



МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

**ПІВНІЧНО-СХІДНИЙ НАУКОВИЙ ЦЕНТР
ТРАНСПОРТНОЇ АКАДЕМІЇ УКРАЇНИ**

**УКРАЇНСЬКА ДЕРЖАВНА АКАДЕМІЯ
ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ**

**ПРИСВЯЧУЄТЬСЯ 60-ТИ РІЧЧЮ
КАФЕДРИ ВАГОНІВ**

**ЗБІРНИК НАУКОВИХ ПРАЦЬ
УКРАЇНСЬКОЇ ДЕРЖАВНОЇ АКАДЕМІЇ
ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ**

Випуск 139

Харків 2013

УДК 629.4

У збірнику відображено матеріали та наукові розробки вчених і спеціалістів залізничного транспорту, наукових установ і промисловості з вирішення сучасних завдань і проблем організації перевезень, рухомого складу і тяги поїздів.

Збірник призначено для інженерно-технічних працівників, магістрантів, студентів і науковців залізничного транспорту та промисловості.

З електронною версією збірника можна ознайомитися на сайті: <http://www.nbu.gov.ua/portal/natural/Znpudazt/index.html>.

Збірник наукових праць Української державної академії залізничного транспорту включено до міжнародної наукометричної бази Index Copernicus (Польща).

ISSN 1994-7852

Свідоцтво про державну реєстрацію КВ № 8617 видано 06.04.2004 р.

Друкується за рішенням вченої ради академії, протокол № 6 від 25 червня 2013 р.

Збірник включено до переліку № 1 наукових фахових видань України, у яких можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття наукових ступенів доктора і кандидата наук (Постанова президії ВАК України № 1-05/4 від 26 травня 2010 р.).

РЕДАКЦІЙНО-ВИДАВНИЧА РАДА

Члени ради:

| | | |
|-----------------------------------|--------------------|---------------------------------------|
| д.т.н., професор М.І. Данько | – голова ради | д.т.н., професор – В.І. Мойсеєнко |
| д.т.н., професор Д.В. Ломотько | – заступник голови | д.т.н., професор – С.І. Приходько |
| к.т.н., професор А.О. Каграманян | – заступник голови | д.е.н., професор – Л.О. Позднякова |
| завідуючий НДЧ С.В. Михалків | – заступник голови | д.т.н., професор – А.А. Плугін |
| д.т.н., професор - А.Б. Бойнік | | д.т.н., професор – Ю.В. Соболев |
| д.т.н., професор – Т.В. Буцько | | д.т.н., професор – Е.Д. Тартаковський |
| д.е.н., професор – В.Л. Дикань | | д.т.н., професор – Л.А. Тимофеева |
| д.т.н., професор – С.А. Єрощенко | | д.т.н., професор – А.П. Фалендиш |
| д.т.н., професор – А.М. Котенко | | д.т.н., професор – Я.В. Щербак |
| д.т.н., професор – С.В. Лістровий | | |

Рухомий склад залізниць

д.т.н., професор Е.Д. Тартаковський – головний редактор
д.т.н., професор А.П. Фалендиш
д.т.н., професор О.Б. Бабанін
д.т.н., професор Я.В. Щербак
д.т.н., професор В.Г. Пузир
д.т.н., професор І.Е. Мартинов
д.т.н., професор Ю.Є. Калабухін

За загальною редакцією д.т.н., професора І.Е. Мартинова

ISSN 1994-7852

Зареєстровано 2 червня 2007 р.

у ISSN International Centre 20. Rue
Bachaumont, 75002 PAPIS, FRANCE

©Українська державна академія
залізничного транспорту, 2013

ЗМІСТ

| | |
|---|----|
| <i>Данько М.І., Ломотько Д.В., Мартинов І.Е.</i> Кафедра "Вагони": минуле, сучасність і майбутнє | 7 |
| <i>Донченко А.В.</i> Стратегія розвитку транспортного машинобудування для залізниць України | 16 |
| <i>Мартинов И.Э., Маслиев В.Г., Мокроусов С.Д., Нестеренко В.И., Щербаков В.П.</i> Совершенствование конструкции тележек грузовых вагонов с целью снижения износа гребней колес и бандажей | 25 |
| <i>Кельрих М.Б., Брайковская Н.С., Ищенко В.М., Осмак В.Е.</i> Теоретические основы раздельного определения показателей тепломассообмена при теплотехнических испытаниях крытых вагонов с теплоизоляцией | 35 |
| <i>Тартаковський Е.Д., Міхєєв С.О.</i> Розроблення процедури модернізації магістральних тепловозів новими силовими установками | 40 |
| <i>Мороз В.І., Бобрицький С.В.</i> Отримання і аналіз цифрових описань робочих профілів зубців тягових зубчатих передач з різними ступенями зносу | 43 |
| <i>Калабухін Ю.Є., Мартинов І.Е., Рудковський О.В.</i> Результати досліджень ефективності модернізації буксових вузлів електропоїздів | 47 |
| <i>Устенко О.В.</i> Удосконалення експлуатації тягового рухомого складу | 53 |
| <i>Мартинов І.Е., Фалендиш А.П., Пасічник С.С., Резнік Д.О., Юдін В.О.</i> Дослідження впливу типу буксових вузлів вантажних вагонів на енерговитрати локомотива | 56 |
| <i>Кобищанов В.В., Антипин Д.Я., Шорохов С.Г.</i> Исследование безопасности пассажирских вагонов методами математического моделирования | 62 |
| <i>Горбенко А.П.</i> Резерв зменшення металоємності кузовів вагонів | 69 |
| <i>Роянов В.А., Коросташевский П.В., Сотников Е.В.</i> Особенности конструкции оборудования универсальных линий сборки и сварки листовых полотнищ обечаек котлов железнодорожных вагонов-цистерн и технологии сварки полотнищ в условиях современного рынка | 72 |
| <i>Мурадян Л.А.</i> Определение количества объектов для проведения эксплуатационных испытаний вагонной техники | 83 |
| <i>Борзилов І.Д.</i> Забезпечення якості ремонту вагонів в умовах реформування галузі | 87 |

| | |
|---|-----|
| <i>Бабаєв А.М., Мурадян Л.А., Шапошник В.Ю.</i> Удосконалення вузла передачі стоянкового гальма вантажного вагона | 94 |
| <i>Труфанова А.В.</i> Контроль і оцінка якості існуючих конструкцій буксових підшипникових вузлів за допомогою морфологічного аналізу | 98 |
| <i>Гайдамака А.В.</i> Надійність циліндричних роликотидшипників букс вагонів і локомотивів | 103 |
| <i>Мартинов І.Е., Равлюк В.Г., Равлюк М.Г.</i> Формування словника діагностичних ознак для діагностування буксових вузлів вагонів з підшипниками кочення | 111 |
| <i>Водянніков Ю.Я., Шелейко Т.В., Свистун С.М.</i> Відповідність гальмівної ефективності пасажирського поїзда з дисковими гальмами заданим значенням гальмівного шляху | 118 |
| <i>Бобрицький С.В., Громова О.В.</i> Особливості визначення розрахункового економічного ефекту при використанні удосконаленої технології ремонту тягових зубчатих передач рухомого складу | 129 |
| <i>Бондаренко В.В., Дерев'янчук Я.В.</i> Удосконалення системи контролю електропневматичних гальм поїздів | 133 |
| <i>Крашенінін О.С., Даценко В.В., Бабков Д.О., Ласинович Б.Б.</i> Комплексна система контролю технічного стану локомотивів у локомотивних депо | 139 |
| <i>Ільчишин В.М.</i> До питання підвищення ефективності використання касетних підшипників буксових вузлів вантажних вагонів | 142 |
| <i>Можсейко Е.Р.</i> Инновационные разработки ПАО «Крюковский вагоностроительный завод» | 146 |
| <i>Братченко О.В.</i> Новий підхід до проектування високоефективних газорозподільних кулачків енергетичних установок тепловозів | 150 |
| <i>Візняк Р.І., Ловська А.О.</i> Розширення функціональних особливостей універсальних вагонів-платформ з метою перевезення контейнерів у міжнародному залізнично-водному сполученні | 157 |
| <i>Ніколаєнко А.О.</i> Аналіз якості технічного обслуговування та ремонту вагонів і впровадження FMEA-методології на підприємствах залізничної галузі | 164 |
| <i>Братченко О.В., Громов В.І.</i> Узагальнені математичні моделі для удосконаленої технології ремонту тягових зубчатих передач рухомого складу | 169 |

| | |
|--|-----|
| <i>Пархоменко Л.О., Дюкарев В.С.</i> Розробка математичної моделі визначення раціональних варіантів ув'язки оберту составів приписки різних залізниць у загальний обіг | 175 |
| <i>Водянников Ю.Я., Шелейко Т.В., Сафронов А.М.</i> Методика определения тормозного пути пассажирского поезда при недостаточном коэффициенте сцепления колеса с рельсом | 182 |
| <i>Волошин Д.І., Носач О.М., Перешивайлов С.В.</i> Розробка заходів з протидії заклинюванню колісних пар вагонів | 188 |
| <i>Стецко А.А.</i> Определение критической скорости грузового вагона на тележках типа У25 путем компьютерного моделирования | 192 |
| <i>Ловська А.О.</i> Теоретичне оцінювання міцності та стійкості універсальних контейнерів за умови розміщення на вагонах-платформах при їх перевезенні на залізничних поромках | 197 |
| <i>Сафронов А.М.</i> Тормозная эффективность поезда метро с дисковыми тормозами при юзовой ситуации | 204 |
| <i>Жалкін Д.С.</i> Модель для визначення сезонних змін показників використання енергетичних установок тепловозів | 212 |
| <i>Бут С.В., Петухов В.М., Катасонов О.Ю.</i> Система контролю технічного стану буксових вузлів для вантажних вагонів нового покоління | 216 |
| <i>Меркулов В.С., Бізюк І.Г.</i> Модель організаційного механізму розподілу ресурсів вагоноремонтних підприємств | 220 |
| <i>Мартинов І.Е., Шовкун В.О.</i> Дослідження напружено-деформованого стану елементів буксових підшипникових вузлів | 226 |
| <i>Мартинов І.Е., Нечволода К.С.</i> Аналіз чинників, що впливають на ефективність використання автоматичних гальм вантажних вагонів | 230 |
| <i>Михайлов Є.В., Солодовнік М.Д, Семенов С.О.</i> Можливості зниження зносу гребеня для нової конструктивної схеми колеса | 235 |
| <i>Гречко А.В., Ніщенко О.Є., Шелейко Т.В.</i> Розчіпний пристрій | 243 |
| <i>Волошин Д.І.</i> Управління надійністю виробничих систем з ремонту вагонів | 247 |
| <i>Шевченко К.В.</i> Неруйнівний контроль втоми металу та його об'єктивна пріоритетність у діагностиці конструкцій та обладнання | 252 |
| <i>Киреев А.Н., Колодяжний П.В.</i> Применение ультразвуковой обработки с целью улучшения эксплуатационных свойств зубчатых колес локомотивов | 256 |

| | |
|---|-----|
| <i>Скуріхін Д.І.</i> Спосіб безперервного акустичного контролю колісних пар вагонів | 263 |
| <i>Рибін А.В.</i> Проблеми забезпечення збереження інвентарного парку напіввагонів в експлуатації | 269 |
| <i>Фомін О.В.</i> Оцінювання запасів несучої здатності кузовів вантажного вагонобудування та їх елементів | 273 |
| <i>Волошин Д.І., Афанасенко І.М.</i> Аналіз основних несправностей елементів автозчепного пристрою вантажних вагонів у експлуатації | 282 |
| <i>Крашенінін О.С., Гогаєв В.А.</i> Сучасні методи прогнозування технічного стану ТЕД | 286 |
| <i>Петровська Т.Е.</i> Життєвий цикл проекту та його удосконалення під час впровадження проекту | 293 |
| Тези доповідей Міжнародної науково-практичної конференції, присвяченої 60-річчю заснування кафедри вагонів: Вагони нового покоління – із ХХ в ХХІ сторіччя | 299 |

УДК 378

*Доктори техн. наук М.І. Данько,
Д.В. Ломотько, І.Е. Мартинов*

*Doctors of techn. sciences N.I. Dan'ko,
D.V. Lomotko, I.E. Martinov*

КАФЕДРА "ВАГОНИ": МИНУЛЕ, СУЧАСНІСТЬ І МАЙБУТНЄ

DEPARTMENT OF "WAGON": PAST, PRESENT AND FUTURE

Історія розвитку залізничного транспорту невід'ємна від історії розвитку рухомого складу залізниць. Післявоєнна відбудова народного господарства СРСР сприяла значному зростанню вантажообігу і потребувала для його забезпечення значної кількості вагонів. Це, в свою чергу, викликало збільшення фахівців, які б забезпечували виготовлення, експлуатацію та ремонт рухомого складу.

