо и имеет соответствующие потребности, которые необходимо удовлетворять, но он и духовное существо и ответственен перед Богом. Человек получает возможности использования природных ресурсов в различных областях своей деятельности, и в этом смысле получает право хозяина на планете, но при этом его решения об использовании материальных ресурсов должны ограничиваться его внутренней ответственностью перед Богом.

Очень интересные, верные и достаточно простые доказательства определяющего влияния нравственности на экономику приводит и известный сербский богослов, общественный деятель и ученый (доктор философии и богословия) – святитель Николай Сербский (1881-1956) [14].

Он отмечает, что вопрос конфликта между трудом и капиталом поставлен в корне неверно – «как вопрос взаимоотношений безличного

капитала и безличного труда, противопоставленных друг другу как две враждебные бессловесные силы.» [14, с. 66]. Антагонизм между капиталом, с одной стороны, и рабочей силой, с другой, возник вследствие того, что пренебрегли властью морали в отношениях человека к человеку. «В сущности, отношения капитала и труда есть вопрос отношения человека к человеку, а любой вопрос отношения человека к человеку имеет нравственную природу и, как таковой, должен подлежать нравственному закону и регулироваться только им.» [14, с. 66].

Далее, отвечая на вопрос – от чего зависит экономическое положение любой страны? – св. Н. Сербский пишет: «от дождя, от здоровья и от согласия и единодушия людей». Т.е., по сути это три фактора: природно-климатические условия, демографические характеристики населения и морально-психологические качества людей, от которых зависит согласованность их действий. Далее св. Н. Сербский продолжает: «Если засуха погубит урожай, эпидемии унесут жизни людей, а мор – скот и если к тому же между людьми не будет мира и согласия, то к чему тогда горы теорий на темы хозяйствования? Для чего тогда все хозяйственные законы и регулирующие хозяйственную жизнь уложения? Но дождь и здоровье дарует Бог в соответствии с верой, почитанием, послушанием и милосердием народа.» [14, с. 67]. Кстати, еще древний китайский философ Конфуций заметил, что состояние природы зависит от состояния человеческой нравственности. То, что человек почти не в состоянии положительно повлиять на природно-климатические условия, а, к сожалению, наоборот – часто становится причиной природных катаклизмов – на сегодняшний день факт общеизвестный.

Влияние на демографический кризис, прежде всего, духовно-нравственных факторов доказал современный российский ученый академик РАН И. А. Гундаров, который вывел закон духовно-нравственной детерминации [17]. На основе комплексного исследования с применением математического моделирования он определил, что только на 16 % увеличение смертности населения России за период реформ 90-х связана с влиянием социально-экономических факторов, остальные 84 % составляет влияние духовно-нравственных факторов. Тоже можно сказать и о рождаемости. Кроме того, исследования показывают, что в странах, сохранивших традиционную религиозную мораль и ценностные установки, рождаемость намного выше, чем в странах западной цивилизации с высоким

уровнем материального благосостояния, но с изменившимися ценностными ориентациями, где на первом месте стоит личная прибыль, удовольствия, карьера, а уже потом ребенок, который требует от родителей самопожертвования.

И, наконец, то, что от мира, согласия между людьми, например между политиками, зависит качество законов, политическая и экономическая стабильность в государстве, мы видим на примере (к, сожалению отрицательном) нашего государства.

Но тогда может возникнуть вполне правомерный вопрос – может, не нужно вовсе заботиться о хозяйственной жизни? На этот вопрос св. Н. Сербский отвечает следующим образом: «Я не отрицаю забот о хозяйстве при том условии, что превыше всего стоит забота о соблюдении нравственного закона Бога, о суверенности и важности этого закона. Иначе весь опыт людей в сфере хозяйствования и товарообмена, но без соблюдения нравственных норм можно уподобить искусно выстроенному кораблю, не имеющему компаса. Подобно тому, как корабль без компаса непременно заблудится в океане, так и человеческое общество, пусть даже самым искусным образом организованное, непременно будет плутать по океану жизни, если не будет руководствоваться нравственным законом Бога.» [14, с. 67].

Очень согласуется с позицией св. Николая Сербского мнение одного из представителей российской экономической школы, православного богослова и публициста М. Гилярова-Платонова (1824-1888) [15]. Он пересматривает основы западной политической экономии с духовно-моральных позиций. С одной стороны, он формулирует основополагающие нравственные принципы экономики и хозяйственной деятельности, которые вытекают из христианского учения: 1) труд – это обязанность, а не средство получения выгоды лишь для себя; 2) основа общественных и межличностных отношений – всеотдающая любовь (люби ближнего, как самого себя); 3) человеку нужно, владея своей свободой и сохраняя свою инициативу, направлять всю свою энергию и силы, данные Богом, на благо других людей. С другой стороны, понимая, что люди далеки от святости, и будучи глубоким экономистом, он видит задание политэкономии в описании общего направления развития и связи наиболее существенных экономических отношений, основанных на личном интересе, а назначение политической экономии в том, чтобы показать общие меры, при помо-

щи которых государство может предотвращать постоянные и неминуемые, при господстве личного интереса, нарушения прав человека.

К сожалению, в сознании многих украинцев, вовлеченных в экономическую деятельность, особенно политиков и крупных бизнесменов, все еще господствует модель дикого капитализма. Свидетельство тому: огромный объем теневой, в том числе криминальной экономики; распродажа государственной собственности за бесценок; рейдерство; продажа некачественной, вредной для здоровья продукции; аморальная реклама и т.д. Причем все эти явления отнюдь не результат обнищания, низкого уровня жизни, а следствие безнравственности их исполнителей. Это доказывает тот факт, что 67% опрошенных украинцев, которые имели дело с государственными должностными лицами на протяжении последних 12 месяцев, отмечают, что были непосредственно втянуты в коррупционные действия в той или другой форме [18]. Результатом аморальности большинства государственных чиновников и крупных бизнесменов является беспрецедентное социальное и имущественное расслоение нашего общества. Так, если по мировым стандартам критическое соотношение доходов 10 % наиболее богатых и 10 % наиболее бедных людей составляет 10:1, то в 2007 г. в Украине этот показатель составил 40:1 [19]. Такой немыслимый разрыв очень опасен, он способен изуродовать психику, порождая в «верхах» своеволие и беспредел, а в «низах» – безнадёжность, утрату смысла жизни, зависть, недоверие, депрессию.

Выводы. По нашему мнению, в вопросе соотношения морали и экономики наиболее верен теологический подход, которого придерживались и представители русской экономической школы, некоторые современные российские ученые. Он не отрицает необходимость заботы о хозяйстве, правового регулирования хозяйственной деятельности, но подчеркивает необходимость соблюдения нравственных норм в любых видах человеческой деятельности, в том числе в экономике, а также определяющую зависимость состояния экономики от духовно-нравственного состояния общества.

Идеальная ситуация – прибыльная деятельность при условии соблюдения моральных норм – в экономике Украины необходима и возможна (хотя, конечно, в силу человеческой природы нарушения неминуемы, но здесь речь

идет о минимизации их масштабов). Но, конечно, это дело времени и определенных усилий, действий.

Задача экономики и права – создать условия, делающие нарушение моральных принципов в экономике невыгодным, и, напротив, выгодным этическое, социально-ответственное поведение. А поскольку рамки формального права ограничены, необходимо воспитывать в обществе этику бизнеса, хозяйствования (аспект общественных институтов) и индивидуальную этику.

По нашему мнению, для создания этической среды в экономике Украины сейчас определяющую роль имеют личностные факторы – профессиональная компетентность и высокая нравственность политиков, руководителей и бизнесменов. В условиях несовершенного законодательства и системы контроля, с одной стороны, и ментальной особенности нашего народа не исполнять юридические нормы и предписания, но руководствоваться, прежде всего, естественным правом «суди по совести, а не по закону», устными договоренностями, основанными на доверии и неформальными правилами, с другой, важнейшее определяющее значение имеет пример поведения политиков, руководителей, формирующий доверие или недоверие к власти и моделирующий поведение большинства членов общества, в том числе в экономической сфере. Состояние экономики Украины в первую очередь зависит от нравственного капитала руководителей, политиков, бизнесменов.

Второй, такой же по значимости для создания нравственного капитала фактор – это разработка и внедрение в программы подготовки и переподготовки бакалавров, специалистов и магистров соответствующих учебных курсов и программ. Содержание и методика их изложения должны быть таковыми, чтобы, прослушав их, выпускники имели моральные убеждения, которые бы обращали их профессиональные знания на благо общества, а не во вред ему. Кстати, на разработку подобных программ крупный бизнесмен и бывший посол США в Нидерландах Дж. Шед выделил Гарвардскому университету 20 млн. долларов (Цит. по: [9, с. 21]). Также он считал, что кандидатов с искаженными моральными устоями необходимо отсеивать уже на стадии приема в ВУЗы. Более того, считаем, что этическая проблема-

тика должна стать неотъемлемой частью каждой дисциплины.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Вебер М. Протестантская этика и дух капитализма: Избранные произведения. – М.: Прогресс, 1990. – 808 с.
2. Домострой. – М.: Паломник, 2002. – 250 с.
3. Посошков И. Т. Книга о скудости и богатстве. – М.: Изд. дом «Экономическая газета», 2001.
4. Пихно Д. И. Основания политической экономии. – К., 1890.
5. Янжул И. И. Экономическое значение честности (Забытый фактор производства). – М., 1912.
6. Булгаков С. Н. Православие. – М.: ООО «Изд-во АСТ», 2003. – 365 с.
7. Матвеев П. Е. Этика. Основы хозяйственной этики: Курс лекций. Ч. 2. – Владимир: Владим. гос. ун-т, 2003. – 64 с.
8. Ветошкин А. П. Духовная основа становления личности как субъекта хозяйствования / А. П. Ветошкин, М. А. Миняйло // Русский экономический вестник: Научно-публицистический журнал. Специальный выпуск. Материалы Всероссийских научно-богословских чтений. Екатеринбург, 27-28 июня 2003 г. – Екатеринбург: Изд-во Урал. ун-та, 2003. – 423 с. – С. 283-306.
9. Шихирев П. Н. Возможна ли этика бизнеса? // Общественные науки и современность, 1997, № 6. – С. 16-25.
10. Павлов Р. Н. Институты социальной ответственности бизнеса и проблемы корпоративного управления в России / Препринт. – М.: ЦЭМИ РАН, 2003. – 49 с.
11. Симонд де Сисмонди Ж. Новые начала политической экономии, или о богатстве в его отношении к народонаселению. Т. 2. – М.: Соцэкгиз, 1937.
12. Политическая и экономическая этика. – М.: ФАИР-ПРЕСС, 2001. – 368 с.
13. Рих А. Хозяйственная этика. – М., 1996. – С. 564.
14. Николай Сербский (Велимирович), святитель, Слово о Законе (Номология). – М.: Изд-во Братства Святителя Алексия. Центр святоотеческих переводов; Изд-во «Феофания», 2005. – 128 с.
15. Антонов М. Гений русской экономической мысли // Молодая гвардия, 2000, № 3. – С. 5-44.
16. Корнійчук О. Е. Етичні аспекти економічного мислення // Актуальні Проблеми Економіки, 2005, № 6. – С. 4-14.
17. Гундаров И. А. Пробуждение: пути преодоления демографической катастрофы в России. – М., 2001. – 352 с.
18. Стан корупції в Україні // Результати загальнонаціонального дослідження 2007 р. (скорочена версія) - травень 2007.
19. Пахомов Ю. Украина: парадоксы роста и развития. Украина снова – уж который раз – стоит перед выбором своего пути.// <http://www.komunist.com.ua>

Поступила в редколлегию 07.02.2008.

ВПЛИВ ПІДВИЩЕННЯ ШВИДКОСТІ РУХУ ПОЇЗДІВ НА ВИТРАТИ ЕНЕРГОРЕСУРСІВ

Розглядається вплив підвищення швидкості руху поїздів на витрати енергоресурсів.

Рассматривается влияние повышения скорости движения поездов на расход энергоресурсов.

Influence of the increase of train speed on the consumption of power resources is under consideration.

1. Основні положення

Організація руху поїздів з раціональними для конкретних умов експлуатації швидкостями має важливе значення для зниження експлуатаційних витрат. Раціональною вважається така швидкість, за якої окупаються витрати на її реалізацію.

Останнім часом в Україні проводиться багато досліджень, пов'язаних з підвищенням швидкості руху поїздів. При цьому в основному аналізуються витрати на реалізацію такого підвищення і скорочення часу руху. В той же час підвищення швидкості вочевидь призводить до збільшення енергоресурсів і витрат на утримання інфраструктури [1-3]. Під енергоресурсами будемо розуміти механічну роботу сили тяги локомотива (або роботу сил опору), витрати електроенергії чи дизельного палива.