Кафедра "Вагони" Української державної академії залізничного транспорту була заснована в 1953 році. Її першим завідувачем став доцент Павло Васильович Шевченко.



Шевченко Павло Васильович

Павло Васильович Шевченко народився 12 жовтня 1907 р. До вступу в Ленінградський інститут інженерів

залізничного транспорту він встиг збути робочу професію та отримати навички практичної роботи. У 1934 р. Павло Васильович закінчив Ленінградський інститут інженерів залізничного транспорту (ЛІІЗТ) і був направлений працювати на Київський паровозо-вагоноремонтний завод. Там він поступово зростав як фахівець, з 1934 р. по 1937 р. займаючи поступово посади майстра, начальника вагоноскладального цеху і начальника технічного відділу заводу.

Маючи досвід практичної роботи на виробництві, П.В. Шевченко у 1937 р. вступив до аспірантури ЛІІЗТу по кафедрі "Вагоноремонтні заводи", яку закінчив у 1940 р. Тоді ж він захистив дисертацію на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук і залишився працювати асистентом кафедри.

На початку Великої Вітчизняної війни Павло Васильович був відряджений на Ташкентську залізницю, де до 1944 р. працював заступником начальника служби вагонного господарства.

З 1943 р. він працював за сумісництвом в. о. доцента кафедри "Рухомий склад та тяга поїздів" Харківського інституту інженерів залізничного транспорту (ХІІТ), який був евакуйований до Ташкенту. Після повернення з евакуації життєвий шлях Павла Васильовича Шевченка нерозривно пов'язаний з нашою академією. З 1944 по

1953 р. Павло Васильович працював доцентом кафедри рухомого складу та тяги поїздів ХПТ. У 1944 р. рішенням Вищої Атестаційної Комісії СРСР затверджений у вченому званні доцента кафедри "Рухомий склад та тяга поїздів". Виконував обов'язки начальника навчального відділу інституту. З 1948 по 1950 р. Павло Васильович навчався в докторантурі секції з наукової розробки проблем транспорту Академії Наук СРСР.

У 1953 р. у ХПТ була створена кафедра "Вагони та вагонне господарство" і він був затверджений завідувачем кафедри, якою керував беззмінно протягом 29 років, віддаючи усі свої сили і талант розвитку галузевої науки і вихованню кваліфікованих фахівців у вагонобудуванні та вагонному господарстві. За його безпосередньої участі кафедрою підготовлено близько трьох тисяч спеціалістів, які працювали і працюють на різних посадах як в Україні, так і в державах СНД.

У червні 1964 р. доцентом П.В. Шевченком була захищена перша в історії інституту докторська дисертація. У 1965 р. Павлу Васильовичу рішенням ВАК був присуджений вчений ступінь доктора технічних наук і він був затверджений у вченому званні професора кафедри.

За роки наукової діяльності Павло Васильович Шевченко видав більше 50 наукових праць. Його багатогранна діяльність відзначена урядовими нагородами: у 1954 р. він був нагороджений знаком "Почесний залізничник". З 1946 по 1975 р. був нагороджений чотирма медалями, а у 1981 р. – орденом "Знак пошани".

У перші роки заснування кафедри разом з Павлом Васильовичем працювали доценти М.Ф. Фельдман, І.В. Антонов, В.І. Бабенко, старший викладач К.Г. Рильков, В.І. Максаков. Протягом усього часу існування кафедри її колектив активно працював у різних напрямках науково-дослідної роботи, яка була направлена на удосконалення конструкції

вузлів вагонів і забезпечення надійності їх роботи в умовах експлуатації. Значні дослідження були виконані П.В. Шевченком з питань підвищення надійності пресового з'єднання осі колісної пари вагонів з маточиною колеса. На рівні докторської дисертації була виконана робота "Розробка конструкції та розрахунок міцності порожнистих вагонних осей".

Значний внесок щодо удосконалення шарнірних вузлів гальмівної системи і повітропровідної гальмівної магістралі зробив у 1960-ті рр. доцент М.Ф. Фельдман. Під його керівництвом І.В. Антоновим та К.І. Бойко виконувались дослідження відносно можливості застосування на рухомому складі гідравлічних протитюзових авторегуляторів.

З початку шістдесятих років в інституті значно виросла потреба в науково-педагогічних кадрах і в 1964 р. першими аспірантами кафедри стали В.В. Шевченко і М.В. Коренівський. У подальшому аспірантами П.В. Шевченка стали А.П. Горбенко (нині доцент кафедри), Є.В. Федорець та багато інших.

На кафедрі з'являються досвідчені виробничники, а в минулому її випускники: В.С. Фоменко, О.Г. Мілашич, В.В. Поляков, Д.А. Дубяга, С.І. Нечволода, М.К. Гребьонкін.

До наукової роботи кафедри широко залучались студенти, що мали нахил до наукових досліджень, які потім поповнювали ряди наукових кадрів дослідної лабораторії.

У 1964 р. на кафедрі була створена унікальна науково-дослідна лабораторія "Фотопружність", де активно працював також доцент кафедри "Теоретична механіка" Й.Б. Волькович. Завдяки методу фотопружності з'явилась можливість досліджувати міцність різних вузлів вагонів та інших конструкцій складної геометричної конфігурації та визначати напрямки її підвищення. Кафедра активно співпрацювала з Маріупольським заводом важкого машинобудування, Уральським,

Крюківським, Калінінградським і Калінінським (нині Тверським) вагонобудівними заводами. Фахівцями кафедри проводились дослідження поляризаційно-оптичним методом міцності вузла циліндро-поршньової групи двигунів СМД для заводу "Серп і молот", а також перевірялась міцність кріплення лопаток газових турбін для Харківського турбінного заводу.

Наслідком активної наукової діяльності на кафедрі тих років стали захисти дисертацій: докторської – Г.П. Андрєєва (1966 р.) тодішнього ректора Українського заочного політехнічного інституту; кандидатських – В.В. Шевченка (1968 р.), А.П. Горбенка, А.О. Радзіховського, М.В. Коренівського (1971 р.), В.Г. Черниша (1975 р.), Є.В. Федорця, В.В. Новикова (1977 р.), В.С. Ждамарова (1978 р.). Пізніше, вже після того як пішов із життя д.т.н., професор П.В. Шевченко, продовжуючі його науковий напрям, стали кандидатами технічних наук С.І. Нечволода (1984 р.), І.Д. Борзилова (1990 р.), М.К. Гребьонкін (1994 р.).

З середини 1970-х рр. посилилась взаємодія інституту і виробництва. Кафедрою були створені філії у вагонних депо Основа і Харків-пасажирський, які працюють і нині. Тематика курсового і дипломного проектування тісно пов'язана з потребами виробництва. Щорічно за замовленням служби вагонного господарства виконувались дипломні проекти, присвячені розробленню окремих питань організації і технології ремонту вагонів. Захист дипломних проектів протягом багатьох років проводився на Харківському вагоноремонтному заводі.

Після того як пішов із життя професор П.В. Шевченко, з 1983 по 1993 р. кафедру очолював доцент Валерій Васильович Шевченко.

Він народився у Харкові 24 січня 1939 р. У 1961 р. закінчив Харківський інститут інженерів залізничного транспорту за спеціальністю "Вагонобудування та

вагонне господарство". Після закінчення інституту працював бригадиром, старшим інженером, головним інженером вагонного депо. У 1964 р. поступив до аспірантури на кафедру "Вагони та вагонне господарство" ХІІТу. У 1967 р. захистив кандидатську дисертацію. З 1968 р. – доцент кафедри "Вагони та вагонне господарство".

Валерій Васильович Шевченко очолював кафедру у 1980-ті роки, роки так званої "перебудови". Час потребував змін у всіх галузях, у тому числі і в підготовці фахівців для вагонного господарства. В.В. Шевченко був одним із авторів нових удосконалених навчальних планів для спеціальності "Вагони". Так, замість дисципліни "Взаємодія колії та рухомого складу" була введена дисципліна "Динаміка вагонів". У навчальні плани за рішенням Ради вузу були введені дисципліни "Основи надійності вагонів" і "Основи наукових досліджень". Реалізація принципу безперервної підготовки студентів зі спеціальності призвела до появи дисципліни "Загальна будова вагонів та їх взаємодія з технічними засобами залізниць". У 1985 р. було введено дисципліну "САПР і основи наукових досліджень вагонів".

Матеріальна база кафедри неухильно розвивалася. Обмежені можливості розширення площ змушували шукати нові рішення. У 1978 р. кафедрі була передана для навчальних цілей 5-вагонна рефрижераторна секція. Вона розташовувалася на станції Основа. Однак організаційні труднощі, пов'язані з її використанням, змусили відмовитися від цього плану.

У 1983 р. з'явилася ідея створення й установлення на території інституту навчального вагона-лабораторії. Дуже допоміг у реалізації цієї ідеї Ігор Іванович Хаба, який на початку 1980-х рр. очолював службу вагонного господарства Південної залізниці. Служба вагонного господарства передала інституту пасажирський вагон, допомогла відремонтувати і переобладнати

його на Харківському вагоноремонтному заводі. Технічно складна операція транспортування по місту такого великогабаритного і великовагового об'єкта, як пасажирський вагон, була проведена колективом кафедри в 1984 р.

Кафедра "Вагони" одна з перших в інституті почала активно впроваджувати в навчальний процес обчислювальну техніку. На кафедрі змінилося кілька поколінь ЕОМ: Наірі-2, Іскра-226, Іскра-1030М, а також широкий набір засобів аналогової техніки.

Заняття з дисциплін "Технологія вагонобудування та ремонту вагонів", "Вагонне господарство", "Автоматизація та механізація ремонту вагонів" проводились у філії кафедри, де студенти мали можливість в умовах депо ознайомитись з технологічним процесом ремонту вагонів. Значну частину навчальних занять проводили досвідчені виробничники Г.І. Дуканич, М.К. Костенко.

Наукові дослідження кафедри проводилися головним чином у вигляді госпдоговірних і держбюджетних робіт. Стабільними замовниками були Крюківський, Уральський і Стаханівський вагонобудівні заводи, Головне управління вагонного господарства Міністерства шляхів сполучення СРСР. Для виконання госпдоговірних робіт був створений штат наукових співробітників. Науковими співробітниками працювали Є.В. Федорець, Е.В. Лукіна, І.Д. Борзилов, Л.М. Кулик, В.В. Маловічко, А.В. Гайдамака, Н.Л. Рубанова та ін. За результатами виконаних науково-дослідних робіт багато наукових співробітників захистили дисертації та поповнили ряди викладачів (Е.В. Лукіна, І.Д. Борзилов, В.В. Маловічко). Широку участь у виконанні науково-дослідних робіт брали студенти.

У 1980-ті рр. наукові зв'язки кафедри з виробництвом підтримувалися через суспільний науково-дослідний інститут (СНДІ), у роботі якого на суспільних

початках брали участь викладачі інституту і працівники Південної залізниці.

У 1990-х рр. на кафедрі прийшли молоді вчені І.Е. Мартинов та О.П. Носач, які захищали свої кандидатські дисертації за іншими науковими напрямками, але теж були в минулому випускниками кафедри.

З 1993 по 1998 р. кафедрі очолював к.т.н., доцент А.П. Горбенко. Він закінчив у 1962 р. Дніпропетровський інститут інженерів залізничного транспорту і був направлений у вагонне депо Волноваха Донецької залізниці. Там з 1962 по 1967 р. працював майстром, старшим приймальником вагонів, старшим інженером, головним інженером депо. З 1967 по 1970 р. навчався в аспірантурі ХІІТ. Після закінчення аспірантури та успішного захисту кандидатської дисертації А.П. Горбенко з 1971 р. працював в ХІІТі на посадах асистента, доцента кафедри "Вагони". З 1976 по 1998 р. працював деканом факультету підвищення кваліфікації керівних робітників і спеціалістів. У 1995 р. пройшов стажування на Швейцарських федеральних залізницях. Він є автором 76 наукових праць, у тому числі підручника "Вагони промислового транспорту" та навчального посібника з провідної дисципліни "Вагони: конструювання та розрахунки", нагороджений знаком "Почесний залізничник". Автор 76 науково-методичних праць, 4 авторських свідоцтв, підручника "Вагони промислового транспорту", двох навчальних посібників.

Треба зазначити, що діяльність як навчального закладу в цілому, так і кафедри "Вагони" у 1990-ті рр. минулого сторіччя здійснювалась у дуже складних умовах: відсутність стабільного фінансування, мізерна заробітна платня викладачів із затримками виплати на декілька місяців, мізерні стипендії студентів, що не забезпечували навіть прожитковий мінімум. Впав престиж вищої освіти, скоротилося державне замовлення,

випускники не могли знайти собі роботу за спеціальністю.

У ці роки на кафедрі під керівництвом А.П. Горбенка проводилась робота з подальшого удосконалення навчального процесу. Для підвищення якості навчання вперше був здійснений перехід на європейські стандарти вищої освіти та були розроблені освітньо-професійні програми за професійним рівнем бакалавра, спеціаліста, магістра, проведена організаційно-методична робота щодо переходу на двоступінчасту систему навчання за рівнями "Бакалавр" і "Спеціаліст".

Вперше були розроблені інтегровані навчальні плани безперервної підготовки спеціалістів за системою "технікум-академія". У результаті розпочато навчання студентів, які мають базову освіту на рівні технікуму, зі скороченим терміном навчання. У навчально-методичний комплекс "академія-технікум" увійшли Одеський, Кременчуцький, Слов'янський, Львівський і Київський технікуми залізничного транспорту.

Для підвищення практичної підготовки студентів суттєво активізована навчальна робота на філії кафедри у вагонному депо Основа.

У період становлення економіки України на ринкових відносинах кафедрою була докорінно змінена концепція виконання дипломних проектів. Головним напрямком тематики їх стала реструктуризація вагонного господарства залізниць України.

Незважаючи на відсутність бюджетного фінансування, подальшого прискорення набула комп'ютеризація навчального процесу. На кафедрі з'явилися перші персональні комп'ютери та розроблено прикладні комп'ютерні програми.

Введена в дію гальмова випробувальна станція імітації дії гальм 30 вагонів поїзда при проведенні лабораторних і практичних занять. Матеріально-технічна база кафедри поповнилась приміщенням

для створення нової лабораторії холодильного обладнання вагонів.

В інформаційному забезпеченні навчального процесу головна увага приділялась переведенню начального процесу на українську мову, друкуванню методичних вказівок і конспектів лекцій українською мовою.

У рамках науково-дослідних робіт кафедра продовжувала тісно співпрацювати з Державною адміністрацією залізничного транспорту України. Згідно з державною програмою була виконана науково-дослідна робота "Розробка заходів по зменшенню зносу пари "колесо-рейка", за виконання якої доцент І.Е. Мартинов був нагороджений Почесною грамотою Укрзалізниці.

Викладачі кафедри брали активну участь у роботі науково-методичної комісії Міністерства освіти України за напрямком "Залізничний транспорт", постійно діючої комісії Укрзалізниці з проблеми зменшення інтенсивності зносу вагонних коліс, технічного комітету України зі стандартизації на залізничному транспорті, науково-технічної ради вагонного гравку Укрзалізниці.

На кафедрі відбувся перший випуск магістрів.

Анатолій Петрович Горбенко продовжує працювати доцентом кафедри "Вагони", передаючи свій величезний досвід молодим викладачам.

З 1999 по 2007 р. кафедрі "Вагони" очолював д.т.н., професор Владислав Федорович Головка. Він народився 5 травня 1939 р. У 1967 р. закінчив Харківський інститут інженерів залізничного транспорту, отримав диплом з відзнакою. З 1967 по 1973 р. працював на Харківському заводі ім. В.О. Малишева інженером-дослідником, конструктором. З 1973 р. працював в Українській державній академії залізничного транспорту спочатку старшим науковим співробітником, асистентом, доцентом, завідувачим кафедрою. У 1975 р. захистив кандидатську

дисертацію, у 1999 р. – докторську. Основний науковий напрямок діяльності: прогнозування стану та діагностики рухомого складу залізниць. Нагороджений знаком "Почесний залізничник" та орденом "Знак пошани". Він проводив активну роботу з підготовки кваліфікованих кадрів для академії та залізничного транспорту.

Наприкінці 2007 р. Владислав Федорович Головка раптово пішов з життя.

З січня 2008 р. по вересень 2009 р. обов'язки завідувача кафедри виконував Візник Руслан Іванович, кандидат технічних наук (2003 р.), доцент (2005 р.), випускник УкрДАЗТ 1999 р. Автор близько 20 наукових і навчально-методичних праць, має 2 патенти на корисну модель і 3 патенти на винахід.

З вересня 2009 р. по серпень 2010 р. виконував обов'язки завідувача кафедри "Вагони" к.т.н., професор Іван Дмитрович Борзилов. Він у 1977 р. закінчив ХІТ за спеціальністю "Вагонобудування та вагонне господарство". Починав роботу на кафедрі молодшим науковим співробітником, потім старшим науковим співробітником і старшим викладачем. У 1990 р. захистив кандидатську дисертацію. З 1992 р. – доцент кафедри "Вагони". З 2004 р. – професор академії по кафедрі вагонів. Має близько 90 наукових праць і навчально-методичних розробок, які стосуються удосконалення технічного обслуговування та ремонту вагонів.

З вересня 2010 р. і по цей час завідувачем кафедри є доктор технічних наук, професор Ігор Ернстович Мартинов. Він народився у м. Харків у 1962 р. У 1979 р. поступив на механічний факультет Харківського інституту інженерів залізничного транспорту ім. С.М. Кірова, який закінчив з відзнакою у 1984 році за спеціальністю "Вагонобудування та вагонне господарство". Трудову діяльність розпочав у серпні 1984 р. майстром вагоноскладального цеху на Харківському вагоноремонтному заводі. З 1984 по 1986 р. проходив строкову службу в лавах

Радянської Армії. З 1988 по 1991 р. навчався в очній аспірантурі Московського інституту залізничного транспорту на кафедрі "Вагони та вагонне господарство". У 1991 р. там же захистив дисертацію на здобуття вченого ступеня кандидата технічних наук.

З лютого 1991 р. по цей час І.Е. Мартинов працює в Українській державній академії залізничного транспорту асистентом, доцентом, професором, завідувачем кафедри. Він є автором понад 100 наукових і науково-методичних праць, у тому числі 5 навчально-методичних посібників з грифом Міністерства освіти.

У 2009 р. захистив дисертацію на здобуття вченого ступеня доктора технічних наук на тему "Розвиток методів розрахунку та випробувань буксових підшипникових вузлів вантажних вагонів з урахуванням особливостей їх експлуатації". У 2011 р. отримав вчене звання професора.

Під його керівництвом захищено дві кандидатські дисертації.

Основний науковий напрямок діяльності професора І.Е. Мартинова – підвищення надійності буксових вузлів рухомого складу. Під керівництвом І.Е. Мартинова виконано комплекс досліджень, присвячений вибору оптимальної конструкції буксового підшипникового вузла вантажних вагонів. Створені буксові вузли підвищеної надійності, обладнані дворядними підшипниками касетного типу, з успіхом експлуатуються на вагонах нового покоління на залізницях України.

За вагомих особистий внесок у реалізацію Програми щодо зменшення наднормативного зносу коліс і рейок І.Е. Мартинов у 2006 р. нагороджений Почесною грамотою Державної адміністрації залізничного транспорту України. За плідну працю і значний внесок у роботу з підготовки фахівців залізничного транспорту та підвищення їх кваліфікації І.Е. Мартинов у 2010 р.

нагороджений Почесною грамотою Міністерства транспорту і зв'язку України. У 2011 р. відзначений іменним годинником від Південно-Західної залізниці.

Кафедрою "Вагони" підготовлено понад три тисячі спеціалістів, які працюють на різних посадах як в Україні, так і в державах СНД. Ведеться підготовка кадрів вищої кваліфікації, діє денна та заочна аспірантура.

Щорічно найкращі студенти кафедри з успіхом виступають на всеукраїнських олімпіадах з рухомого складу. Так, у

2011 р. перше місце зайняв студент 4-го курсу спеціальності "Вагони та вагонне господарство" Артем Глуценко. На конкурсі студентських наукових робіт дипломом другого ступеня був нагороджений Віталій Юдін.

Лабораторна база представлена шістьма лабораторіями, які оснащені сучасними стендами, приладами та вимірювальною технікою. Лабораторні роботи та практичні заняття проводяться також у вагоні-лабораторії, яка розміщена на території академії.



Лабораторія кафедри вагонів

Подальшого прискорення набула комп'ютеризація навчального процесу. Лабораторії кафедри оснащені сучасними комп'ютерами, кількість яких неухильно зростає.

Після закінчення академії інженери цієї спеціальності працюють на підприємствах вагонного господарства залізниць, вагоноремонтних і вагонобудівних заводах, у проектах і науково-дослідних організаціях.

Випускники кафедри вагонів з успіхом працюють на всіх залізницях України та інших країн СНД. М.І. Скорина очолював Головне управління вагонного господарства Міністерства шляхів сполучення СРСР, Л.М. Лобойко успішно працював начальником вагонної та пасажирської служби Південної залізниці, заступником Генерального директора

Укрзалізниці, першим керівником Української залізничної швидкісної компанії. На сьогодні начальником Головного управління вагонного господарства працює О.В. Кутішенко, головним інженером цього ж управління – В.В. Мархай. В.В. Регеда багато років очолював вагонну службу Донецької залізниці, зараз її очолює П.А. Куліков, В.Б. Мельничук очолює вагонну службу Львівської залізниці, А.О. Мусієнко – вагонну службу Південної залізниці, С.В. Бут – її головний інженер. С.В. Васильєв працює головним інженером служби вагонного господарства Одеської залізниці, начальник пасажирської служби Південної залізниці – І.О. Плєскач, директор Стрийського ВРЗ – А.Д. Алексеєнко, головний інженер

Державного підприємства "Укрспецвагон" – В.Р. Новіков, ректор ДЕТУТ – М.В. Макаренко, проректор УкрДАЗТ – А.О. Каграманян та інші. На всіх посадах випускники кафедри з честю несли почесне звання вагонника. За роки існування кафедри "Вагони" було випущено понад шість тисяч спеціалістів, з них 189 з відзнакою.

На кафедрі "Вагони" ведеться підготовка кадрів вищої кваліфікації, діє денна та заочна аспірантура.

Через систему Науково-навчального Інституту підвищення кваліфікації та перепідготовки кадрів кафедра веде підготовку магістрів денної та заочної форми навчання та навчальний процес з отримання другої спеціальності за спеціальністю "Вагони та вагонне господарство".