Недоліки існуючих методів економічної оцінки вартості часу пасажирів та соціальних ефектів від скорочення тривалості подорожі не дозволяють виконати повноцінну оцінку економічного ефекту від підвищення швидкості руху поїздів. Необхідний сучасний підхід, який би враховував зміну енергоресурсів та витрат на утримання інфраструктури при збільшенні швидкості руху поїздів.

Відомо, що факторами, які впливають на знос інфраструктури залізниці, з однієї сторони є механічна робота сили тяги локомотива R_m і робота сил опору руху R_c , з іншої – пропущений тоннаж G і осьове навантаження q_o . Два останніх фактори надалі будуть визначатися роботою вертикальних сил R_b , що діють на колію. Такий підхід дозволяє враховувати структуру поїздопотoku та інтенсивність руху поїздів.

Крім названих факторів потрібно дослідити роботу бічних сил R_o , що діють в горизонталь-

ній площині, а також роботу гальмівних сил R_b .

Механічна робота сил опору визначає ступінь зносу ходових частин рухомого складу і верхньої будови колії і складається з роботи сил опору руху R_w і роботи гальмівних сил R_b , яка має місце на ділянках гальмування, тобто

$$R_c = R_w + R_b \quad (1)$$

Ураховуючи мету дослідження, аналізу піддавались складові опору руху, які виникають при взаємодії рухомого складу і колії.

Опір від кочення коліс по рейках. При коченні колеса по рейці відбувається стискання колеса і рейки у вертикальній площині, прогин рейки як балки, тертя дотичних поверхонь колеса, рейки, шпал і баласту. Величина стискання колеса і рейки пропорційна модулю пружності металу. Вплив прогину колії на опір руху до останнього часу мало досліджений.

При набіганні колеса на рейку і прогині останнього, зі сторони рейки виникає деяка реактивна сила AB (рис. 1).

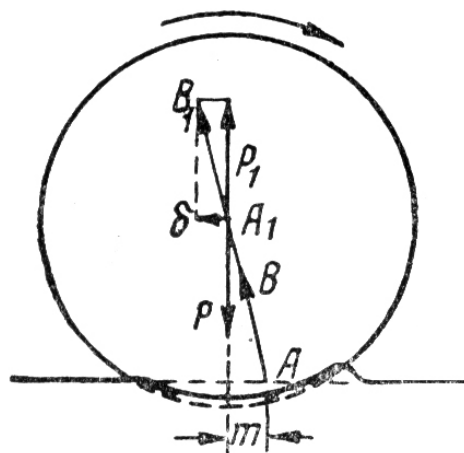


Рис. 1. Сили, що викликають опір від кочення колеса по рейці

Унаслідок деформації і прогину рейки точка прикладення реакції рейки зміщується вперед на величину m . Величина m залежить від якості і стану рейкової колії. Можна припустити, що сила AB проходить через центр колеса (фактично вона відхилена дещо вперед) і дорівнює A_1B_1 [6]. Розкладемо останню на дві складові P_1 і δ . Складові P_1 дорівнює навантаженню від колеса P і зрівноважує її. Складові δ є силою опору кочення колеса і приблизно дорівнює $\delta \approx m \frac{P_1}{R}$, тобто обернено пропорційна

радіусу колеса R і зменшується при збільшенні жорсткості поверхні колеса і рейки. Величина цього опору залежить як від типу рухомого складу, осьового навантаження, так і від типу й технічного стану верхньої будови колії.

Опір від тертя ковзання між колесом і рейкою. Одночасно з коченням колеса відбувається частково і прослизання його по рейці. Це ковзання є слідством конусності профілю кочення колеса і звивистості руху вагона.

Колесо торкається рейки овальною площиною довжиною ab (рис. 2), унаслідок чого точки a і b лежать на колах різних радіусів (R_I і R_{II}). Кочення колеса без ковзання можливе тільки у випадку одного радіуса R . Із-за нерівності кіл кочення колісна пара котиться з вилянням, тобто під час поступального руху переміщується в поперечному напрямку то в одну, то в іншу сторону. Ступінь виляння залежить від багатьох факторів, в тому числі від поздовжньої сили і стану устроїв зчеплення (в поїздах, що рухаються на підйом, виляння менше, ніж при русі на спуск). Характер виляння залежить також від характеру зносу і ступеня конічності бандажів.

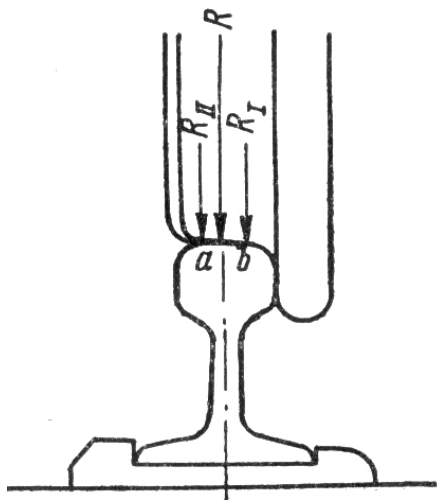


Рис. 2. Торкання колеса з рейкою

Опір від ударів і коливань. Рух поїздів супроводжується ударами на стиках рейок унаслідок нерівностей колії в профілі й плані, наявності вибоїн на колесах тощо. При кожному ударі жива сила поїзда зменшується, так як деяка її частина витрачається на механічну роботу удару. Втрату живої сили вагону масою P від ударів на стиках приблизно можна визначити за формулою $P(aV + bV^2)$, де a, b - коефіцієнти, що залежать від величини зазорів у рейках, жорсткості колії та пружних властивостей ресор [6].

2. Розробка тягово-експлуатаційної моделі

Вищенаведені основні положення були враховані при розробці тягово-експлуатаційної моделі. Програма дозволяє визначати допустиму швидкість руху поїздів в кривих, виконувати тягові розрахунки, оцінювати комфортабельність їзди, визначати механічну роботу сили тяги локомотива, роботу сил опору, роботу гальмівних сил, а також роботу вертикальних і горизонтальних сил.

3. Дослідження впливу параметрів траси й експлуатаційних факторів на знос колійної інфраструктури

Для аналізу впливу підвищення швидкості руху на зношення колійної інфраструктури були виконані тягові розрахунки спочатку на еталонних ділянках, потім – на існуючих реальних. Еталонні ділянки відрізнялись своїми параметрами, що дозволило провести факторний аналіз. Так, розглядався поздовжній профіль ділянок різного абрису із зміною крутизни ухилів від 4 до 20 ‰. План лінії враховувався через питому вагу кривих, яка змінювалась від 10 до 80 % від довжини ділянки, і середній радіус – від 400 до 2000 м. Передбачалось, що на таких ділянках рухаються поїзди різних категорій і норм маси і відповідно до цього задавались допустимі швидкості прослідування роздільних пунктів від 60 до 120 км/год, а максимально допустимі на перегонах – від 80 до 160 км/год.

Для зменшення помилки апроксимації, поперше, були відокремлені тепловозна та електрична тяги. По-друге, окремо розглядалися вантажні, приміські і пасажирські поїзди, а також поїзди типу «Столичний експрес». По-третє, в окремі групи біли виділені ділянки за середнім уклоном поздовжнього профілю $i_{\text{середн.}}$ (легкий, середній та важкий за такою градацією:

$$i_{\text{середн.}} \leq 6\text{‰} \text{ — легкий профіль;}$$

$6\text{‰} < i_{\text{середн.}} \leq 9\text{‰}$ – середній профіль;

$9\text{‰} < i_{\text{середн.}}$ – важкий профіль.

Для пасажирських поїздів та експресів, крім того, введено розподілення за складністю плану лінії через середній радіус (з урахуванням прямих ділянок):

$R_{\text{середн.}} \geq 2000$ м – легкий план;

$2000 \text{ м} > R_{\text{середн.}} \geq 1000$ м – середній план;

$1000 \text{ м} > R_{\text{середн.}}$ – важкий план.

Для визначення впливу показників еталонних ділянок на фактори, що призводять до зносу колії, було виконано близько мільйона розрахунків, за результатами яких отримані кореляційні зв'язки між характеристиками еталонних ділянок та тягово-енергетичними факторами. Було встановлено, що найбільш тісні зв'язки існують між факторами, що призводять до зносу залізничної колії (робота сил опору і гальмівних сил, робота бокових і вертикальних сил), видом тяги і типами поїздів,

складністю плану й профілю, швидкістю руху і масою поїздів, а також довжиною перегону.

Запропонована методика була використана в реальних умовах експлуатації. Результати виконаних розрахунків наведені для ділянок, що відрізняються показниками плану та профілю: Київ – Львів, Дарниця – Лозова, Красноград – Дніпропетровськ, Лозова – Сімферополь для однієї категорії поїздів «Столичний експрес» при різних значеннях максимальної швидкості поїздів (100...160 км/год).

Для прикладу на рис. 3 показана зміна механічної роботи сили тяги локомотива. З рисунку видно, що значення цього фактору суттєво змінюються по довжині лінії, що залежить від параметрів поздовжнього профілю, плану, наявності обмежень швидкості, режиму ведення поїзду, швидкості руху тощо. Отже і вплив на знос колійної інфраструктури буде різний. Тому при виконанні порівняльних розрахунків треба поділяти такі ділянки на окремі складові з однорідними параметрами.

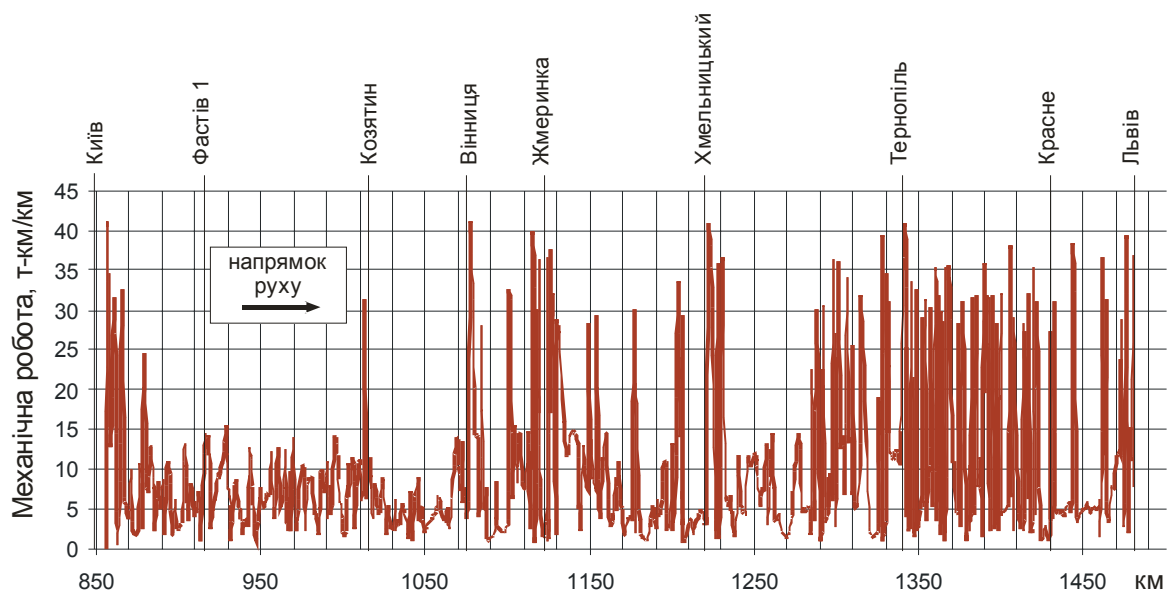


Рис. 3. Зміна механічної роботи при русі пасажирського поїзда за напрямком Київ – Львів

В табл. 1 наведено порівняння механічної роботи сили тяги локомотива ЧС8, маса поїзда 1100 т на напрямку Київ-Львів, отриманої за результатами тягових розрахунків і за методикою, що запропонована.

Для кожного з варіантів були отримані значення часу руху та витрати енергоресурсів і визначені питомі значення скорочення часу руху (Δt , с/км) та збільшення витрат енергоресурсів (ΔR_m , %) порівняно з максимальною швидкістю 100 км/год (табл. 2).

З табл. 2 видно, що збільшення швидкості призводить до суттєвого зростання витрат енергоресурсів. При швидкості 160 км/год ці витрати зростають майже втричі.