Останнім часом на кафедрі під керівництвом професора І.Е. Мартинова виконуються наукові дослідження з підвищення надійності буксових вузлів вагонів шляхом удосконалення конструкції та впровадження сучасних технологій діагностування технічного стану його елементів (к.т.н., доцент А.В. Труфанова, В.М. Петухов, В.Г. Равлюк, В.О. Юдін, В.О. Шовкун). У рамках реалізації цього напрямку було розроблено та впроваджено 4 нормативних документи, які забезпечують експлуатацію та ремонт буксових вузлів підвищеної надійності (Інструкція з технічного обслуговування букс, обладнаних касетними конічними підшипниками ЦВ-ЦЛ-0092, Інструкція з технічного обслуговування та монтажу-демонтажу букс, обладнаних здвоєними циліндричними підшипниками касетного типу CRU-Дуплекс ЦВ-0125, Технологічна інструкція з проведення монтажно-демонтажних робіт букс, обладнаних дворядними підшипниками касетного типу, Інструктивні вказівки "Підшипники вагонні дворядні касетного типу. Норми безпеки").

Над удосконаленням системи технічного утримання вагонів для

підвищення ефективності їх використання працює професор І.Д. Борзилов. Питанням модернізації гальмівної системи вантажних вагонів присвячені дослідження доцента С.І. Нечволоди, розробленню заходів щодо зменшення інтенсивності спрацювання деталей ходових частин вагонів – доцента А.П. Горбенка. Над створенням сучасних засобів технічного діагностування колісних пар пасажирських вагонів під керівництвом доцента В.В. Бондаренко працює Д.І. Скуріхін. Дослідження доцента Р.І. Візняка та А.О. Ловської присвячені забезпеченню збереження вагонів у міжнародному залізнично-водному сполученні.

За зазначеними напрямками наукової діяльності кафедра тісно співпрацює з Головним управлінням вагонного господарства, Головним пасажирським управлінням, Головним управлінням приміських пасажирських перевезень Укрзалізниці, Державним підприємством "Український науково-дослідний інститут вагонобудування", службами вагонного господарства та пасажирськими службами залізниць України, проектно-конструкторським бюро Головного управління вагонного господарства Укрзалізниці, Державним підприємством Укррефтранс, ПАТ "Крюківський вагонобудівний завод", ВАТ "Харківський підшипниковий завод", а також з багатьма іншими підприємствами та установами.

Кафедра співпрацює зі спорідненими кафедрами Московського та Санкт-Петербурзького університетів шляхів сполучення (Росія), а також з провідними світовим виробниками підшипникових вузлів для рухомого складу: шведською фірмою "SKF", американськими компаніями "Timken" та "Brenco", Європейською підшипниковою корпорацією.

У 2011 р. на кафедрі в рамках 73-ї міжнародної науково-практичної конференції кафедр академії, інженерно-технічних працівників залізниць, підприємств та організацій України в

роботі секції "Вагони" взяло участь 48 осіб. Серед них представники Державного підприємства "Державний науково-дослідний центр" Укрзалізниці (м. Київ), Державного економіко-технологічного університету транспорту (м. Київ), Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут", Державного науково-дослідного інституту вагонобудування, ПАТ Крюківський

вагонобудівний завод (м. Кременчук), концерн "Азовмаш" (м. Маріуполь), фахівці Південної та Львівської залізниць. З доповідями виступили науковці Московського державного університету шляхів сполучення (Росія), а також представники виробників підшипникових вузлів для рухомого складу "Schaeffler technologies gmbh & CO KG" (Німеччина) та SKF Eurotrade AB (Швеція).



Учасники 73 міжнародної науково-практичної конференції кафедр академії, секція "Вагони" (квітень 2011 р.)

Ключові слова: історія, підготовка спеціалістів, освіта.

Анотації

Стаття присвячена історії кафедри вагонів, основним напрямкам її розвитку та становлення. Розкриваються сфери наукової діяльності співробітників кафедри, участь кафедри у житті факультету та розвитку науки України і Укрзалізниці.

Статья посвящена истории кафедры вагонов, основным направлениям ее развития и становления. Раскрываются сферы научной деятельности сотрудников кафедры, участие кафедры в жизни факультета и развития науки Украины и Укрзалізницьи.

The article is devoted to the history of the Department wagons, main directions of its development and formation. Disclosed sphere of scientific activities of the Department, part of the Department in the faculty life and development of science of Ukraine and Ukrzaliznytsia.

УДК 629.04

*Канд. техн. наук А.В. Донченко
(ДП «УкрНДІВ»)*

Cand. of techn. sciences A.V. Donchenko

СТРАТЕГІЯ РОЗВИТКУ ТРАНСПОРТНОГО МАШИНОБУДУВАННЯ ДЛЯ ЗАЛІЗНИЦЬ УКРАЇНИ

STRATEGY OF TRANSPORT MACHINERY FOR RAILWAYS OF UKRAINE

Представив д-р техн. наук, професор І.Е. Мартинов

Транспорт відіграє одну з ключових ролей у стратегії розвитку держави. Стійкість економічного зростання може бути досягнута тільки при стабільній чіткій взаємодії усіх ланок, а саме виробництва рухомого складу, інфраструктури, логістичних процесів, у тому числі і перевізного процесу. В Україні транспортна діяльність робить суттєвий внесок у створення валової додаткової вартості. Згідно з даними, наведеними у роботі [1], частка валової доданої вартості становить 13%, а вартість основних засобів виробництва – близько 35 % загальної вартості потенціалу країни, середньооблікова чисельність штатних працівників галузі складає понад 935 тис. осіб. Наведені дані свідчать про нагальну необхідність проведення комплексних заходів стосовно розвитку транспортної галузі. Стратегія розвитку передбачає реалізацію цілого ряду інфраструктурних і транспортних проектів. Стратегія розвитку залізничної галузі передбачає, у першу чергу, розмежування пасажирських і вантажних залізничних маршрутів, створення та впровадження високошвидкісного руху, продовження розбудови транспортних коридорів, що забезпечать більш ефективне сполучення між Європою та Азією через територію України.

Основним завданням сьогодення є інтегрування залізничної галузі України в європейську та світову мережу. Для цього необхідним є виконання вимог євростандартів, застосування електронного документообігу та електронного підпису при залізничних міжнародних і внутрішніх перевезеннях. Особливо актуальним питанням у цьому зв'язку є питання модернізації залізничної галузі України з метою відповідності її європейським стандартам щодо рухомого складу для експлуатації як на колії 1520 мм, так і на колії 1435 мм. Основними вимогами при цьому до рухомого складу є швидкість і якість перевезення вантажів, особливо тих, що швидко псуються. На новий рівень необхідно піднімати вимоги щодо пасажирського рухомого складу. До основних завдань щодо рухомого складу, окрім різкого підвищення швидкості руху та комфортності, з метою збільшення його надійності та економічності і збереження, а також забезпечення безпеки руху при цьому, належать розмежування вантажного та пасажирського рухомого складу залізниць. У наш час на передній план вийшли питання оновлення рухомого складу, який знаходиться вкрай зношеному робочому стані. За даними різних офіційних джерел інформації, зношеність основних засобів досягла близько 90 %, а

знос тепловозів досягає 97-99 %, електровозів понад 90 %, така ж зношеність і приміського рухомого складу. На рівні 85-90 % знаходиться зношеність вантажного рухомого складу. Виходячи з викладеного повинен відповідним чином перебудуватися і машинобудівний комплекс України для задоволення нових потреб залізничного транспорту. Як відомо, сьогодні машинобудівна галузь для залізничного транспорту зорієнтована на експорт. Обсяги експорту рухомого складу підприємств України складають понад 80 %.

У машинобудівному комплексі України були зосереджені значні промислові потужності для продукції вагонобудування та тепловозобудування. Близько 60 % загального обсягу виробництва вантажних вагонів в СРСР та близько 80% тепловозів поставлялось виробничим комплексом України.

Завдання галузі полягає у забезпеченні виробництва сучасного рухомого складу та іншого обладнання для залізничного транспорту та міського господарства, у тому числі в перспективі для швидкісного та високошвидкісного залізничного транспорту, модернізації інфраструктури залізниць для забезпечення швидкісного руху поїздів.

Необхідно зазначити, що як і саме збереження галузі транспортного машинобудування, так і політика в сфері управління якістю на підприємствах цієї галузі переживає етап становлення і цей процес неперервно зв'язаний зі створенням та освоєнням нової продукції.

У розвинутих країнах світу саморозвиток транспортного комплексу розвивається за такими напрямками:

- створення високими темпами нових моделей і поколінь продукції;
- ефективно застосування принципово нових машин, матеріалів, комплектуючих, технологічних систем;
- випуск конкурентоспроможної продукції, здатної задовольнити потреби

секторів економіки, від яких залежить безпека держави та споживчого ринку, і одним з найбільших секторів, що забезпечує їхнє надійне функціонування, є залізничний транспорт;

- здатність виробництва до широкого впровадження науково-технічних досягнень, високий рівень транснаціональної інтеграції науки, технологій і промислового виробництва, домінування наукоємних галузей;

- забезпечення значного рівня розвитку інформаційної, впроваджувальної, транспортної, постачально-збутової інфраструктури;

- раціональне впровадження ресурсозберігаючих і відновлювальних технологій;

- забезпечення високого рівня екологічної безпеки;

- досягнення оптимального співвідношення ефективного функціонування державного і приватного секторів промисловості.

Основними принципами державної політики в секторі транспортного машинобудування є:

- забезпечення національних інтересів;

- соціальна та економічна спрямованість реформування транспортного машинобудування;

- поєднання державного регулювання з ринковими механізмами саморегуляції;

- програмно-цільовий підхід до вирішення завдань щодо політики транспортного машинобудування;

- поглиблення процесів інтеграції у світову економіку, насамперед євроінтеграції.

Реалізація викладених принципів полягає у створенні належних умов для розвитку сектора транспортного машинобудування на ринкових засадах з одночасним посиленням державного регулювання, де ринкові механізми діють неефективно.

Передбачається прискорити та забезпечити:

- інституційні перетворення з утвердження конкурентного середовища;
- конкурентоспроможність залізничної техніки через реалізацію її інноваційного шляху розвитку, формування нових технічних укладів, підтримку розвитку наукоємних виробництв;
- збільшення обсягу експорту, у першу чергу наукоємної продукції;
- провести структурну перебудову виробництва, стимулювати його оновлення, забезпечити випереджаючий розвиток широкомасштабної модернізації шляхом оновлення основних засобів транспортної галузі.

Зростаючий попит на транспортні послуги з боку вітчизняних та іноземних користувачів за даними, наведеними у роботі [1], не може бути повністю задоволений без кардинального оновлення рухомого складу. Аналіз темпів реального оновлення парку вантажних вагонів (нині інвентарний парк налічує близько 120 тис. вантажних вагонів), навіть при падінні обсягів перевезень вантажів у найближчі роки, призведе до їх дефіциту, а при збільшенні обсягів перевезень у перспективі - до невикористання потенційних можливостей, особливо щодо експортних вантажних перевезень. Так, наприклад, тільки у першому півріччі 2011 р. ДП «Свердловськантрацит» недоотримало 6650 вагонів або 15,4 % планової цифри. Внаслідок цього підприємство самостійно здійснювало ремонт вагонів і нераціонально витрачало великі обсяги матеріальних ресурсів.

За оцінками експертів, станом на кінець 2011 р. 6000 напіввагонів необхідно було замінити новими. Окрім того, значна кількість вагонів не може експлуатуватися внаслідок незадовільного технічного стану і потребує оновлення.

На підставі викладеного знаходить підтвердження вимога якомога скорішої реалізації завдань, поставлених у роботах

[2, 3]. У цих документах були розроблені вимоги до конструкцій рухомого складу нового покоління, а саме:

- підвищення продуктивності на 18-20 %;
- збільшення осьового навантаження – не менш ніж на 7 %;
- зменшення питомої металокопункції на 10 %;
- економія енерговитрат на експлуатацію до 20 %;
- зменшення капітальних вкладень на закупівлю рухомого складу з одночасним освоєнням планових перевезень – не менш ніж на 5 %;
- економія експлуатаційних витрат – не менш ніж на 5 %;
- підвищення надійності конструкцій, широке застосування технічної діагностики і неруйнівного контролю, збільшення міжремонтних пробігів і збільшення моторесурсу.

Провідними машинобудівними підприємствами України, насамперед такими, як ПАТ «Крюківський вагонобудівний завод», ПАТ «Стаханівський вагонобудівний завод», ПАТ «Дніпровагонмаш», ПАТ «Азовмаш», протягом 2009-2012 років створено конструкції вагонів, що відповідають зазначеним вимогам. Технічні характеристики вагонів нового покоління України наведені в табл. 1. Але для серійного виробництва зазначених вагонів, промисловість України повинна найближчим часом виконати роботи за такими напрямками:

- освоїти нові конструкційні сталі;
- освоїти нові ливарні сталі, які повинні мати стабільний коефіцієнт запасу міцності на втому 2,0 та зменшення маси візка на 15 %;
- налагодити серійний випуск вітчизняних касетних підшипників та інших конструкцій підшипників з аналогічними характеристиками;
- освоїти сучасне виробництво зносостійких елементів візків, фрикційних

клинів і ковзунів з термічно обробленого високоміцнісного чавуну; виробництво поліуретанових деталей візків; виробництво зносостійких полімерних втулок важільної передачі з пробігом 800 тис. км;

- створити сучасні автозчепи, що будуть вирішувати питання різниці осей і надійності зчеплення;

- опрацювати технологію захисту від зносу тертям елементів вагона (автозчеп, хомут, клин, центруючі балочка і т. ін.);

- розробити та освоїти виробництво поглинальних апаратів; виробництво нових гальмівних систем вагонів; сімейство візків вантажних вагонів для різних типів вагонів.

Таблиця 1

| Найменування параметрів і розмірність | Напів-вагон ПАТ «КВБЗ» | Вагон для зерна ПАТ «КВБЗ» | Напів-вагон ПАТ «СВЗ» | Напів-вагон ПАТ «Дизельний завод» | Напів-вагон ПАТ «Дніпровагон-маш» | Напів-вагон ТОВ «Софія-Інвест» | Напів-вагон ПАТ «Азов-маш» | Вагон-цистерна ПАТ «Азов-маш» |
|---|------------------------|----------------------------|-----------------------|-----------------------------------|-----------------------------------|--------------------------------|----------------------------|-------------------------------|
| | Значення параметра | | | | | | | |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |
| 1. Вантажо-підйомність, т | ≥75 | ≥75 | 77 | ≥75,5 | ≥73,5 | 75 | 77 | 73,5 |
| 2. Маса тари, т | 24 | 24 | 23 | 24,5 | 24 | 24,5 | 23 | 26 |
| 3. Максимальне розрахункове навантаження від колісної пари на рейку, кН | 245,25 | 245 | 245,25 | 245,25 | 245,25 | 245,25 | 245,25 | 245 |
| 4. Об'єм кузова, м ³ | 90 | 116 | 90 | 90 | 90 | 90 | 95 | 86,5 |
| 5. Довжина по осях зчеплення, мм | 13920 | 14720 | 13920 | 13930 | 13920 | 13920 | 13920 | 12020 |
| 6. Габарит за ГОСТ 9238 | 1-ВМ | 1-ВМ | 1-ВМ | 1-ВМ | 1-Т | 1-ВМ | 1-Т | 1-ВМ |
| 7. Конструкційна швидкість, км/год | 120 | 120 | 120 | 120 | 120 | 120 | 120 | 120 |

Сьогодні частина перелічених напрямків виконана повністю або частково.

Промисловістю України досягнуті значні успіхи в плані розвитку та освоєння конструкцій пасажирських вагонів.

Вимогами загального характеру для всіх типів пасажирських вагонів передбачалось:

- створення вагонів у габариті 1-ВМ;
- довжина кузова – 26100 мм, база – 19000;

- швидкість руху – від 160 до 200 км/год;
- коефіцієнт плавності руху – не вище 2,8;
- мінімальний термін служби – 30 років, з кузовом із нержавіючої сталі – 40 років;
- міжремонтний пробіг – 450 000 км до першого деповського, а потім до 900 000 км.

На сьогоднішній день ПАТ «Крюківський вагонобудівний завод» створено ряд пасажирських поїздів з технічними характеристиками, що перевищують за своїм рівнем наведені вимоги та характеристики ВАТ «Тверський вагонобудівний завод» (далі ВАТ «ТВЗ»).

Технічні характеристики окремих типів пасажирських вагонів виробництва ПАТ «КВБ» та ВАТ «ТВЗ» наведено в табл. 2.

Таблиця 2

| Найменування показника та розмірність | Купейний спальний 61-779ЭГ | Купейний спальний СВ 61-779 ЭГА | Купейний спальний 61-788А | Купейний спальний 61-788Б | Відкритий з сидіннями 61-779Д | Вагони пасажирські 61-7062-7065 | Купейний спальний 61-4179(РФ) | Відкритий з сидіннями 61-828 (РФ) |
|---------------------------------------|----------------------------|---------------------------------|---------------------------|---------------------------|-------------------------------|---------------------------------|-------------------------------|-----------------------------------|
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |
| Довжина вагона по осях автотягача, мм | 25696 | 26696 | 26696 | 26696 | 26696 | 26696 | 24536 | 24536 |
| Ширина кузова, мм | 3021 | 3021 | 3021 | 3021 | 3021 | 3420 | 3105 | 3105 |
| Конструктивна швидкість, км/год | 160 | 160 | 160 | 160 | 160 | 160/200 | 160 | 160 |
| Маса тари | 59 | 59 | 59 | 59 | 59 | 55 | 56,7 | 50,3 |
| Кількість купе | 10 | 10 | 9 | 9 | немає | немає | 9 | немає |
| Кількість місць | 40 | 20 | 36 | 18 | 68 | 60-112 | 36 | 60 |
| Тип візка | 68-7007/(13) | 68-7007(13) | 68-7007/13 | 68-7007/7013 | 68-4065/4066 | | 68-4065/4066 | 68-875/876 |
| Плавність руху | 2,8 | 2,8 | 2,8 | 2,8 | 3,0 | 2,8 | 3,1 | 3,1 |
| Термін служби | 30 | 30 | 30 | 30 | 30 | 50 | 28 | 28 |

Як видно з табл. 2, технічні характеристики вагонів ПАТ «КВБЗ» переважають аналогічні показники вагонів виробництва ВАТ «ТВЗ».

Сьогодні на ПАТ «КВБЗ» створено двосистемний електропоїзд, що може розвивати швидкість до 200 км/год і більше. Основні технічні характеристики цього поїзда наведено в табл. 3 [4].

Таблиця 3

| Найменування параметрів, розмірність | Нормативні значення для моделей вагонів поїзда | | | | |
|--|--|---------|---------|---------|---------|
| | 62-7066 | 62-7067 | 62-7068 | 62-7069 | 62-7070 |
| Кількість вагонів у поїзді, шт. | 2 | 2 | 3 | 1 | 1 |
| Маса тари, т | 80 | 57 | | | |
| Маса поїзда, т | 560 | | | | |
| Питома матеріалоемність вагона, т/місце | 4 | 0,859 | 0,585 | 1,1 | 0,491 |
| Довжина вагона, мм | 26696 | | | | |
| База вагона, мм | 19000 | | | | |
| База візка, мм | 2560 | | | | |
| Габарит | Т | | | | |
| Конструктивна швидкість, км/год | 160/200 | | | | |
| Плавність руху | 2,8 (норма) 2,3 (фактично) | | | | |
| Загальна чисельність пасажирських місць, з них: | | | | | |
| | 20 | 64 | 94 | 47 | 112 |
| місце бізнес-класу | - | 64 | - | - | - |
| місце економ-класу | 20 | - | 94 | 45 | - |
| місце для перевезення пасажирів-інвалідів у колясках | - | - | - | 2 | - |
| Привод: | | | | | |
| тип кріплення | Опорно-рамне | | | | |
| потужність (тривала), кВт | 500-550 | | | | |
| передавальне відношення | 4,8309 | | | | |
| Гальмо | Дискове | | | | |

Актуальною залишається проблема оновлення локомотивного парку, при цьому в першу чергу необхідно вирішувати питання щодо створення сучасних електровозів подвійного живлення. Найближчим часом необхідно виконати у повному обсязі заходи, зазначені в Постанові КМУ від 01.08.11 р. № 840 [5], щодо планів оновлення парку локомотивів у період до 2016 р. Згідно з цією програмою до 2016 р. необхідно буде придбати 509 одиниць тягового рухомого складу. Станом на 01.01.12 р. передбачалось списати близько 80 % електропоїздів і 93 % дизель-поїздів.

Стратегічним напрямком розвитку транспорту є також мультимодальні перевезення. Цей вид перевезень є важливим як для внутрішніх вантажних

перевезень, так і для міжнародних. Основна роль тут відводиться контрейлерним перевезенням. Слід зазначити, що контрейлерні перевезення дорожчі від перевезення вантажів у контейнерах, але в перспективі вони будуть складати серйозну конкуренцію іншим видам залізничних вантажних перевезень. Разом з тим розвитку контрейлерних і контейнерних перевезень необхідно приділяти належну увагу, оскільки майбутнє саме за цим видом вантажних перевезень.

Застосування перспективних конструкційних матеріалів для виробництва сучасних локомотивів і вагонів є одним з визначальних факторів підвищення вантажопідйомності, надійності, терміну служби та міжремонтних періодів експлуатації, а

також зменшення експлуатаційних витрат на утримання рухомого складу.

Стратегічними напрямками в галузі створення і освоєння нових марок сталей для виробництва рухомого складу слід вважати такі:

- створення литих і прокатних сталей з підвищеною втомною міцністю, високою експлуатаційною надійністю, а для елементів візків зі зносостійкістю та коефіцієнтом запасу на втому не менше 2,0;

- створення металопрокату підвищеної міцності (клас міцності не нижче 450) і корозійної стійкості з метою збільшення терміну служби та підвищення маси тари вантажних вагонів без збільшення маси тари;

- розроблення та освоєння виробництва економно легованих нержавіючих сталей підвищеної міцності.

Для створення конструкцій вагонів нового покоління, підвищення їх міцнісних показників, зокрема втомної міцності, пропонується створення економічних конструкційних сталей з необхідними міцнісними характеристиками (гарантованим класом міцності 420) з використанням азотних лігатур на базі феросплавів та отримання прокату підвищеної міцності на металургійних підприємствах України. Прокат із карбонітридним зміцненням призначається для виготовлення вантажних вагонів нового покоління, які повинні мати підвищену міцність і корозійну стійкість. Прокат повинен бути розрахований на використання в галузі вагонобудування в межах країн СНД без обмежень.

У подальшому необхідно продовжити дослідження з використання бейтонітних сталей і суперсплавів на основі нікелю або нікелю і заліза. Останні дослідження дозволять підвищити надійність і якість коліс і рейок, що є головними складовими у комплексі забезпечення безпечної експлуатації рухомого складу залізниць, і підвищити в декілька разів довговічність коліс і рейок, підвищити на 15-20%

контактно-втомлену міцність і зменшити на 20-30% опір їх зносу.

Стратегічним напрямком є продовження робіт щодо освоєння матеріалів для локомотивобудування, виробництва пасажирських вагонів і моторвагонного рухомого складу, передусім пасажирського парку, а саме виробу складного геометричного поперечного профілю, облицювальні панелі опорядження салонів, каркасні елементи крісел, підлокітників, столиків тощо, вентиляційні решітки, елементи опорядження душових модулів і туалетів, лотки кабельних трас, елементи монтажу трубопроводів, щільникові панелі, оглядові люки, панелі-розсіювачі люмінесцентного освітлення, матеріали для створення металопластикових композицій і металоармованих конструкцій тощо. Специфічні вимоги – екологічна, санітарно-гігієнічна та пожежна безпека, здатність зберігати властивості мінімум до капітального ремонту рухомого складу, висока механічна міцність, вібраційна стійкість, стійкість до дії світла, пилу та вологи, збереження декоративно-естетичних якостей, здатність до безпечної утилізації після закінчення терміну служби.