На рис. 4 наведено графічне відображення залежності Δt від підвищення максимальної швидкості руху поїздів ΔV відносно швидкості 100 км/год. Середні значення цього підвищення, які на графіку представлено пунктирною лінією, можуть бути описані рівнянням

$$\Delta t = 0,0025\Delta V^2 + 0,285\Delta V.$$

Таблиця 1

**Порівняння механічної роботи сили тяги локомотива
за результатами тягових розрахунків і запропонованою методикою**

Ділянка	Механічна робота, т-км		Співвідношення, %
	за тяговими розрахунками	за методикою	
Київ-Пас. – Фастів-1	419	462	10.3
Фастів-1 – Козятин-Пас.	517	581	12.4
Козятин-Пас. – Вінниця	353	383	8.5
Вінниця – Жмеринка-Пас.	395	294	25.6
Жмеринка-Пас. – Хмельницький	752	619	17.7
Хмельницький – Підволочиськ	488	413	15.4
Підволочиськ – Тернопіль	400	319	20.2
Тернопіль – Красне	1008	832	17.5
Красне – Львів	418	366	12.4

Таблиця 2

**Скорочення часу руху та збільшення механічної роботи сили тяги локомотива в залежності
від рівня максимальної швидкості, км/год**

Назва ділянки	Довжина, км	$V_{\max} = 120$		$V_{\max} = 140$		$V_{\max} = 160$	
		Δt	ΔR_M	Δt	ΔR_M	Δt	ΔR_M
Київ – Фастів	63.3	0.6	33	0.5	04	0.3	73
Фастів – Козятин	94.7	5.9	20	9.0	78	11.0	170
Козятин – Жмеринка	109.0	5.6	21	7.6	95	8.2	161
Жмеринка – Підволочиськ	164.8	5.5	29	8.0	104	8.8	173
Підволочиськ – Тернопіль	51.2	3.1	57	4.6	105	5.2	141
Тернопіль – Красне	89.5	3.5	99	4.7	178	5.0	223
Красне – Львів	50.5	4.7	53	6.9	127	7.8	201
Дарниця – Гребінка	132.0	5.9	24	9.8	67	13.0	138
Гребінка – Полтава	203.6	4.1	44	6.2	98	6.9	143
Полтава – Лозова	80.2	3.3	52	4.5	111	4.9	138
Красноград – Дніпропетровськ	127.9	5.5	46	7.8	134	8.6	196
Лозова – Запоріжжя	167.6	5.7	31	8.3	98	9.4	165
Запоріжжя – Мелітополь	111.7	5.7	39	8.3	134	9.3	197
Мелітополь – Сімферополь	244.4	5.9	22	9.2	80	11.0	153
Середні значення		5.0	41	7.3	108	8.4	169

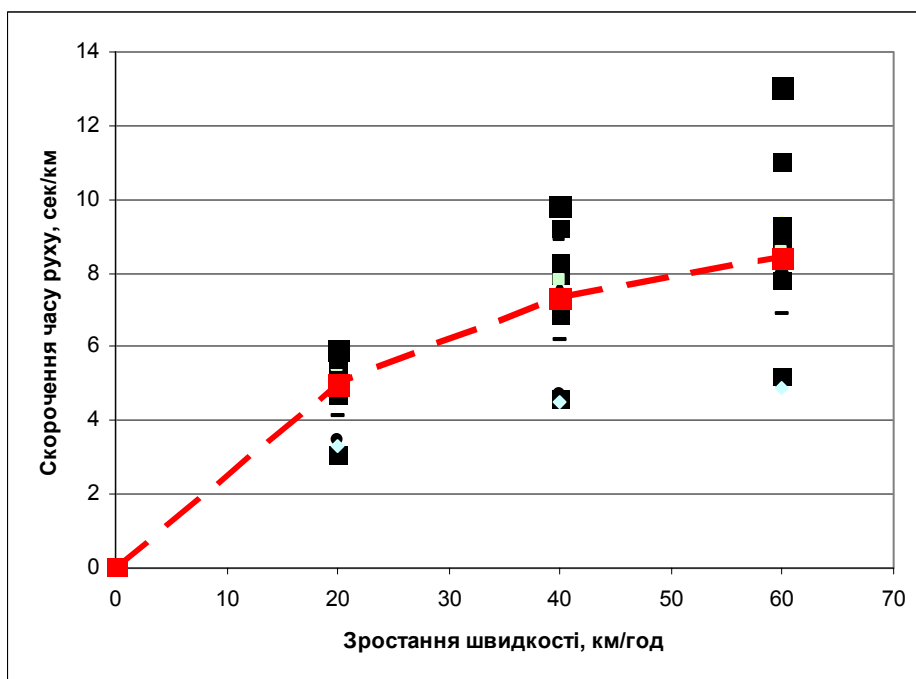


Рис. 4. Питома економія часу руху в залежності від підвищення швидкості

На рис. 5 наведено графічне відображення залежності ΔR_m від підвищення максимальної швидкості руху поїздів ΔV відносно швидкості

100 км/год, а середні значення цього підвищення, які на графіку представлено пунктирною лінією, описані рівнянням $\Delta R = 0.013\Delta V^2 + 2.1\Delta V$.

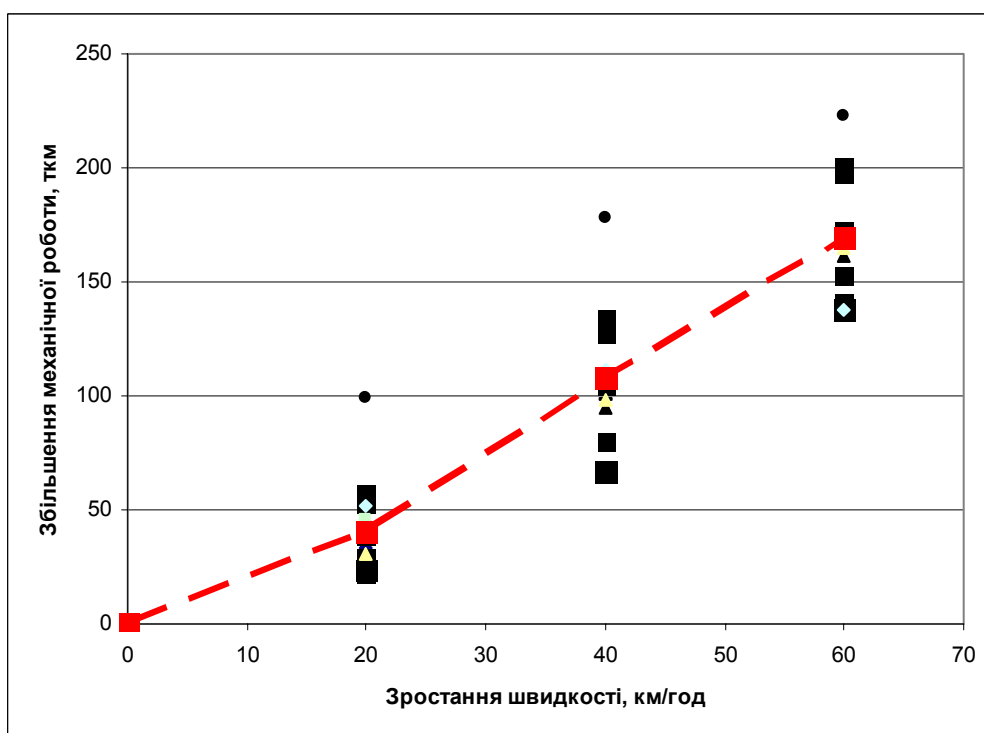


Рис. 5. Питоме збільшення витрат енергоресурсів в залежності від підвищення швидкості

Загальна дія рухомого складу, що призводить до зносу колійної інфраструктури, визначалась за формулою

$$D = D_{\text{позд.}} + D_{\text{поп.}} + D_{\text{верт.}}$$

Поздовжня дія рухомого складу на колію $D_{\text{позд.}}$ складається з механічної роботи та роботи сил гальмування і з достатньою для даного дослідження точністю для кожної категорії поїздів може визначатися за наступною формулою

$$D_{\text{позд.}} = \frac{Q \cdot L}{1000} \cdot \left(a + \frac{b \cdot Q + c \cdot l_{\text{пер.}}}{1000} \right),$$

де Q – маса поїзду, т;

L – довжина ділянки, км;

$l_{\text{пер.}}$ – середня довжина перегону, км;

a, b, c – коефіцієнти апроксимації.

Як показали розрахунки, дію вертикальних сил $D_{\text{верт.}}$ можна представити через дію поздовжніх сил за допомогою коефіцієнтів

$$D_{\text{верт.}} = k_{\text{верт.}} \cdot k_{\text{стан}} \cdot D_{\text{позд.}}$$

Середнє співвідношення між поздовжньою та вертикальною діями $k_{\text{верт.}}$ при стані залізничної колії після ремонту ($k_{\text{стан}} = 1$), що оцінюється як «добре», складає 0.05 для пасажирського руху, при електричній тязі 0.10 – для вантажного руху та 0.15 – при тепловозній. Якщо колія знаходиться в стані, що потребує негайного ремонту, то $k_{\text{стан}} = 3.2$. Для міжремонтного періоду приймається $k_{\text{стан}} = 1.7$. Детально це питання розглянуто в роботі [7].

Дію поперечних сил $D_{\text{поп.}}$ можна визначити

за формулою

$$D_{\text{поп.}} = Q \cdot L_{\text{кр}} \cdot K_{\text{поп.}},$$

$$\text{де } K_{\text{поп.}} = \frac{\sqrt{V_{\text{ср}}^4 - 9720 V_{\text{ср}}^2 + 2.36 \cdot 10^7}}{850 R_{\text{ср}}};$$

$L_{\text{кр}}$ – загальна довжина кривих на ділянці, км;

$V_{\text{ср}}$ – середня швидкість руху, км/год;

$R_{\text{ср}}$ – середній радіус кривих, м.

Як показали розрахунки, для пасажирських поїздів дія вертикальних сил $D_{\text{верт.}}$ може визначатися через поздовжню дію за допомогою коефіцієнту 0.05, а $D_{\text{поп.}}$ – через коефіцієнт ΔV , який визначається через збільшення швидкості відносно 100 км/год за наступною формулою

$$k = 0.05 + 0.003 \Delta V.$$

Таким чином, загальний вплив на колію для розглянутих в роботі вихідних даних може бути представлено через роботу поздовжніх сил

$$D = (0.1 + 0.003 \Delta V) \cdot D_{\text{позд.}}$$

Математичні очікування m значень часу руху t (с/км) та $D_{\text{позд.}}$ (ткм, віднесені до 1-го кілометра та 1-ї тони маси поїзду) та їх середньоквадратичні відхилення σ (%), отримані за результатами розрахунків на еталонних ділянках, наведені в табл. 3.

Таблиця 3

Математичні очікування часу руху та робота поздовжніх сил

$V_{\text{max}},$ км/год	Кількість варіантів	t		$D_{\text{позд.}}$	
		m_t	σ_t	m_D	σ_D
100	1999	42.1	9	13.6	40
120	90000	41.8	22	18.9	38
140	40115	39.8	25	23.0	39
160	30000	36.6	21	21.0	37

Зростання витрат на утримання інфраструктури ΔD (%), в залежності від підвищення швидкості, представлено на рис. 6. На цьому ж

рисунку пунктиром показана апроксимуюча залежність $\Delta D = 0.035 \Delta V^2 + 3.5 \Delta V$.



Рис. 6. Зростання витрат на утримання колійної інфраструктури (%) в залежності від збільшення максимальної швидкості руху поїздів

Деяке зменшення витрат на утримання інфраструктури в кінці графіку пов'язано зі зменшенням гальмувань.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. Отримані аналітичні залежності характеризують вплив основних факторів (довжини ділянки, типу рухомого складу, швидкості руху, стану залізничної колії тощо) на знос залізничної колії. Коефіцієнти кореляції визначають зв'язок між кількісними показниками впливу на колію та якісним станом колійної інфраструктури. Такий підхід дає можливість давати попередню оцінку впливу різних факторів на знос колійної інфраструктури, не виконуючи багатоваріантних тягових розрахунків та тривалих статистичних спостережень.

2. Оскільки в подальших розрахунках важливими є не абсолютні значення тих чи інших показників, а їх співвідношення, то апроксимуючі залежності можуть використовуватися для розрахунків частки кожного поїзду та груп поїздів в загальних витратах на утримання інфраструктури.

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Корженевич І. П. Деякі економічні аспекти впровадження швидкісного руху на залізницях України / І. П. Корженевич, М. Б. Курган, В. В. Савченко // Транспорт: Зб. наук. праць ДПТУ, Вип. 8. – Д., 2001. – С. 74-82.

2. Кирпа Г. Н. Повышение скоростей движения поездов на магистрали Львов – Мостиска II – Государственная граница / Г. Н. Кирпа, И. П. Корженевич, Н. Б. Курган // Проектирования, производство та эксплуатация автотранспортных средств и поездов. Праці Зах. Наук. центру, Львів, 2000, № 7. – С. 76-78.
3. Курган М. Б. Аналіз роботи залізниць України з позиції впливу інтенсивності перевезень на знос інфраструктури / М. Б. Курган, І. П. Корженевич, Ю. С. Бараш, Н. І. Верхоглядова // Вісн. Дніпропетр. нац. ун-ту заліз. трансп. ім. акад. В. Лазаряна, Вип. 19. – Д.: Вид-во ДНУЗТ, 2007. – С. 265-270.
4. Правила тяговых расчетов для поездной работы. – М.: Транспорт, 1985. – 287 с.
5. Гребенюк П. Т. Тяговые расчеты: Справочник / Под ред. П. Т. Гребенюка / П. Т. Гребенюк, А. Н. Долганов, А. И. Скворцова. – М.: Транспорт, 1987. – 272 с.
6. Бабичков А. М. Тяга поездов / А. М. Бабичков, В. Ф. Егорченко. – М.: Трансжелдориздат, 1955. – 356 с.
7. Курган Д. М. Вплив стану залізничної ділянки і структури поїздопотоку на життєвий цикл колії / Д. М. Курган, І. О. Бондаренко // Вісн. Дніпропетр. нац. ун-ту заліз. трансп. ім. акад. В. Лазаряна, Вип. 19. – Д.: Вид-во ДНУЗТ, 2007. – С. 78-83.

Надійшла до редколегії 26.02.2008.

ОЦІНКА ВАРІАНТІВ ПОДОВЖЕННЯ ТЕРМІНУ СЛУЖБИ ПАСАЖИРСЬКИХ ВАГОНІВ

В даній роботі зроблена економічна оцінка 9 варіантів подовження терміну служби пасажирських вагонів після закінчення нормативного строку. Порівняння конкурентних варіантів виконувалася за допомогою методу оцінки інвестиційних проектів.

В настоящей работе выполнена экономическая оценка 9 вариантов продления срока службы пассажирских вагонов после окончания нормативного срока. Сравнение конкурентных вариантов выполнялось с помощью метода оценки инвестиционных проектов.

The economic estimate of 9 variants of prolongation of passenger coaches' service life after completion of normative period is performed in the paper. Comparison of the alternative variants was executed with the help of a method of estimate of investment projects.

ВСТУП. Залізничний транспорт України функціонує неефективно, що призвело до катастрофічного зносу рухомого складу. Ступень зносу пасажирських вагонів за різними оцінками становить 86...91 %. Загальна кількість пасажирських вагонів, яка з 1992 року була придбана Укрзалізницею лише за власні кошти, становить близько 400 одиниць, що відповідає щорічній кількості вагонів, яка закуплялась за часи СРСР.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ. Перед Головним управлінням пасажирських перевезень постала задача оновити парк пасажирських вагонів в умовах жорсткого дефіциту інвестицій. Це можна зробити за рахунок удосконалення організації руху пасажирських поїздів, подовження терміну служби існуючого рухомого складу або придбання нових вагонів. В даній статті розглянута проблема оновлення парку пасажирських вагонів за рахунок подовження терміну служби.

РЕЗУЛЬТАТИ. Дослідження, які були виконані Дніпропетровським національним університетом залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна у розділі 3 науководослідної роботи [1], показали, що можна виділити 20 варіантів подовження терміну служби пасажирських вагонів. Ці варіанти були поділені на три групи:

1 – подовження терміну служби пасажирських вагонів після 28 років, технічного діагностування і КР-1;

2 – подовження терміну служби пасажирських вагонів після 28 років, технічного діагностування і КРП;

3 – подовження терміну служби пасажирських вагонів після 28 років, технічного діагностування і КВР.

З кожної групи для подальших досліджень

вибрано варіанти за існуючою технологією, технологією Головного пасажирського управління та за пропозиціями ДПТ. Порівняння варіантів зведено у розрахункові табл. 1...3.

Витрати за усіма варіантами подовження терміну служби існуючих пасажирських вагонів розраховуються протягом 25 років (термін найбільшого подовження життєвого циклу). Але після 23 років значення коефіцієнта дисконтування стає дуже малим і не впливає на подальші розрахунки.

За перший рік відновлювального циклу приймається 29-й рік подовженого терміну служби вагона.

При побудові таблиць ставка дисконту приймалася рівною 12 %, як сума безризикової ставки – 6,0 %, премія за низьку ліквідність 3,0 %, премія за ризик галузева 1,0 % та інша – 2,0 %.

ВИСНОВКИ. Аналізуючи дані табл. 1...4, можна зробити висновок про те, що в умовах дефіциту інвестицій на придбання рухомого складу можна й доцільно паралельно виконувати капітально-відновлювальний ремонт вагонів, оскільки витрати на їх життєвий цикл завжди менші, ніж на придбання нового вагона середньою вартістю 5000 тис. грн. При порівнянні видно, що самими економічними є варіанти подовження терміну служби пасажирських вагонів після технічного діагностування та КР-1, але їх можна виконувати не усім вагонам. З них самим оптимальним є варіант 4, запропонований ДПТом.

З інших варіантів найбільш привабливим є варіант 14 з подовженням терміну служби купейного вагону на 18 років з пролонгацією ще на 1-4 роки. Але для цього варіанту потрібні додаткові випробування на міцність.

Таблиця 1

**Порівняльні витрати на подовження життєвого циклу пасажирського вагона
за варіантами 1, 2 та 4**

Показники		Плановий вид ремонту після 28 років за варіантами			Собівартість ремонту, тис. грн.			Коефіцієнт дисконтування	Сумарні витрати на подовження життєвого циклу після 28 років, тис. грн		
		1	2	4	1	2	4		1	2	4
Термін подовження життєвого циклу пасажирського вагону після 28 років служби	1	КР-1	КР-1	КР-1	82	82	82	1,000	82,000	82,000	82,000
	2		ДР			40		0,893	0,000	35,720	0,000
	3	ДР	ДР	ДР	40	40	40	0,797	31,880	31,880	31,880
	4		ДР			40		0,712	0,000	28,480	0,000
	5	ДР	ДР	ДР	40	40	40	0,636	25,440	25,440	25,440
	6	КР-1	КР-1	КР-1	82	82	82	0,567	46,494	46,494	46,494
	7		ДР	ДР		40	40	0,507	0,000	20,280	20,280
	8	ДР	ДР		40	40		0,452	18,080	18,080	0,000
	9		ДР	ДР		40	40	0,404	0,000	16,160	16,160
	10	ДР	ДР	КР-1	40	40	82	0,361	14,440	14,440	29,602
	11	КР-1	КР-1		82	82		0,322	26,404	26,404	0,000
	12		ДР	ДР		40	40	0,287	0,000	11,480	11,480
	13	ДР	ДР	ДР	40	40	40	0,257	10,280	10,280	10,280
	14	Новий вагон	Новий вагон		5000	5000		0,229	1145,000	1145,000	0,000
	15			КР-1			82	0,205	0,000	0,000	16,810
	16	ДР	ДР	ДР	40	40	40	0,183	7,320	7,320	7,320
	17			ДР			40	0,163	0,000	0,000	6,520
	18	ДР	ДР	Новий вагон	40	40	5000	0,146	5,840	5,840	730,000
	19				40			0,130	5,200	0,000	0,000
	20	КР-!	КР-!	ДР	82	82	40	0,116	9,512	9,512	4,640
	21							0,104	0,000	0,000	0,000
	22	ДР	ДР	ДР	40	40	40	0,093	3,720	3,720	3,720
	23							0,083	0,000	0,000	0,000
Реверсія					-3214	-3214	-3929	0,074	-237,836	-237,836	-290,746
Разом									1193,774	1300,694	751,880

Таблиця 2

**Порівняльні витрати на подовження життєвого циклу пасажирського вагона
за варіантами 5, 13 та 14**

Показники		Плановий вид ремонту після 28 років за варіантами			Собівартість ремонту, тис. грн.			Коефіцієнт дисконтування	Сумарні витрати на подовження життєвого циклу після 28 років, тис. грн		
		5	13	14	5	13	14		5	13	14
Термін подовження життєвого циклу пасажирського вагону після 28 років служби	1	КРП	КРП	КРП	1141	1141	1141	1,000	1141,000	1141,000	1141,000
	2		ДР			40		0,893	0,000	35,720	0,000
	3	ДР		ДР	40		40	0,797	31,880	0,000	31,880
	4	ДР	ДР		40	40		0,712	28,480	28,480	0,000
	5	ДР	ДР	ДР	40	40	40	0,636	25,440	25,440	25,440
	6	ДР			40			0,567	22,680	0,000	0,000
	7	КР-1	КР-1	КР-1	82	82	82	0,507	41,574	41,574	41,574
	8	ДР	ДР		40	40		0,452	18,080	18,080	0,000
	9	ДР		ДР	40		40	0,404	16,160	0,000	16,160
	10	ДР	ДР		40	40		0,361	14,440	14,440	0,000
	11	ДР	КР-1	ДР	40	82	40	0,322	12,880	26,404	12,880
	12	КР-1	ДР		82	40		0,287	23,534	11,480	0,000
	13	ДР		КР-1	40		82	0,257	10,280	0,000	21,074
	14	Новий вагон	ДР		5000	40		0,229	1145,000	9,160	0,000
	15			ДР			40	0,205	0,000	0,000	8,200
	16	ДР	КР-1		40	82		0,183	7,320	15,006	0,000
	17		ДР	ДР		40	40	0,163	0,000	6,520	6,520
	18	ДР	ДР		40	40		0,146	5,840	5,840	0,000
	19		Новий вагон	КР-1		5000	82	0,130	0,000	650,000	10,660
	20	КР-1		ДР	82		40	0,116	9,512	0,000	4,640
	21		ДР	ДР		40	40	0,104	0,000	4,160	4,160
	22	ДР		Новий вагон	40		5000	0,093	3,720	0,000	465,000
	23		ДР			40		0,083	0,000	3,320	0,000
Реверсія					-3214	-4286	-4643	0,074	-237,836	-317,164	-343,582
Разом									2319,984	1719,460	1445,606

**Порівняльні витрати на подовження життєвого циклу пасажирського вагона
за варіантами 15 та 16 і 17 (з пролонгацією)**

Показники		Плановий вид ремонту після 28 років за варіантами			Собівартість ремонту, тис. грн.			Коефіцієнт дисконтування	Сумарні витрати на подовження життєвого циклу після 28 років, тис. грн		
		15	16	17	15	16	17		15	16	17
Термін подовження життєвого циклу пасажирського вагону після 28 років служби	1	КВР	КВР	КВР	1420	1420	1420	1,000	1420,000	1420,000	1420,000
	2							0,893	0,000	0,000	0,000
	3	ДР	ДР	ДР	40	40	40	0,797	31,880	31,880	31,880
	4		ДР			40		0,712	0,000	28,480	0,000
	5	ДР	ДР	ДР	40	40	40	0,636	25,440	25,440	25,440
	6							0,567	0,000	0,000	0,000
	7	КР-1	КР-1	КР-1	82	82	82	0,507	41,574	41,574	41,574
	8							0,452	0,000	0,000	0,000
	9	ДР	ДР	ДР	40	40	40	0,404	16,160	16,160	16,160
	10		ДР			40		0,361	0,000	14,440	0,000
	11	ДР		ДР	40		40	0,322	12,880	0,000	12,880
	12	КР-1	КР-1		82	82		0,287	23,534	23,534	0,000
	13			КР-1			82	0,257	0,000	0,000	21,074
	14	ДР	ДР		40	40		0,229	9,160	9,160	0,000
	15		ДР	ДР		40	40	0,205	0,000	8,200	8,200
	16	ДР	КР-1		40	82		0,183	7,320	15,006	0,000
	17	КР-1		ДР	82	40	40	0,163	13,366	6,520	6,520
	18		ДР			40		0,146	0,000	5,840	0,000
	19	ДР	ДР	КР-1	40	40	82	0,130	5,200	5,200	10,660
	20							0,116	0,000	0,000	0,000
	21	ДР	КР-1	ДР	40	82	40	0,104	4,160	8,528	4,160
	22	КР-1	ДР	ДР	82	40	40	0,093	7,626	3,720	3,720
	23							0,083	0,000	0,000	0,000
	24	Новий вагон	ДР	ДР	5000	40	40	0,074	370,000	2,960	2,960
	25		ДР	ДР		40	40	0,066	0,000	2,640	2,640
Реверсія					-4642			0,059	-273,878	0,000	0,000
Разом									1714,422	1669,282	1607,868