Стратегічно важливими є напрямки освоєння промислового виробництва визначеної номенклатури довгомірних екструдованих профілів зі складним поперечним перерізом з алюмінієвих сплавів; відпрацювання технологій, що дозволяли б перейти до виробництва широкоформатних екструдованих профілів з алюмінієвих сплавів для зовнішніх несучих елементів кузовів пасажирських вагонів і вагонів моторвагонного рухомого складу; виробництва вітчизняної імпортозамінної продукції, створення технологій виробництва склопакетів, а також використання нових технологій у санітарно-гігієнічних модулях, технологій підготовки поверхонь кородуючих металевих матеріалів до склеювання як з металевими, так і з неметалевими

матеріалами, а також підготовка до нанесення лакофарбових, гальванічних і полімерних покриттів, технологій нерознімних з'єднань на основі клейових композицій.

На підставі викладеного можна сформулювати стратегічні напрямки щодо забезпечення безпеки на об'єктах залізничного транспорту:

- удосконалення основних положень державної політики та нормативно-правової бази забезпечення безпеки інфраструктури залізничного транспорту та їх реалізація;

- розроблення комплексу заходів з реалізації положень державної політики та пріоритетних напрямків забезпечення безпеки на залізничному транспорті України;

- визначення негативних явищ безпеки об'єктів залізничної техніки;

- розроблення системних вимог щодо забезпечення безпеки об'єктів інфраструктури залізничного транспорту;

- розроблення методичних, методологічних і практичних методів вирішення завдань щодо забезпечення безпеки функціонування транспортної системи України;

- розроблення переліку критеріїв для поєднання об'єктів залізничного транспорту в групи з метою зниження витрат на забезпечення безпеки шляхом типізації та стандартизації;

- розроблення заходів з забезпечення об'єктів інфраструктури залізничного транспорту щодо мобілізаційної готовності на випадок надзвичайних ситуацій;

- розроблення та адаптація новітніх технологій і програмно-апаратних засобів забезпечення безпеки, у тому числі пасивних та активних засобів захисту критично важливих та об'єктів інфраструктури залізничного транспорту, які можуть створити загрозу, створення автоматизованої системи моніторингу стану управління безпекою таких об'єктів.

Стратегічно важливими залишаються питання щодо принципів і механізмів державного регулювання в монопольному, тимчасово монопольному та конкурентному сегментах ринків послуг на залізничному транспорті, що є невід'ємним елементом забезпечення економічної та політичної незалежності держави.

Стратегія розвитку наукових досліджень залізничного транспорту повинна рухатися за такими напрямками:

- розроблення комплексу технічних регламентів, які мають вимоги щодо забезпечення безпеки та охорони навколишнього середовища до об'єктів технічного регулювання на залізничному транспорті;

- розроблення нормативно-методичної бази розрахунків параметрів експлуатаційної готовності, міцності, надійності та безпеки ресурсу рухомого складу та інфраструктури транспортного комплексу залізниць;

- розроблення нових технічних вимог на продукцію та до нормативної бази взаємодії з виробниками (постачальниками) на основі менеджменту управління якістю.

Для цього необхідно в першу чергу передбачити:

- 1) роботи щодо розроблення математичних моделей розвитку інфраструктури залізничного транспорту;

- 2) створення нормативної бази збереження та експлуатації об'єктів інфраструктури залізничного транспорту;

- 3) розроблення комплексних перспективних рішень щодо реконструкції інфраструктури залізниць України для допуску до експлуатації рухомого складу з осьовим навантаженням 25 тс;

- 4) застосування комплексних рішень щодо об'єктів, які рідко обслуговуються, системами автоматики, зв'язку та системами енергозабезпечення;

- 5) зниження питомих витрат на обслуговування інфраструктури залізничного транспорту понад 20 %.

Параметри управління рухом поїздів з одночасним забезпеченням безпеки передбачають виконання таких робіт:

а) управління рухом на основі супутникових технологій та автоматичної ідентифікації рухомого складу;

б) впровадження комп'ютерних систем управління у взаємодії з цифровими радіоканалами;

в) автоматичне управління локомотивами при проведенні маневрових робіт;

г) впровадження діагностичних станцій і діагностичних систем у пунктах обслуговування та на межі кінцевих маршрутів;

д) забезпечення названих систем програмним забезпеченням у частині безпеки на відповідність міжнародним стандартам.

Стратегічним напрямком є розділення залізниць на окремі колії для перевезення вантажів і пасажирів швидкісним транспортом.

З метою забезпечення високошвидкісного руху необхідно передбачити системи технічного обслуговування швидкісної та високошвидкісної інфраструктури та рухомого складу шляхом створення відповідних сервісних центрів.

Список літератури

1. Прейгер, Д.К. Стратегічні напрямки розвитку транспортної галузі України у післякризовий період. Аналітична доповідь [Текст] / Д.К. Прейгер, О.В. Собкевич, О.Ю. Ємельянов; Національний інститут стратегічних досліджень. – К., 2011. – 48 с.

2. Комплексна програма оновлення залізничного рухомого складу України на 2008-2020 роки [Текст]: Затв. наказом Мінтрансв'язку України 14.10.2008 р., № 1259. – К, 2008.

3. Державна програма розвитку машинобудування на 2008-2011 роки [Текст]: Затв. Постановою Кабінету Міністрів України від 18.04.2006 р., № 516. – К., 2006. – 9 с.

4. Програма оновлення локомотивного парку залізниць України на 2012-2016 рр. [Текст]: Затв. Постановою Кабінету Міністрів України від 01.08.2011 р., № 840. – К., 2011. – 2 с.

5. Игнатов, Г.С. Межрегиональный двухсистемный электропоезд. ВАТ «Крюківський вагонобудівний завод» [Текст] / Г.С. Игнатов, В.В. Пронин, П.М. Томица [и др.]. – Кременчуг, 2012. – 345 с.

Ключові слова: транспорт, рухомий склад, залізнична галузь, машинобудування, стратегія, розвиток.

Анотації

У статті наведено стратегічні напрямки розвитку вітчизняного транспортного машинобудування на перспективу.

В статье приведены стратегические направления развития отечественного транспортного машиностроения на перспективу.

The article presents the strategic approaches for national transport engineering in the future.

УДК 629.454.22.015

*Доктора техн. наук И.Э. Мартынов (УкрГАЗТ),
В.Г. Маслиев (НТУ «ХПИ»),
канд. техн. наук С.Д. Мокроусов, В.П. Щербаков
(ТРАНСМАШ),
канд. техн. наук В.И. Нестеренко (ПАО ХК «ЛТЗ»*

*Doct. of techn. sciences I.E. Martinov,
doct. of techn. sciences V.G. Masliev,
cand. of techn. sciences S.D Mokrousov,
cand. of techn. sciences V.I. Nesterenko,
cand. of techn. sciences V.P. Shcherbakov*

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ ТЕЛЕЖЕК ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ С ЦЕЛЬЮ СНИЖЕНИЯ ИЗНОСА ГРЕБНЕЙ КОЛЕС И РЕЛЬСОВ

IMPROVED DESIGN CARGO TRUCKS-CARS OUT TO PREVENT WEAR PADDLE WHEELS AND RAILS

Вступление. Из-за многократного увеличения интенсивности износа гребней колес подвижного состава в последнее время проблема износа колес и рельсов превратилась в одну из актуальных [1].

Известно около двадцати факторов, совместно влияющих на износ пары "колесо-рельс" в зоне контакта гребня. Такая многофакторность затрудняет поиск обоснованных путей выхода из создавшейся ситуации, на которых следует сосредоточить внимание.

На основе анализа сверхнормативных износов пары "колесо-рельс" причины износа делят на три группы:

1. ГРУППА «П», связанная с конструкцией рельсового пути, а именно сужение колеи до 1520 мм и переход к железобетонным шпалам, что повысило жесткость пути.

2. ГРУППА «С», связанная с прекращением смазывания рельсов осевым маслом в связи с переходом на подшипники качения.

3. ГРУППА «Т» - снижение качества содержания и ремонта подвижного состава и пути.

Анализ предыдущих исследований.

Исследования отечественных ученых (Днепропетровского национального университета железнодорожного транспорта им. академика В. Лазаряна, Института технической механики Национальной академии наук Украины и др.) показали, что причины группы «Т» относятся к группе *первостепенных* [2, 3, 4, 5].

Изложение основного материала. В настоящее время подавляющее большинство грузовых вагонов оборудуются двухосными тележками, созданными на основе модели тележки 18-100. Рамы этих тележек состоят из двух боковых рам и поперечной надрессорной балки, опирающейся на комплекты пружин, размещаемых в проемах боковых рам.

Одним из достоинств такого типа тележек является то, что сила от веса кузова у них передается через центральный шкворень на середину надрессорной балки, а затем через комплекты пружин рессор - на середины боковых рам, которые выполняют роль балансиров, т.е. распределяют практически поровну силу от

веса кузова между всеми четырьмя колесами тележки. Это чрезвычайно важно для обеспечения безопасности движения по вкатыванию гребней колес на рельсы, особенно у вагонов, которые движутся без груза, т.к. статический прогиб рессор у них при этом мал (около 20 мм). Такой прогиб рессор может оказаться недостаточным для равномерного распределения силы от веса кузова по колесам тележки, например в условиях движения по рельсовому пути, имеющему значительные местные просадки рельсо-шпальной решетки.

Другим достоинством этих тележек является простота конструкции и технологичность при изготовлении в ремонте.

Однако таким тележкам присущ органический недостаток. Он заключается в том, что левая и правая боковые рамы тележки не жестко связаны между собой надрессорной балкой и пружинами рессорного подвешивания. Между сопрягаемыми частями даже на новых тележках имеются значительные зазоры.

Износ в процессе эксплуатации направляющих в боковых рамах, надрессорной балки, челюстей и букс приводит к значительному росту зазоров контактирующих пар, т.е. жесткие «удерживающие» связи типа «челюстей» практически исчезают, а пружины рессор за счет поперечной жесткости реализуют упругую связь надрессорных балок с боковыми рамами тележек.

При движении вагона это приводит к появлению продольных колебаний боковых рам и виляниям тележек. Возникают также продольные «забегания» боковых рам друг относительно друга - под действием продольных составляющих сил трения на контактах колес с рельсами, что вызывает потерю геометрии рамы тележки и к появлению перекосов осей колесных пар в ней.

Перекосы колесных пар в раме тележки, наблюдаемые в эксплуатации, достигают 2° , что вызывает почти

пятикратное увеличение износов гребней колес. Углы набега гребней на рельсы и, следовательно, износа гребней колесных пар зависят от величины перекоса колесных пар весьма существенно: взаимный перекоп в $0,004$ рад увеличивает фактор износа в $4...8$ раз.

Аналогичные результаты получены на полигоне в Пуэбло (США), на основании чего Ассоциацией американских железных дорог сделан вывод о том, что отклонения параллельности осей колесных пар свыше $0,003$ рад не допустимо.

Перекоп колесных пар в колее приводит к увеличению проскальзывания гребня колеса по боковой грани головки рельса, что и обуславливает их повышенный износ. Как правило, в этом случае изнашивается гребень одного из колес вследствие появления одностороннего направляющего усилия, что также обуславливает появление остроконечного наката гребня.