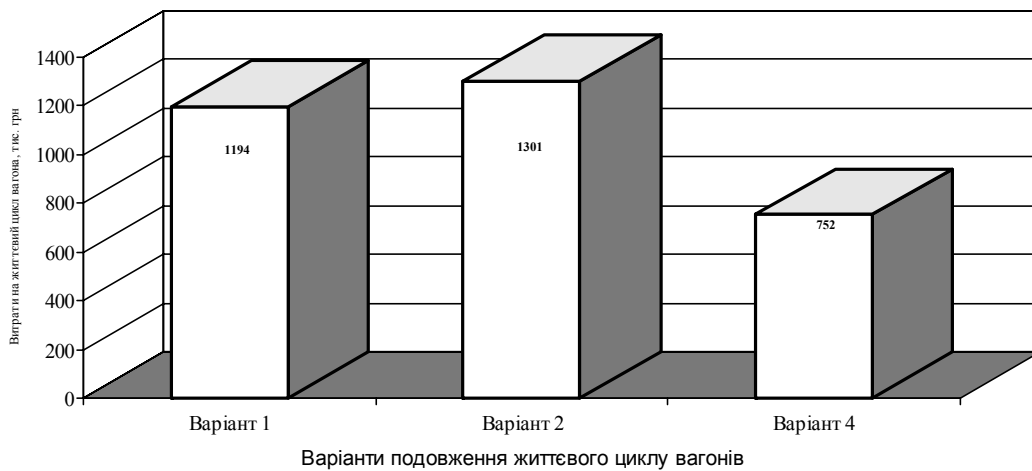


Рис. 1. Порівняння ремонтних витрат (дисконтних) на життєвий цикл пасажирського вагона при подовженні терміну служби після 28 років, технічного діагностування та КР -1

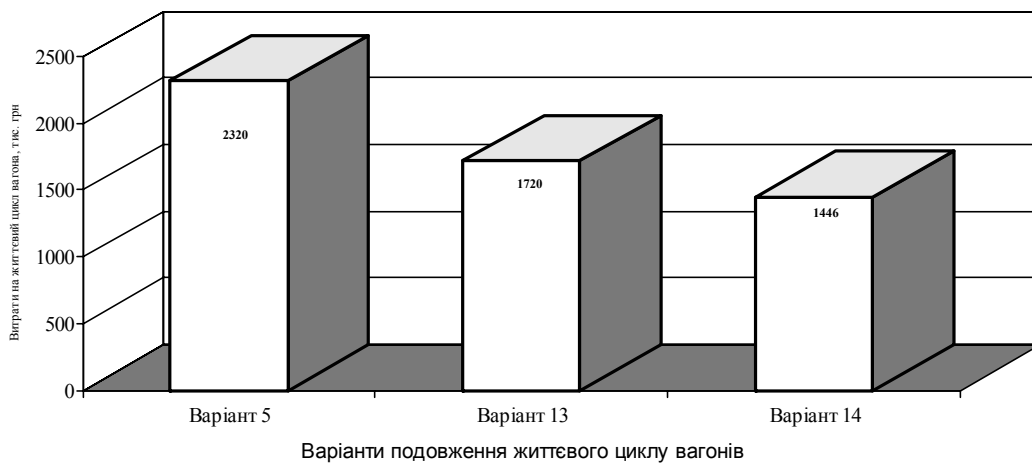


Рис. 2. Порівняння ремонтних витрат (дисконтних) на життєвий цикл пасажирського вагона при подовженні терміну служби після 28 років, технічного діагностування та КРП

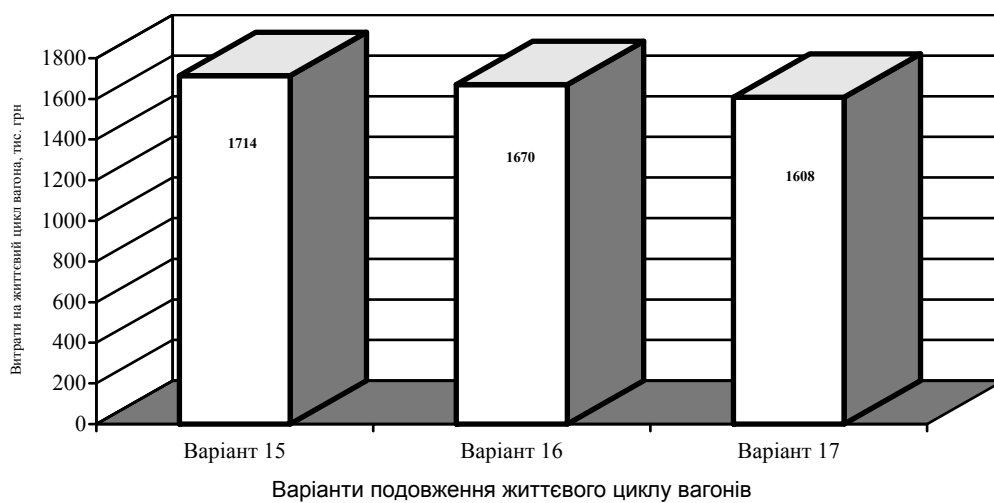


Рис. 3. Порівняння ремонтних витрат (дисконтних) на життєвий цикл пасажирського вагона при подовженні терміну служби після 28 років, технічного діагностування та КВР

Нижче в табл. 4 подано економічний рей-

тинг запропонованих варіантів.

Таблиця 4

**Порівняння варіантів подовження терміну служби
пасажирських вагонів за рейтингом**

Номер варіанту подовження життєвого циклу вагону	Номер групи	Характеристика варіанту	Дисконтні витрати, тис грн	Рейтинг
1	1	Подовження терміну служби на 13 років після КР-1 (існуюча технологія)	1194	3
2	1	Подовження терміну служби на 13 років після КР-1 (технологія запропонована УЗ)	1301	2
4	1	Подовження терміну служби на 14-17 років після КР-1 (технологія ДПТУ)	752	1
5	2	Подовження терміну служби на 13 років після КРП (існуюча технологія)	2320	9
13	2	Подовження терміну служби на 15-20 років після КРП (технологія ДПТУ)	1720	8
14	2	Подовження терміну служби на 18-23 років після КРП (технологія ДПТУ)	1446	4
15	3	Подовження терміну служби на 23 роки після КВР (існуюча технологія)	1714	7
16	3	Подовження терміну служби на 23 роки після КВР (технологія запропонована УЗ)	1670	6
17 з пролонгацією	3	Подовження терміну служби на 23-27 років після КВР (технологія ДПТУ)	1608	5

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Розробка заходів щодо зменшення дефіциту пасажирських вагонів за рахунок оптимізації КВР, формування та організації руху поїздів / Звіт про науково-дослідну роботу № держреєстрації 0107U010378 // Дніпропетровський наці-

ональний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна. Дніпропетровськ. – 2007 р.

Надійшла до редколегії 13.03.2008.

Р. І. СОЛОПЕНКО (Київський національний авіаційний університет)

МЕТОДИЧНІ ПИТАННЯ ЕКОНОМІЧНОГО ОБГРУНТУВАННЯ УПРАВЛІНСЬКИХ РІШЕНЬ НА АВІАЦІЙНОМУ ПІДПРИЄМСТВІ

Визначена необхідність економічного обґрунтування управлінських рішень на авіаційному підприємстві, пов'язаних з операційною, кадровою, фінансовою, інвестиційною, інформаційно-телекомунікаційною, інноваційною, маркетинговою і зовнішньоекономічною діяльностями авіаційного підприємств і впроваджена методика економічного обґрунтування управлінських рішень з використанням економіко-математичного моделювання в автоматизованій системі управління (АСУ) авіаційним підприємством.

Определена необходимость экономического обоснования управленческих решений на авиационном предприятии, связанных с операционной, кадровой, финансовой, инвестиционной, информационно-телекоммуникационной, инновационной, маркетинговой и внешне экономической деятельностью авиационного предприятия и внедрена методика экономического обоснования управленческих решений с использованием экономико-математического моделирования в автоматизированной системе управления (АСУ) авиационным предприятием.

The necessity of economic ground of administrative decisions related to the operation, staff, financial, investment, information & telecommunication, innovative, marketing and international economic activities of an aviation enterprise is determined for such an enterprise, and the procedure of economic substantiation of administrative decisions with use of economico-mathematical modelling in automated control system (ACS) for an aviation enterprise is implemented.

Вступ. Одним з перспективних напрямів створення конкурентного середовища є економічне обґрунтування управлінських рішень в системі управління авіаційним підприємством, яке є важливим елементом ринкової економіки. Воно не потребує значних затрат, має швидку окупність витрат, є більш активним елементом в інноваційній діяльності, здатне сприяти процесам демонополізації економіки і стимулювати конкуренцію, звільняє підприємство від виробництва нерентабельної для нього продукції; створює додаткові робочі місця, додатково залучає в економічний обіг матеріальні, фінансові, людські і інформаційні ресурси й інше. Водночас процес становлення економічного обґрунтування управлінських рішень в системах управління підприємствами України, і в тому числі авіаційними підприємствами, проходить досить невизначено, і це пов'язано з відсутністю методичного забезпечення економічного обґрунтування управлінських рішень в системі менеджменту підприємств. Це видно з того, що значна частка серед підприємств України є збитковими, маючи від'ємний рівень рентабельності, а в інших – спостерігається більш активне вкладання інвестицій, ніж в цілому в економіці України, і збільшення їх кількості у сфері матеріального виробництва. Тому на сучасному етапі необхідно розробити відповідне методичне забезпечення економічного обґрунтування управлінських рішень, закріплювати та впро-

ваджувати економічне обґрунтування управлінських рішень на підприємствах, що відкриває досягнення позитивних тенденцій, створює умови для залучення фінансових ресурсів у інвестування авіаційних підприємств в реальному секторі економіки, оптимізує механізм державного управління їх інвестиційною діяльністю, орієнтує авіаційні підприємства на забезпечення підвищення ефективності виробництва на маркетинговій основі [7, 10].

Стратегія економічного обґрунтування управлінських рішень, діючих в умовах сучасної ринкової економіки, передбачає створення умов ефективного функціонування і розвитку авіаційного підприємства. Менеджерська діяльність ґрунтується на підготовці та здійсненні необхідного управлінського рішення на основі його економічного обґрунтування і подальшій послідовній систематизації дій або висновків, спрямованих на одержання прибутку. Ця діяльність повинна бути основана на безперервному зародженні менеджерських ідей, економічному обґрунтуванні і стратегічній оцінці ідей в цілому, в тому числі визначення реальності впровадження менеджерських ідей у практику з урахуванням своїх можливостей та в умовах подолання авіаційним підприємством економічних ризиків і небезпеки кризових явищ і ситуацій [1–10].

Все це визначає актуальність теми дослідження, її новизну і практичну значимість.

Мета і завдання дослідження. Метою дослідження є розроблення науково обґрунтованих шляхів та напрямів удосконалення економічного обґрунтування управлінських рішень в системі менеджменту авіаційного підприємства, спрямованого на забезпечення ефективної діяльності його систем: операційної; кадрової; фінансової; інвестиційної; інноваційної; інформаційно-телекомунікаційної; маркетингової і зовнішньоекономічної.

Виклад основного матеріалу. Джерела формування масиву достовірної статистичної техніко-економічної інформації нових управлінських рішень базуються на: використанні результатів науково-дослідних структур на взаємовигідних умовах, а також незалежних експертних оцінок менеджерів високої фахової підготовки, які здатні кваліфіковано висловлювати свої думки, і які користуються репутацією спеціалістів, що вміють знаходити ефективне рішення управлінської проблеми в конкретному випадку по проведенню аналізу і достовірній, незалежній, оцінці товарного ринку, регіональних та структурних диспропорцій у системі суспільного виробництва на товарному ринку, ринку капіталу і ринку праці, а також в досягненнях науки та техніки, нових можливостей використання нового товару, товару конкурентів; умінні опитувати споживачів і аналізувати інформацію про незадоволені проблеми, вести співрозмову з торговим персоналом, який знаходиться у безпосередньому контакті з покупцем, з постачальниками продукції, посередниками-менеджерами по реалізації продукції; маркетингових дослідженнях діючих підприємств, рекламних агентств і інших підприємств [1–4]. Для проведення стратегічного прогнозування економічного обґрунтування управлінських рішень також необхідно мати достовірну інформацію про можливість коли будь-яка ланка управлінської діяльності стане збитковою для підприємства і виникне необхідність пошуку перспективних, ефективних ланок управління бізнесом, при можливому посиленні конкуренції, чи встановленню недосконалої правової бази по втіленню різних обмежень на реалізацію продукції, що робить дану ланку діяльності недоцільну для подальшого випуску неконкурентнозахисної продукції. Прогнозування економічного обґрунтування управлінських рішень, пов'язаних з виявленням співвідношення між попитом та пропозицією на товар, політикою цін, прогнозними розрахунками капіталовкладень, податковими відрахуваннями, одержанням прибутку і розрахунку критичної

межі беззбитковості, визначення можливостей обсягу виробництва та реалізації конкурентно-захисної продукції і потреб систем матеріально-технічного забезпечення та управління збутом продукції, в системі матеріально-технічних запасів споживання, в операційній інфраструктурі підприємства (управління ремонтними, інструментальними, енергетичними, транспортними і складськими господарствами), з високою якістю продукції (послуг) і управлінням конкурентною стратегією підприємства на перспективу 10 і більше років [8–10].

1. Методика економічного обґрунтування управлінських рішень, пов'язаних з менеджментом операційної (виробничої) системи підприємства, базуються на прийнятті управлінських рішень у виробничій діяльності підприємства, в управлінні системою планування, в системі матеріально-технічного забезпечення та управлінні збутом продукції (послугами), в системі матеріально-технічних запасів, в операційній інфраструктурі підприємства, а також в управлінні якістю продукції, перспективним конкурентним захистом продукції (послуг) авіаційного підприємства [6].

2. Економічне обґрунтування управлінських рішень, пов'язаних з фінансовим менеджментом авіаційного підприємства визначає основні функції та управлінські структурні відносини підприємства по визначенню потреб у фінансових ресурсах; управління основними видами фінансування, джерелами фінансування та особливостями їх отримання (зовнішнє, акціонерне, кредитне, довгострокове фінансування, фінансування за допомогою облігацій, акцій, середньострокове, короткострокове фінансування; кредити під заставу обладнання, відсоткова ставка); управління формуванням капіталу підприємства.

Стратегія прогнозування економічне обґрунтування управлінських рішень щодо залучення фінансових коштів по розподілу та використанню фондів підприємства, основного (основні фонди, довгострокові фінансові вкладення, нематеріальні активи) і оборотного капіталу (готівкові засоби, кошти боржників і складські запаси) та управління процесами формування фінансового плану підприємства основного бюджету, та його структур, з врахуванням дій комерційного ризику і виникнення небезпеки кризових явищ і ситуацій на авіаційному підприємстві [4].

3. Економічне обґрунтування управлінських рішень, пов'язаних з впровадженням на під-

приємстві інвестиційного менеджменту необхідне для ефективного формування основного бюджету підприємства, перетворення інвестиційних ресурсів у вкладання капіталу для ефективного використання інвестицій в підприємницькій діяльності підприємства і отримання доходу за рахунок використання частини вартості валового внутрішнього продукту з метою збільшення активів підприємства. Стратегічний інвестиційний менеджмент - це процес управління інвестиційною діяльністю у фінансовому управлінні поповнення бюджету підприємства за рахунок стратегічного інвестора, який у процесі інвестування коштів має стратегічну мету встановити контроль над підприємством за рахунок придбання контрольного пакета акцій в акціонерних товариствах. Економічне обґрунтування управлінських рішень, пов'язаних з інвестиційним менеджментом, необхідно впроваджувати підприємством для отримання ефективних інвестиційних проектів, виявлення економічних ризиків, скорочення тривалості інвестиційного періоду, що пов'язує підприємство з його контрагентами: фінансовими, кредитними, страховими установами, фінансовим ринком для залучення коштів і вкладання їх в основний бюджет і інше.

4. Економічне обґрунтування управлінських рішень в умовах подолання підприємством економічних ризиків і небезпеки кризових явищ і ситуацій має зв'язок з бізнесом і тими подіями, настання яких може призвести до втрат великих фінансових коштів, якщо менеджер не передбачить вірогідності тих чи інших економічних ризиків, небезпеки кризових явищ і ситуацій [6]. Економічне обґрунтування управлінських рішень щодо зниження ступеня підприємницького ризику і небезпеки кризових явищ і ситуацій спонукає менеджера протидіяти причинам виникнення і подолання наслідків економічних ризиків і небезпеки кризових явищ і ситуацій ефективним управлінням інноваційно-інвестиційною діяльністю, особливостями стратегічного прогнозування і бюджетного планування, стимулюванням, мотивацією і ефективною працею персоналу й ін. [6].

5. Економічне обґрунтування управлінських рішень, пов'язаних з системою кадрового менеджменту підприємства, має в основі особливості сучасної системи кадрового менеджменту, де розглядається персонал підприємства як об'єкт менеджменту, аналізується: поняття, цілі, організаційна структура, суть, завдання, основні принципи, методи управління і системи управління персоналом і аналізується зарубіжний досвід управління персоналом на підприємствах промислово розвинутих країн (напри-

клад, країн Західної Європи, США і Японії). Розглядаються завдання, елементи, напрямки кадрової політики і оцінка її вибору, функції та напрямки роботи служби управління персоналом, її ресурсне забезпечення, організація кадрового діловодства та номенклатури справ, документальне забезпечення обліку та руху персоналу, виконання професійно-кваліфікованих вимог до працівників кадрових служб, а також завдань та принципів кадрового планування в визначенні поточних, перспективних та стратегічних потреб персоналу, управління організацією джерел залучення персоналу, його підбору по діловим характеристикам і професіональним якостям, використовуючи менеджмент кадрового аудиту; управління професійним розвитком персоналу і його системою професійного навчання, підвищення кваліфікації кадрів в Україні і в зарубіжних учбових закладах, а також поетапне управління кар'єрою фахівців, професійно-кваліфікованим просуванням виробничого персоналу, по показникам проведених проміжних, підсумкових та спеціальних атестацій спеціалістів і керівників; підготовкою і формуванням резерву керівників підприємства, їх адаптації в підприємницькій діяльності і адаптації молодих фахівців і інших залучених працівників до виробничих режимів і умов праці, ефективним використанням персоналу і управлінням плинністю кадрів на підприємстві, враховуючи особливості способів звільнення персоналу і професійну етику ділових відносин з персоналом – соціальне партнерство і соціально-трудова відносина на підприємстві, а також враховуючи зарубіжний досвід соціального партнерства на підприємстві. Оцінка ефективної роботи персоналу розглядається в трьох сферах діяльності підприємства – стратегічній, перспективній і поточній, за встановленими критеріями, які мають визначення певних професійних і особистих якостей працівника з урахуванням його психологічних особливостей, використовуючи методи експертних оцінок [10].

6. Економічне обґрунтування управлінських рішень пов'язаних з системою інформаційно-телекомунікаційного менеджменту підприємства ґрунтується на управлінні стимулюванням збуту продукції (послуг) підприємства, використовуючи нові інформаційно-телекомунікаційні технології в: нових видах поширення реклами в бізнесі; управлінні стимулюванням збуту продукції, використовуючи методи і інструменти зовнішніх та внутрішніх паблік рилейшнз; управлінні процесом персональних продаж і управлінні торговим персоналом; управлінні інформаційно-телекомунікаційною виставковою діяльністю і її стратегічним (пер-

спективним, поточним) плануванням; управлінні інформаційно-телекомунікативним інструментарієм формування іміджу підприємства; оцінці ефективності рекламним менеджментом і ефективності управління іншими видами телекомунікацій [5].

7. Економічне обґрунтування управлінських рішень, пов'язаних з системою інноваційного менеджменту підприємства має свої цілі отримання необхідної техніко-економічної інформації від впровадження системи управління інноваційною політикою підприємства, що пов'язано з умовами управління розвитком інноваційної системи підприємства і управлінням системою фінансування інноваційної діяльності; управлінням економічними ризиками і кризовими явищами і ситуаціями; стратегічним управлінням конкурентним захистом оновленого підприємства (стратегія і тактика оновлення операційної системи, аналіз попиту і кон'юнктури ринку, формування стратегії використання бізнесових структур в інноваційному менеджменті, стратегічне прогнозування результатів нововведень, управління інноваційними проектами, контролем по підготовці і забезпеченню оновлення підприємства, економічний аналіз по підготовці виробництва продукції /послуг/ і її збуту, організація технічної, проектно-конструкторської і організаційно-технологічної підготовки підприємства до випуску нової продукції); особливості управління персоналом підприємства в інноваційних умовах господарювання (специфіка кадрового інноваційного менеджменту, організаційна структура інноваційного персоналу, ефективність і результативність інноваційної кадрової діяльності); оцінкою ефективності впровадження інноваційного менеджменту [6, 7].

8. Для економічного обґрунтування управлінських рішень, пов'язаних з менеджментом зовнішньоекономічної діяльності підприємства необхідно формувати масив достовірної техніко-економічної інформації на підприємстві, як об'єкт дослідження про наступне: управління організацією експортно-імпорتنих операцій (організація експортних і імпорتنих операцій /торгово-посередницькі операції – торгівлі, комісійні, агентські, брокерські фірми і фектори/; управління валютним регулюванням (внутрішня властивість валютного ринку, механізми об'єкти - інструменти валютного регулювання); управління стимулюванням та захистом іноземних інвесторів (залучення інвестицій, доступ до нових технологій, передових методів управління, закордонних ринків, досвіду приватизації та перебудови економіки, податки, що не пов'язані з доходами, міжнародні аспекти податкових стимулів); управління розвитком ві-

льних економічних зон (експортно-виробничі зони, зони операційних систем і зовнішньої торгівлі, науково-технічні парки США, технополіси Японії); участь в управлінні міжнародними фінансовими підприємствами (Міжнародний Банк Реконструкції і Розвитку, Міжнародна Фінансова Корпорація /МФК/, Багатостороннє Агентство гарантій інвестицій /МАГІ/, Міжнародний валютний фонд /МВФ/, Міжнародна асоціація розвитку /МАР/, Європейський Банк Реконструкції та Розвитку /ЄБРР/); участь в управлінні міжнародними товарними ринками (міжнародні товарні біржі, міжнародні товарні аукціони і торги, міжнародні ярмарки та виставки); стратегічний менеджмент зовнішньоекономічної діяльності підприємства (планування ринкової стратегії підприємства, управління маркетинговими дослідженнями на зовнішньому ринку /вивчення об'єкта дослідження, товару, покупця, ринку, середовища міжнародного маркетингу, системи міжнародної торгівлі, економічного, політико-правового, культурного і спеціалізованих сторін системи підприємства/); укладення контрактів зовнішньоекономічної діяльності підприємства і управління контрактною діяльністю в зовнішньоекономічній діяльності підприємства (специфіка умов зовнішньоторгового контракту, ціна товару, умови платежу, підготовка до укладання контракту, вибір контрагента і інше); управління ціновою політикою на зовнішньому ринку (цінова стратегія підприємства, ціни зовнішньоторгових контрактів, способи фіксації цін, технічно-комерційні поправки); управління механізмом розрахунків у зовнішньоторгових операціях (платіж готівкою, авансовий платіж, платіж у кредит, інкасо /інкасова форма розрахунків/ і відкритий рахунок); управління транспортним забезпеченням зовнішньої торгівлі (морські, залізничні, повітряні, автомобільні перевезення); управління страховим захистом зовнішньоекономічних операцій підприємства (страхування зовнішньоекономічного ризику /експортних кредитів/, страхування від валютного та кредитного ризиків під час здійснення зовнішньоекономічних контрактів); стратегічний менеджмент міжнародних підприємницьких проектів (бізнес-план, фінансовий план, інвестиційний, фінансовий аналіз проектів, залучення кредитних ресурсів для впровадження міжнародних підприємницьких проектів); оцінку ефективності економічного обґрунтування управлінських рішень, пов'язаних з менеджментом зовнішньоекономічної діяльності підприємства з врахуваннями подолання підприємством економічних ризиків і небезпеки кризових явищ і ситуацій [1–5].

Методика дослідження. Для економічного обґрунтування управлінських рішень, які приймаються керівництвом підприємства в цілях вибору оптимальних (ефективних) варіантів, для їх впровадження в ту, чи іншу систему операційної, чи іншої структури підприємства, необхідно зібрати показники (достовірну статистичну техніко-економічну інформацію) управлінської діяльності підприємства, використовуючи експертні оцінки менеджерів високої фахової кваліфікації. На основі сформованого масиву достовірної техніко-економічної інформації будується статистична оптимізаційна модель показників економічного обґрунтування управлінських рішень на підприємстві. Статистична оптимізаційна економіко-математична модель показників економічного обґрунтування управлінських рішень – це набір параметрів, об'єднаних в одне ціле регресійними рівняннями. Для отримання статистичних економіко-математичних моделей показників економічного обґрунтування управлінських рішень (в системі АСУ авіаційним підприємством), їх оптимальних кількісних показників, загальна методика проведення дослідження включає наступні основні етапи:

- формування техніко-економічних параметрів підприємства з виділенням їх на вихідні показники економічного обґрунтування управлінських рішень Y_i і вхідні X_i і C_i , що дає можливість вибрати основні признаки і визначити фактори їх майбутньої моделі;
- дослідження підприємства і проведення оцінки точності вимірів і реєстрації його техніко-економічних параметрів;
- обґрунтування об'єму вхідної статистичної інформації в цілях отримання достовірних даних для дослідження підприємства;
- проведення дослідницько-статистичного експерименту по збору техніко-економічної інформації про об'єкт дослідження;
- статистичний аналіз одержаної інформації (побудова гістограм /полігонів розподілу/, перевірка гіпотези про нормальність емпіричного розподілу параметрів процесу дослідження і ін.);
- відсів незначних параметрів із великої кількості X_i і C_i , впливаючи на Y_i , виходячи з техніко-економічної суті підприємства і основуючись на результати парного кореляційного аналізу;
- оцінка форми зв'язку;
- проведення багатфакторного регресійного аналізу (визначення коефіцієнтів регресії, залишкову дисперсію, відсів незначних параметрів рівняння регресії, використовуючи багатовимірний аналіз приватних коефіцієнтів кореляції і коефіцієнта багатфакторної кореляції,

перевіряючи при цьому значущість коефіцієнтів регресії по Т-критеріям, перевіряючи адекватність рівняння регресії і інше);

- одержання оптимальних значень показників від впровадження управлінських рішень на основі реалізації алгоритмів визначення оптимальних варіантів на комп'ютерній техніці по економіко-математичній моделі;
- одержання реальних (прогнозних) приростних оцінок прибутку (об'єму виробництва продукції, собівартості продукції /послуг/ й інше), з врахуванням якісних показників продукції, в результаті впровадження на авіаційному підприємстві економічно обґрунтованих управлінських (оптимальних) рішень в умовах подолання авіаційним підприємством економічних ризиків і небезпеки кризових явищ і ситуацій в автоматизованій системі управління авіаційним підприємством.