Обмеры тележек грузовых вагонов, проведенные в различных регионах России, показали, что количество колесных пар с одинаковой толщиной гребней не превышает 20%. При износе гребня одного из колес до 25 мм средняя толщина гребня второго колеса составляла 30,3 мм, а у 65% колесных пар износ гребня наблюдается вообще только у одного колеса. Этому способствует также то, что у 40% вагонов, отцепленных по износу гребней, тележки были сформированы с отклонениями по базе боковых рам, что способствовало перекопу колесных пар, также как и различия в толщине стенок букс, достигающие в 20% случаев 3 мм и в 4% случаев 6 мм. Это ведет к перекопу колесных пар, превышающему $0,003$ рад даже при чертежных размерах элементов рам тележки. Подбор букс при сборке позволил уменьшить разность толщины их стенок до 2 мм [6].

На основании приведенных материалов можно заключить, что перекосы колесных пар в рамах тележек

находятся среди наиболее существенных факторов, которые влияют на износ гребней колес и боковых граней рельсов. В этом вопросе мнения всех специалистов совпадают.

Продольные забеги боковых рам друг относительно друга особенно вредны при движении по кривым участкам пути, т.к. вызывают повороты колесных пар в плоскости пути *против* направления кривой. Это, в свою очередь, увеличивает *углы набега* гребней колес на рельсы, от которых зависит их взаимный износ, т.к. при этом *уменьшается площадь контактной площадки* гребня с боковой гранью рельса и, соответственно, увеличивается на ней удельное давление, определяющее их износ [2, 6, 7].

Изложенные особенности таких тележек наглядно показывают, что их конструкция устарела.

Проблемы совершенствования тележек особенно остро встала перед вагонным хозяйством на рубеже двух тысячелетий. В результате совместных действий Государственной администрации железнодорожного транспорта Украины «Укрзалізниця» и вагоностроительных заводов были предложены ряд тележек, наиболее удачной из которых оказалась тележка модели 18-7020 постройки Крюковского вагоностроительного завода.

В указанной тележке реализованы несколько конструктивных решений, которые позволили улучшить ее технико-экономические показатели, в том числе и уменьшить износ гребней колес:

- переход на скользуны постоянного контакта типа A-Staki;
- использование двухрядных конических подшипников кассетного типа;
- применение колес повышенной твердости.

Однако как в тележке 18-7020, так и в других подобных тележках, принципиальная конструктивная трехэлементная схема рамы осталась неизменной.

Попытки ее модернизации не решают главной проблемы, состоящей в органически присущем трехэлементной тележке конструктивному недостатку – *забеганий боковых рам друг относительно друга*.

При достижении предельных значений упомянутых износов связей у тележки, когда зазоры достигают нескольких миллиметров, боковые рамы постоянно остаются в смещенном положении даже при движении по прямым участкам пути. При этом гребень колеса, расположенного со стороны отстающей боковой рамы, оказывается постоянно прижатым к боковой грани рельса и стремительно изнашивается. Это дает объяснение тому, что гребни у правого и левого колес у большинства колесных пар изнашиваются крайне неравномерно.

Такие тележки весьма опасны также с точки зрения ухудшения устойчивости движения по всползанию гребней на рельсы.

К сожалению, усилия специалистов, направленные на устранение этого недостатка при сохранении трехэлементной конструкции рамы тележки, не увенчались успехом.

По нашему мнению, которое (как было сказано выше) в основном совпадает с мнением специалистов в области железнодорожного транспорта, этот органический недостаток тележек с трехэлементными рамами оказывает серьезное влияние на остроту проблемы износа гребней колес грузовых вагонов и боковых граней рельсов.

На факторы «перекосы колесных пар в рамах тележек» и взаимное «забегание» рам тележек грузовых вагонов можно эффективно воздействовать только путем глубокого пересмотра конструкции тележек.

Рассмотрим пути решения этой проблемы на железных дорогах за рубежом.

В Российской Федерации продолжают работы по дальнейшему усовершенствованию тележек, созданных на базе тележки с трехэлементной рамой.

В Европе получила распространение тележка типа Y25 (рис. 1), у которых рама

является жесткой, одноэлементной, т.е. проблема «забегания» боковых рам, вызывающая перекосы осей колесных пар, решена радикально [8].



Рис. 1. Тележка Y25 с одноэлементной рамой и металлическими рессорами

У этих тележек сохранен центральный шкворень, через который передается сила от веса кузова на поперечную балку рамы тележки, что обеспечивает равномерную передачу через нее силы от веса кузова на боковины.

Индивидуальное буксовое рессорное подвешивание у таких тележек должно быть достаточно гибким при движении вагона без груза, т.к. у них, в отличие от тележек с трехэлементной рамой, рессорное подвешивание является индивидуальным и оно не обеспечивает одинакового распределения сил от веса кузова по всем четырем колесам тележки. Однако оно должно быть и достаточно жестким при движении с грузом, чтобы не вызвать размыкания автосцепок.

Такие противоречивые требования удовлетворяются, например, путем

применения в рессорном подвешивании конических упругих элементов с нелинейной характеристикой (рис. 2, 3).

На рис. 3 приведено фото буксового узла с рессорами, выполненными из резино-металлических элементов, имеющих цилиндрическую форму, а их диаметры увеличиваются сверху вниз, образуя конус (рис. 4). Это обеспечивает получение необходимой нелинейной характеристики рессоры.

В докладе на конференции [8] приведена информация по современной тележке LEILA-DG, которая спроектирована для железных дорог Европы. Она имеет осевую нагрузку 250 Кн, конструкционную скорость 120 км/ч и одноэлементную раму (рис. 5).

Основные моменты доклада изложены ниже.



Рис. 2. Тележка Y25 с резино-металлическими рессорами



Рис. 3. Буксовый узел тележки

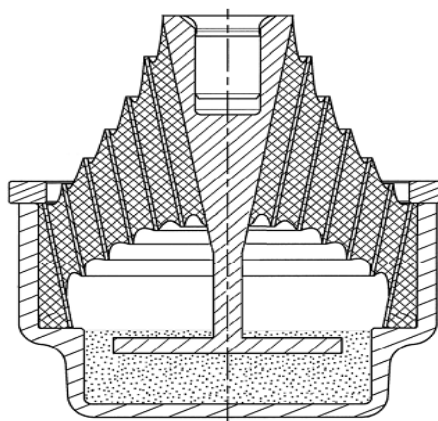


Рис. 4. Резино-металлическая рессора

Для работы над проектом тележки LEILA-DG были привлечены следующие компании: Josef Veyer Waggon (Райнфельден, Швейцария) — разработка рамы тележки и изготовление опытного образца; Freudenberg Schwingungstechnik Industrie (Фельтен, Германия) — резиновые упругие элементы, амортизаторы; SAB WABCO KP (Бад-Ненндорф) — тормоза и система их диагностики; Bochumer Verein

Vekhrstechnik (Бохум, Германия) — колесные пары, буксовые подшипники, межотраслевой научно-технический союз железнодорожной техники (Берлин) — организация проектирования и др.

На базе углубленных динамических исследований и расчетов на модели изучались вопросы выбора первичного рессорного подвешивания и способа опирания (внутреннего или наружного), а

также эффективности применения диагональных связей. Расчеты показали, что масса тележки меньше 4 т. Такая масса достигнута при условии внутреннего опирания рамы тележки на колпарты, так как здесь сила тяжести вагона передается к первичному рессорному подвешиванию

кратчайшим путем. Внутреннее опирание при одинаковых динамических свойствах позволяет использовать первичное рессорное подвешивание повышенной жесткости, что говорит в пользу применения в качестве рессор резиновых упругих элементов.



Рис. 5. Тележка LEILA-DG

Система диагностики контролирует все важные для безопасности движения детали, совместимость со стационарными устройствами обнаружения греющихся букс не требуется.

Применение диагональных связей для поперечного соединения колесных пар улучшило ходовые качества как на прямолинейных участках, так и в кривых. Диагональные связи выполнены в виде соединительных штанг. Исследования динамики такой системы показали, что заметное снижение износа в сочетании с устойчивым движением со скоростью до 120 км/ч возможно лишь при наличии поперечного соединения колесных пар.

Сочленение тележки с кузовом осталось традиционным и состоит из расположенного в середине рамы

полусферического подпятника и двух боковых опор. Сохранение этой концепции объясняется тем, что только подпятники являются приемлемой по цене конструкцией, обеспечивающей проследование по кривым малого радиуса (многие примыкающие линии и подъездные пути имеют радиусы 35 м и меньше). Благодаря этой системе обеспечивается полная совместимость новой тележки с прежней конструкцией кузова. Тележка оснащена дисковым тормозом. Диск изготовлен из алюминиевого сплава, что позволило значительно снизить общую массу тормозного оборудования по сравнению с традиционным решением. Более высокая стоимость алюминия по сравнению со сталью с избытком компенсировалась

значительно большим сроком службы. Благодаря размещению тормозных дисков на ступицах колес обеспечивается существенное гашение шума от качения колес по рельсам. Тормозные диски дополнительно играют роль абсорберов шума.

Первая ступень первичного рессорного подвешивания состоит из пары клиновых резиновых рессор в сочетании с гидравлическим гасителем колебаний, характеристика которого зависит от нагрузки. Резиновые рессоры также имеют прогрессивную характеристику, т. е. зависящую от нагрузки и обеспечивающую устойчивость хода вагона как с грузом, так и в порожнем состоянии.

Применение резиновых рессор ведет к значительному снижению уровня корпусного шума по сравнению с традиционной тележкой, поскольку колебания высокой и средней частоты, возникающие в зоне контакта колеса с рельсом, не передаются на кузов вагона.

Следует отметить, что еще более радикально можно решить этот вопрос путем применения, например, пневматических или гидропневматических рессор, жесткость которых может регулироваться в зависимости от загрузки вагона так, что высота автосцепки относительно головок рельсов сохраняется практически неизменной [2].

Для дальнейшего повышения привлекательности железнодорожного транспорта для клиентуры, а также обеспечения его эффективности и безопасности тележки оборудованы информационными устройствами. Для их электроснабжения используется подвагонный генератор с приводом от оси колесной пары. Применение информационных устройств обеспечивает повышение надежности и эксплуатационной готовности вагона благодаря наличию диагностической информации по каждой тележке. В этом случае можно в значительной мере

уменьшить число непредсказуемых отказов и достигнуть прозрачности транспортной цепочки.

Отправитель может в любое время получить информацию о местонахождении или состоянии своего груза. Эта практика уже внедрена в системе автомобильных грузовых перевозок. Здесь следует отметить, что грузы некоторых категорий можно перевозить по железной дороге только при этом условии.

Активная безопасность уже достигается применением системы диагностики деталей подвижного состава (тормозов, подшипников, рессор), пассивная — применением специальных датчиков, которые при сходе с рельсов или возникновении ситуации, чреватой сходом, быстро подают сигнал тревоги. Размеры повреждений при этом заметно снижаются.

Повышение скорости транспортировки достигается путем автоматизации процессов, требующих больших затрат времени. Так, длящийся более 2 ч технический осмотр вагона, включающий опробование тормозов, с использованием информационных систем может быть проведен за несколько минут. Упрощается процесс сортировки за счет прицельного торможения, которое, с одной стороны, заметно уменьшает число путей, занимаемых на сортировочных станциях, с другой стороны, делает возможным проведение маневровых работ вне этих станций.

В ходе динамических исследований вагонов с определением уровня износа тележек и оценкой плавности хода сравнивали вагоны на тележках LEILA-DG и на двух обычных, наиболее распространенных в Европе типов. Речь идет о тележках с листовыми параболическими рессорами (условно Schake) и наиболее распространенной сейчас Y25. Для сравнивавшихся тележек была разработана многотельная модель (MKS), в которой использовались результаты стендовых испытаний.

Результаты, полученные на модели, сравнивали с реальными величинами, полученными во время измерительных поездок, которые выполнял Европейский научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта (ERRI).