Висновки. Впровадження принципів економічного обґрунтування управлінських рішень на авіаційному підприємстві створює умови для одержання максимального прибутку в результаті оптимізації комплексного механізму прийняття економічно обґрунтованих управлінських рішень на цьому підприємстві, що і є в даний момент основною задачею господарювання в Україні.

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Азарян Е. М. Международный маркетинг. – К.: ИСМО МО Украины, НВФ «Студцентр», 1995. – 668 с.
2. Багиев Г. Л. Международный маркетинг / Г. Л. Багиев, Н. К. Моисеева, С. В. Никифоров. – СПб., М., Харьков, Минск, 2001. – 368 с.
3. Дахно І. І. Міжнародна торгівля. – К.: МАУП, 2003. – 426 с.
4. Управління зовнішньоекономічною діяльністю (За заг. ред. А. І. Кредісова) – К.: ВІРА-Р «АЛТЕРПРЕС», 2000. – 448 с.
5. Циганкова Т. М. Управління міжнародним маркетингом – К.: КНЕУ, 2001. – 426 с.
6. Виноградський М. Д. й інш. Менеджмент в організаціях: Навч. посіб. – К.: Кондор, 2004. – 598 с.
7. Економіка транспорту (За ред. д.е.н., проф. Коби В. Г.): Навч. посіб. – К.: КДАВТ, 1999. – 257 с.
8. Вовчак А. В. Маркетинговий менеджмент: Підручник. – К.: КНЕУ, 2000. – 286 с.
9. Данько Т. П. Управление маркетингом: Учеб. пособ. – М.: ИНФРА-М, 1997. – 280 с.
10. Кулаев Ю. Ф. Экономика гражданской авиации Украины: Монография. – К.: Феникс, 2004. – 667 с.

Надійшла до редколегії 04.09.2007.

МЕТОДИЧНИЙ ПІДХІД ЩОДО ОЦІНКИ БРЕНД-КАПІТАЛУ УКРЗАЛІЗНИЦІ

Пропонується комплексний підхід до оцінки вартості бренд-капіталу на основі застосування різних методик залежно від переслідуваних цілей підприємства, а також запропонований методичний підхід визначення відповідності певного методу поставленим цілям оцінки для зручності застосування даного підходу на практиці. Ефект від розвитку бренд-капіталу можна досягти завдяки не тільки комплексному використанню всіх елементів системи управління підприємством у цілому, а й використанню й розвитку окремих унікальних якостей організаційного потенціалу підприємства.

Предлагается комплексный подход к оценке стоимости бренд-капитала на основе применения различных методик в зависимости от преследуемых целей предприятия, а также предложен методический подход определения соответствия определенного метода поставленным целям оценки для удобства применения данного подхода на практике. Эффект от развития бренд-капитала можно достичь благодаря не только комплексному использованию всех элементов системы управления предприятием в целом, а и использованию и развитию отдельных уникальных качеств организационного потенциала предприятия.

It is suggested a complex approach to estimation of value of the brand capital on the basis of application of various procedures in dependence of pursuit enterprise goals as well as a methodical approach to determination of correspondence of a given method to fixed goals of estimation for convenience of application of the given approach in practice is proposed. The effect of increase of brand capital can be reached not only due to the complex use of all elements of management system at an enterprise as a whole but also owing to use and development of separate unique properties of organisational potential of the enterprise.

У міру розвитку інвестиційних відносин в Україні однієї з важливих є проблема інвестицій у торговельну марку з метою створення так званого «бренд-капіталу». Тільки за останній рік в Україні зареєстровано близько 8 тисяч торговельних знаків. Зараз споживачі все частіше віддають перевагу вітчизняному продукту, а українські виробники активніше просувають його на місцевому ринку. Уже можна із упевненістю стверджувати, що з'явилась ціла низка справжніх українських брендів, які по дізнаваності цілком можуть конкурувати з відомими західними аналогами. А це значить, що наші компанії мають новий нематеріальний актив, яким можна ефективно користуватися: продавати, купувати, «здавати в оренду» і т.д. Але для найбільш ефективного його використання необхідно адекватно оцінити цей актив.

Економічним проблемам розвитку транспорту України присвятили свої дослідження такі українські вчені, як Бакаєв О. О., Данько М. І., Дикань В. Л., Голиков О. П., Гончарів М. Ю., Загорюлько В. М., Котлубай М. І., Кулаєв Ю. Ф., Петрашевський О. Л., Шинкаренко В. Г. й ін. [3, с. 4-5; 5, с. 26-28]. Науковці всебічно вивчали питання розвитку транспортного комплексу України, давали рекомендації й пропонували шлях забезпечення ефективного функціонування цієї важливої області народногосподарсько-

го комплексу країни. В останні роки проблематиці інноваційно-інвестиційної діяльності транспортних підприємств приділяється велика увага як закордонними, так і вітчизняними авторами, теоретиками й практиками: В. Амита-ном, О. Амошей, А. Гальчинським, В. Гейцем, М. Туган-Барановським, Н. Чухрай і ін. [1, 2]. Разом з тим, проблемі оцінки бренд-капіталу транспортних підприємств, а також його подальшого інноваційного розвитку, присвячено недостатньо досліджень.

У міжнародній практиці дуже часто використовується таке поняття як бренд-капітал. Це поняття є дуже широким, і являє собою сукупність активів і зобов'язань, пов'язаних з торговельною маркою, а також, з її ім'ям, символом, які збільшують або зменшують цінність, що має продукт або послуга для фірми і її клієнтів. Тому товарний знак є одним з елементів успішної торговельної марки, а формування відносини споживача до товару здатний створити бренд-капітал або навпаки - зруйнувати його [4]. Тому для фірми бренд-капітал дозволяє створити додатковий потік коштів, полегшити залучення нових споживачів, діставати додатковий прибуток (тому що відома ТМ дозволяє встановити преміум-ціну), розширити перелік продуктів під тої ж ТМ, знизити невизначеність для дистриб'ютерів і зменшити оподатковувану

базу підприємства. До того ж, офіційно зареєстрований у встановленому порядку товарний знак створює конкурентні переваги і є бар'єром для конкурентів.

У міжнародній практиці оцінка вартості товарного знака використовується в багатьох фінансових угодах, у яких бренд-капітал представляє собою головний актив: при злиттях і поглинаннях компаній в усьому світі (як того вимагають нормативні акти); для внесення в бухгалтерську звітність для збільшення вартості компанії; для додаткового забезпечення позик; при ліцензуванні торговельного знака (франчайзинг), а також при видачі ліцензій на його використання філіями (трансферні розцінки); у судових процесах для визначення фінансових втрат і зниження вартості товарного знака внаслідок її незаконного використання; у відносинах з інвесторами підкреслює значення ТМ для вартості акцій, допомагає підтримати ціну участі на паях компанії.

Запропонована автором структура видів людського потенціалу дозволяє розглядати й оцінювати людський потенціал на рівні окремої людини (мікрорівень - індивідуальний людський потенціал), окремої галузі (групи підприємств) (мезорівень - людський потенціал корпорацій галузі) і держави в цілому (макрорівень - національний людський потенціал). У структурі потенціалу галузі особливу роль грають визнані активи індивідуального людського потенціалу (патенти, авторські посвідчення, ноу-хау й ін.), корпоративні нематеріальні активи (товарні марки, товарні знаки комерційні секрети й т.п.), організаційний потенціал, структурний потенціал і соціальний потенціал, які за своїм впливом на ринкову позицію підприємства можна віднести до бренд-капіталу корпорації.

Визначення вартості є основним завданням управління бренд-капіталом і всіх відносно нього інвестиційних рішень. На Заході існують близько 10 загальноприйнятих методик оцінки вартості товарного знака, але більшість із них засновано на оцінці його ринкової вартості. Так, всесвітньо відома компанія INTERBRAND визначає вартість товарних знаків ґрунтуючись на прогнозуванні економічних вигід від них з урахуванням ризику, властивої даної галузі й конкретної компанії. Необхідно відзначити й той факт, що на сьогоднішній день в Україні немає єдиної методики визначення вартості товарних знаків. Втім, процедури, за допомогою яких можна оцінити його вартість, відомі. Наприклад, можна зіставити витрати на його формування із прибутком, що принесе даний товарний знак протягом певного періоду часу, можна використовувати й підходи, засновані на ви-

значенні додаткової, ринкової, порівняльної вартості, а також інші відомі підходи.

Найбільш відомим методом, який відноситься до експертних висновків, є метод бальної оцінки брендів. Для його проведення створюється авторитетна комісія, визнана всіма власниками брендів, яка за певними параметрами присвоює аналізованому бренду бали: за його ринковою часткою й рейтингом, стабільністю й його історією, інтернаціональністю, ринковими тенденціями, рекламною підтримкою й програмами просування товару, юридичним захистом. Підраховується сума умовних балів, кожний з яких виставляється в певному діапазоні. Значення цих параметрів може бути як менше, так і більше одиниці. Підсумкове значення множать на річний обсяг продажів цього бренду. У якості оцінки вартості бренду можна застосовувати метод розрахунку витрат на заміщення бренду. Відповідно до цього підходу, цінність бренду обчислюється як витрати, пов'язані із заміщенням даного бренду аналогом, який за своїми характеристиками відповідає йому, але поки ще не має настільки відоме ім'я. Необхідно представити, які витрати мусить понести фірма, якщо приймається рішення створити бренд з таким же рівнем – скільки коштів на просування бренду буде потрібно, щоб цей гіпотетичний бренд став рівним конкурентом розглянутого продукту. Метод досить універсальний, але його основна складність полягає в тому, що важко перевірити, наскільки той, гіпотетичний бренд відповідає реальному продукту. Найпростішим способом оцінки бренду-капіталу за витратною методикою може бути обчислений як сукупність маркетингових витрат на бренд за всю історію його існування, з урахуванням дисконтування. Однак витрати не завжди збігаються із ціною продукту, а тому витрати на створення бренду можуть не мати нічого спільного з поточною грошовою оцінкою, оскільки можуть містити в собі даремні видатки, або ж, навпаки, бренд міг формуватися без особливих капіталовкладень. Даний метод досить складно застосувати для ринку транспортних послуг, де довіра до ім'я фірми або продукту складається поступово, маркетингові інструменти грають тільки додаткову роль. Визначити грошову вартість бренду можна, якщо із загальної ринкової ціни фірми на сьогоднішній відняти ціну її матеріальних активів. Це досить практичний метод, але сьогоднішня оцінка всіх активів фірми на фондовому ринку не завжди містить у собі тільки грошову оцінку бренду, крім нього сюди, як правило, входять і оцінка високоспеціалізованих активів фірми, і її специфічний кадровий ресурс. Основним недо-

ліком цієї методики є часта відсутність інформації про ринкову вартість компанії й суб'єктивність оцінки вартості фірми по матеріальних активах. Модифікацій підходів до оцінки бренд-капіталу безліч, але кожна компанія застосовує її з урахуванням своєї специфіки й ситуації на ринку.

Аналіз якісних і кількісних показників використання інфраструктури підприємств залізничного транспорту показав, що починаючи з

2000 р. на залізничних підприємствах в цілому поступово відбуваються позитивні зміни, однак ще існують можливості та резерви для вдосконалення діяльності залізниць України, передусім за рахунок оптимального використання існуючого рухомого складу; виконання графіків руху поїздів; забезпечення зберігання вантажів, що перевозяться; посилення взаємодії з іншими учасниками транспортного процесу (рис. 1, 2, табл. 1).

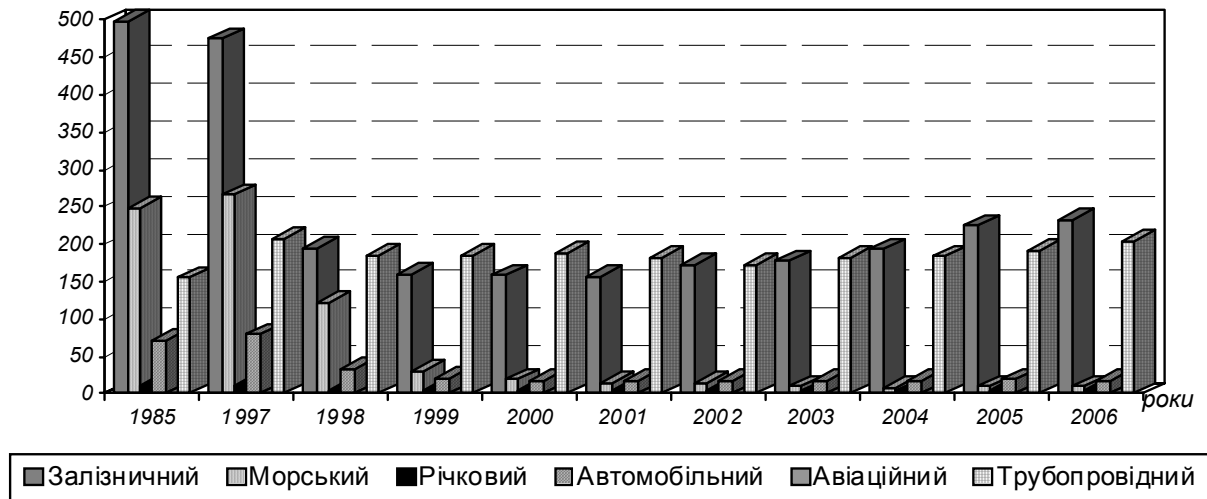


Рис. 1. Вантажообіг за видами транспорту, млрд т·км

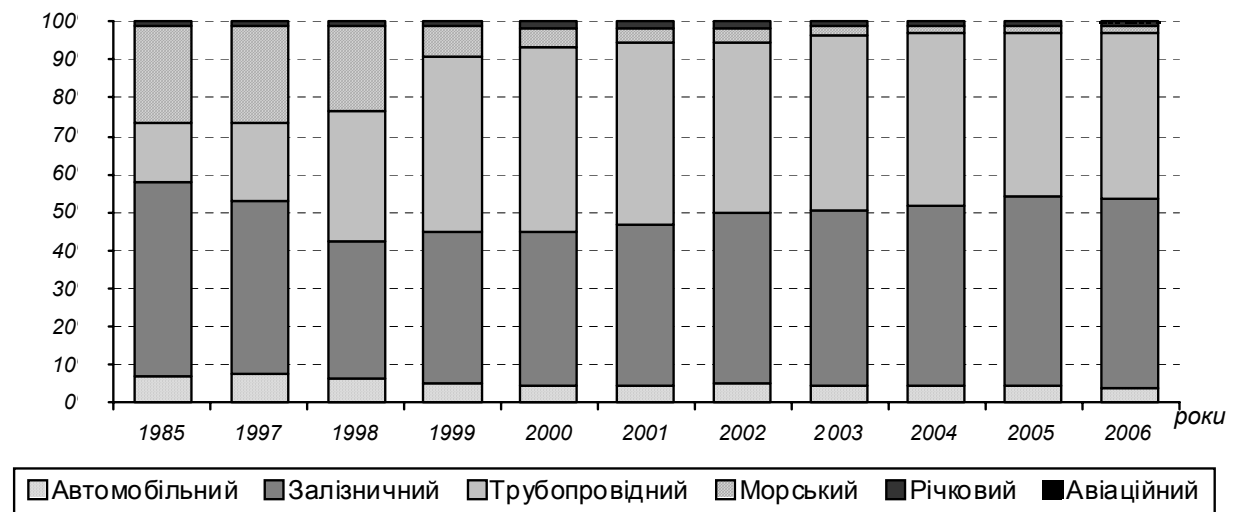


Рис. 2. Динаміка частки кожного виду транспорту у загальному вантажообігу, %

Таблиця 1

Прогноз вантажообігу залізничного транспорту на 2007-2010 рр. в залежності від змін ВВП

Фактори	2006 р. факт.	Прогноз			
		2007 р.		2010 р.	
		оптимістичний	песимістичний	оптимістичний	песимістичний
Реальний ВВП у цінах 1995 р., млрд грн	115.7	133.7	126.3	175.2	165.6
Обсяг вантажообігу, млрд т·км	233.6	305.2	285.1	418.2	391.9

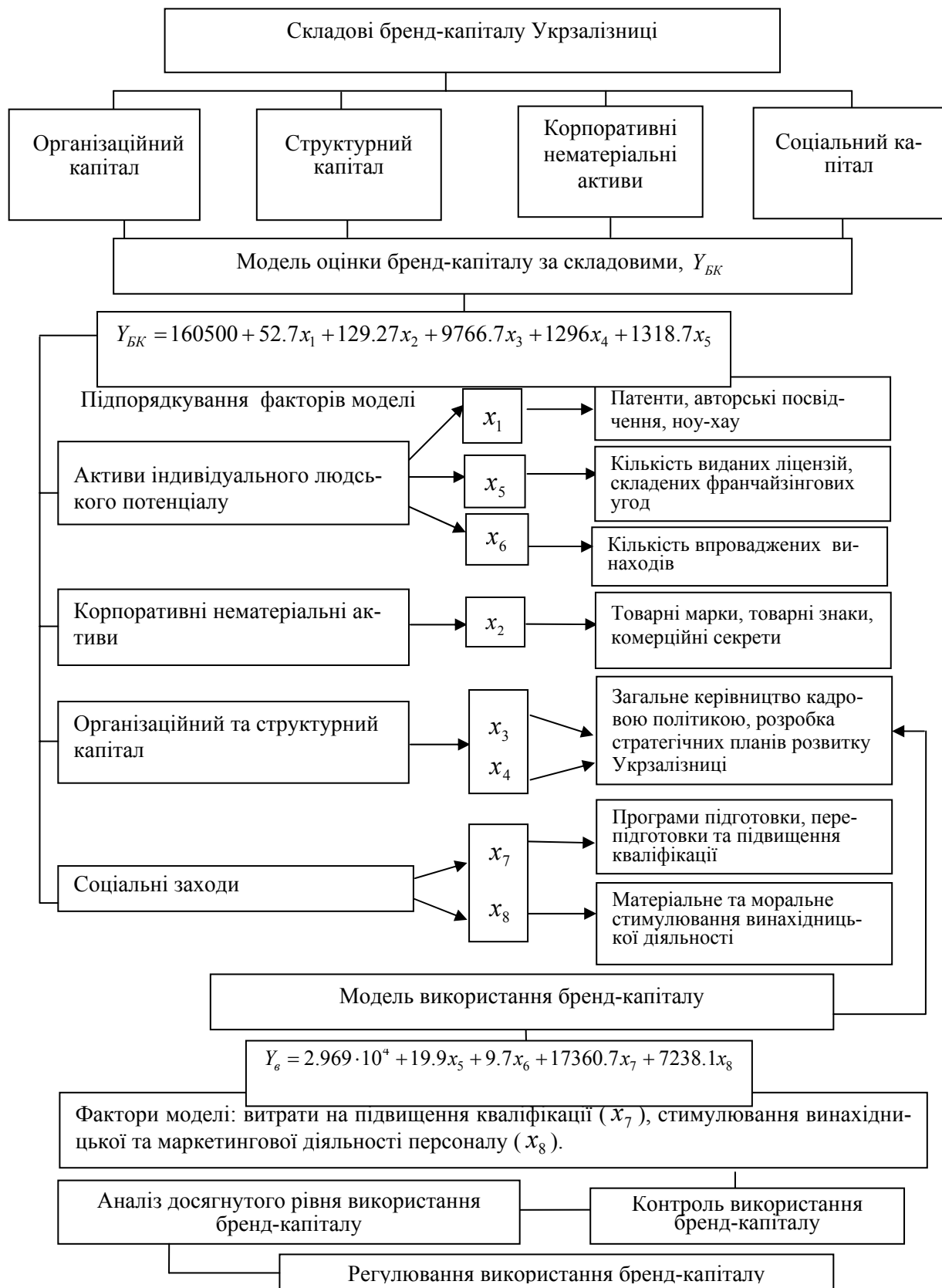


Рис. 3. Запропонована модель оцінки бренд-капіталу та ступеню використання бренд-капіталу Укрзалізниці

У запропонованому підході бренд-капітал транспортних корпорацій можна визначати на основі ступеня використання організаційного потенціалу. По своїй суті це систематизована й формалізована

компетентність компанії плюс системи, які підсилюють її творчу ефективність, а також організаційні можливості, спрямовані на створення продукту й вартості. Організаційний потенціал містить у

собі: потенціал інновації, до якого відносять захищені комерційні права, інтелектуальну власність і інші нематеріальні активи й цінності, які забезпечують здатність компанії до відновлення; потенціал процесів, що може бути представлений, наприклад, системами виробництва, збуту, післяпродажного сервісу й ін., у процесі діяльності яких формується вартість продукту (рис. 3).

Для аналізу ступеня використання бренд-капіталу Укрзалізниці була проаналізована практика оцінки даних показників і моніторинг капіталізації окремих складових компанії. У табл. 2 представлена порівняльна оцінка ефективності бренд-капіталу Укрзалізниці.

Таблиця 2

Оцінка бренд-капіталу Укрзалізниці

Складові Укрзалізниці	Величина бренд-капіталу, тис. грн.			Рівень використання бренд-капіталу, тис. грн		
	1990	2000	2006	1990	2000	2006
Донецька	$526,7 \cdot 10^3$	$460,7 \cdot 10^3$	$756,9 \cdot 10^3$	$473,3 \cdot 10^3$	$339,3 \cdot 10^3$	$643,1 \cdot 10^3$
Південна	$497,5 \cdot 10^3$	$410,9 \cdot 10^3$	$632,6 \cdot 10^3$	$402,5 \cdot 10^3$	$389,1 \cdot 10^3$	$522,3 \cdot 10^3$
Укрзалізниця	$471,8 \cdot 10^3$	$371,8 \cdot 10^3$	$677,7 \cdot 10^3$	$381,7 \cdot 10^3$	$328,2 \cdot 10^3$	$567,4 \cdot 10^3$

Аналіз потенціалу бренду окремих складових Укрзалізниці та ступеню їхнього використання довів, що їхня величина та ступень використання мала тенденцію зниження до 2000 р. та підвищення до 2006 р. більшою мірою за рахунок внутрішньої активізації соціальних чинників, розробки та впровадження комплексних програм з активізації винахідницької діяльності, впровадження комплексних заходів щодо переходу від збитковості до конкурентостійкості.

Оскільки на сьогоднішній день в Україні не існує єдиної методики визначення величини бренд-капіталу, у даній роботі пропонується комплексний підхід до оцінки його вартості на підставі застосування різних методик залежно від переслідуваних цілей підприємства, а також запропонований методичний підхід визначення відповідності певного методу поставленим цілям оцінки для зручності застосування даного підходу на практиці. У сучасний час проблеми розвитку бренд-капіталу транспортних корпорацій щодо досягнення запланованого рівня якості роботи, конкурентоспроможності підприємства можливо вирішити за рахунок використання комплексного підходу. Ефект від розвитку бренд-капіталу можна досягти завдяки не

тільки комплексному використанню всіх елементів системи управління підприємством у цілому, а й використанню і розвитку окремих унікальних якостей організаційного потенціалу підприємства.

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Амоша О. І. Інновації у виробництві (соціально-економічний аспект): Наукове видання / О. І. Амоша, М. А. Лобанов, Л. М. Саломатін. – К.: Наук. думка, 1992. – 192 с.
2. Гальчинський А. Інноваційна стратегія українських реформ. – К.: Знання України, 2002. – 336 с.
3. Голиков О. П. Украина в мировой транспортной системе // Вісник економіки транспорту і промисловості: Зб. наук. пр. – Харьков: УкрГАЗТ, 2006. – № 14. – С.4-5.
4. Третьяк О. А. Бренд-капитал: содержание, денежная оценка и управление // Журнал «Бренд-менеджмент», № 2, 2001.
5. Шинкаренко В. Г. Управление единой транспортной системой Украины // Вісник економіки транспорту і промисловості: Зб. наук. пр. – Харьков: УкрГАЗТ, 2003. – № 14. – С. 26-28.

Надійшла до редакції 22.10.2007.

Наукове видання

В І С Н И К

Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна

Випуск 20

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 31.03.2008. Підписано до друку 31.03.2008. Формат 60×84 1/8.
Папір офсетний. Друк офсетний. Умов. друк. арк. 27,76.
Обл.-вид. арк. 28,36. Тираж 100 прим. Зам. № 504. Вид. № 60.

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