Для грузовых вагонов плавность хода может характеризоваться частотой собственных колебаний галоупирования и величиной ускорений кузова. Если у традиционных тележек собственная частота галоупирования составляет примерно 6 Гц, то у тележки LEILA-DG она равна 4 Гц. Для количественной оценки плавности хода привлекалось среднее квадратичное значение ускорений кузова (стандартное

отклонение). На рис. 6 сопоставлены стандартные отклонения вертикальных ускорений традиционных тележек и тележки LEILA-DG при движении со скоростью 100 км/ч по пути с нарушениями геометрии. У тележки LEILA-DG, несмотря на увеличенную жесткость рессор, плавность хода оказалась выше в связи с отсутствием фрикционных гасителей колебаний.

Износ в зоне контакта колесо – рельс количественно определяется величиной коэффициента мощности трения PR . На рис. 7 представлены суммарные кривые изменения величины PR в зависимости от радиуса кривой R .

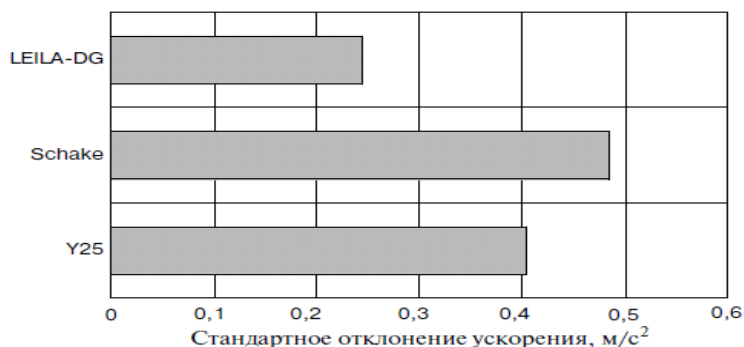


Рис. 6. График плавности хода

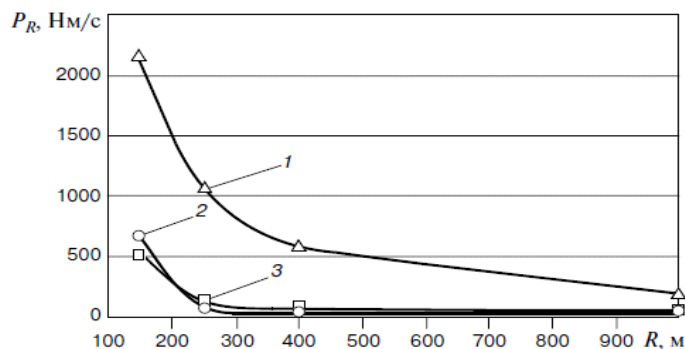


Рис. 7. Износ гребней при движении по кривым: 1 – тележка Y25; 2 – тележка «Schake»; 3 – тележка LEILA-DG

При моделировании принимали, что вагон проходит кривые всех радиусов с некомпенсированным поперечным ускорением $0,4 \text{ м/с}^2$. Тележка LEILA-DG по изно-

су колес имеет те же показатели, что тележка Schake, но лучшие показатели, чем тележки Y25.

Тележку LEILA-DG изготовили в конце 2003 г., а в сентябре 2004 г. эта тележка экспонировалась на международной выставке Inno Trans.

Для заказчиков, которым требуются вагоны с высокой надежностью, малыми расходами на техническое обслуживание, максимальной грузоподъемностью, высокой скоростью доставки за счет ускоренного выполнения маневровых работ на малых сортировочных станциях и высоким уровнем безопасности, экономические достоинства новой тележки будут особенно важными.

К экономическим преимуществам тележки LEILA-DG добавляется еще составляющая, обусловленная низким уровнем шума. В Швейцарии с января 2002 г. малозумные поезда получают бонусы в расчете на одну колесную пару и 1 км пробега, некоторые железнодорожные компании уже работают над реализацией предложения о зависимости тарифов от уровня шума, излучаемого грузовыми поездами. Это предложение поддержал и транспортный форум Германии. Дальнейшим развитием инициативы будет разделение всех видов подвижного состава на категории по уровню создаваемого шума. При этом тариф для них будет увеличиваться с ростом этого уровня. Операторы, которые будут использовать «тихие» тележки LEILA-DG, смогут рассчитывать на более низкие тарифы.

Выводы

1. Анализ научных трудов специалистов, касающихся причин сверхнормативного износа рельсов и гребней колес тележек грузовых вагонов, показал, что одна из существенных причин износа состоит в том, что трехэлементная конструкция рамы не обеспечивает сохранение в процессе эксплуатации исходной геометрии и параллельности осей колесных пар.

2. Оси колесных пар у таких тележек разворачиваются под действием сил трения на контактах колес с рельсами всегда

против направления кривой, что увеличивает углы набега гребней колес на боковые грани рельсов, уменьшает площади пятен контактов гребней с рельсами, вызывает увеличение контактных напряжений на этих контактах. В результате возрастает износ гребней и боковых граней рельсов.

3. Поскольку по одним и тем же рельсовым путям движутся поезда как пассажирские, так и грузовые, то необходимо уравнивать их воздействие на путь и, в том числе, на износ рельсов.

4. Анализ зарубежного опыта по созданию перспективных тележек для грузовых вагонов показал, что для решения проблемы износа гребней и рельсов необходимо разработать тележки с жесткой одноэлементной рамой. Это обеспечит исключение как продольных забегов боковых рам друг относительно друга, так и параллельность осей колесных пар. При этом сблизится влияние на рельсовый путь грузовых вагонов с пассажирскими и существенно уменьшится износ гребней колес и боковых граней рельсов.

5. В конструкции перспективной тележки необходимо учесть зарубежный опыт в части оборудования ее системой для радиальной установки колесных пар при движении по кривым (например, диагональными тягами, связывающими диагонально расположенные буксы), устройствами для снижения уровня шума при движении, для повышения безопасности (путем применения системы диагностики ее узлов и деталей тормозов, подшипников, рессор), датчиками, которые при сходе с рельсов (или возникновении ситуации, чреватой сходом), подают сигнал тревоги, и т. д. – чтобы тележка стала конкурентоспособной.

6. После постройки и всесторонних испытаний новой тележки предлагается выпускать новые вагоны и осуществлять модернизацию вагонного парка грузовых вагонов только на ее базе. Наряду с другими мероприятиями это снизит остроту проблемы износа пары «колесо-рельс».

Список літератури

1. Лашко, А.Д. К вопросу о стратегии Укрзализныци по решению проблемы устранения сверхнормативных износов пары "колесо–рельс" [Текст] / О.М. Савчук, А.Д. Лашко // Залізничний транспорт України. – 1997. – №2-3. – С. 2-4.
2. Маслиев, В.Г. Динамика тепловозов с устройствами, уменьшающими износ бандажей колес [Текст]: монография / В.Г. Маслиев. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2008. – 288 с.
3. Анофрієв, В.Г. Дослідження та розробка комплексу системних технічних рішень вантажних вагонів нового покоління та впровадження їх у виробництво та експлуатацію (витяг) [Текст] / В.Г. Анофрієв, В.В. Корнієнко, Б.А. Коробка [та ін.] // Вагонный парк. – 2011. – № 12. – С. 49-55.
4. Ушкалов, В.Ф. О совершенствовании комплексной модернизации тележек грузовых вагонов [Текст] / В.Ф. Ушкалов, С.С. Пасичник, И.В. Подъельнирков // Вагонный парк. – 2011. – № 12. – С.8-11.
5. Митрохин, А.Н. "Колесо–рельс": требуется более совершенная теория [Текст] // Железнодорожный транспорт. – 1998. – №7. – С. 41-44.
6. Богданов, В.М. Техническое состояние вагона и износ гребней колес [Текст] / В.М. Богданов, И.Д. Козубенко, Ю.С. Ромен // Железнодорожный транспорт. – 1998. – №8. – С. 23-26.
7. Богданов, В.М. Проблема износа колес и рельсов. Возможные способы борьбы [Текст] / В.М. Богданов, Ю.А. Евдокимов, В.Н. Кашников, И.А. Майба // Железнодорожный транспорт. – 1996. – № 12. – С 30-31.
8. Gigabox. Integration der Gummifedern mit hydraulischer Dämpfung in das Radsatzlagergehäuse. Ing. Gottfried Kure, Marketing Direktor, SKF Railway Business Unit, Steyr, Osterreich, B. Tech. John Skiller, Projektmanager, SKF Railway Business Unit, Nieuwegein, Holland, Dipl. Ing. Volker Gedenk, Proektmanager CRE Conti Tech Railway Engineering, Conti Tech Luftfedersystem GmbH, Hannover, Deutschland, Dipl. Ing. Jozef Kubicko, Proektmanager Tatravagonka a.s., Poprad, Slowakei. Modern Rolling Stock.: 37 th Conference 2007, University of Technology Graz.

Ключевые слова: тележка, система колесо-рельс, износ.

Аннотації

Запропоновано поступове виключення візків вантажних вагонів з трьохелементними рамами з експлуатації в Україні, де вантажні, пасажирські та швидкісні потяги рухаються по загальній колії, що потребує зрівняння їх динамічних характеристик щодо впливу на колію. Для вирішення проблеми пропонується розробити візок з одноелементною рамою.

Предложено постепенное исключение тележек грузовых вагонов с трехэлементными рамами из эксплуатации в Украине, где грузовые, пассажирские и скоростные поезда движутся по общей колее, что требует уравнивания их динамических характеристик по воздействию на путь. Для решения проблемы предлагается создать тележку с одноэлементной рамой.

Proposed gradual elimination of freight wagon bogies with frames of trehèlementnymi Ukraine, where freight, passenger and fast trains move on a track that demands total equalizing their dynamic characteristics on the way. As a way to solve the problem, proposed the creation of a cart with the singleton frame.

УДК 629.463.12

*Д-р техн. наук М.Б. Кельрих,
кандидаты техн. наук Н.С. Брайковская,
В.Н. Ищенко,
асист. В.Е. Осьмак (ГЭТУТ)*

*Doct. of techn. sciences M.B. Kelrih,
cand. of techn. sciences N.S. Braykovskaya,
cand. of techn. sciences V.N. Ishchenko,
assistant V.E Osmak*

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАЗДЕЛЬНОГО ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ТЕПЛОМАССОБМЕНА ПРИ ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЯХ КРЫТЫХ ВАГОНОВ С ТЕПЛОИЗОЛЯЦИЕЙ

THEORETICAL BASIS OF SEPARATE DETERMINATION OF INDICATORS FOR HEAT THERMAL TESTING COVERED WAGON WITH THERMAL INSULATION

Введение. Применение предварительной подготовки грузов к транспортировке в местах их производства или хранения не требует для создания и поддержания температурного режима перевозки использования подвижного состава с энергетической установкой. При этом возникает потребность в подвижном составе, который обеспечивает только пассивную защиту груза от воздействия атмосферных осадков и резких перепадов внешней температуры воздуха. Таким подвижным составом являются крытые вагоны с теплоизоляцией.

В настоящее время ведется разработка, производство и испытание крытых вагонов с теплоизоляцией, предназначенных для перевозки нескоропортящихся продовольственных штучных, тарно-штучных и пакетированных грузов, выполняются исследования теплотехнических характеристик с целью повышения теплоизоляционных качеств кузова.

Постановка задачи. Крытый вагон с теплоизоляцией представляет собой теплотехнические системы, в которых

протекают различные по физической сущности процессы переноса, аккумуляции и освобождения тепловой энергии. Такие системы предназначены для сохранности груза путем поддержания заданных температурных условий в достаточно ограниченном диапазоне значений.

Границами теплотехнической системы крытого вагона с теплоизоляцией служат наружные поверхности ограждающих конструкций кузова, которые обладают определенными свойствами по отношению к проницаемости для потоков вещества и энергии. Защиту груза от воздействия внешней среды обеспечивает теплоизоляция кузова.

В практике производства, эксплуатации и ремонта вагонов оценку теплозащитных качеств кузова производят экспериментальным определением следующих характеристик: приведенного коэффициента теплопередачи и показателя герметичности кузова, оцениваемого различными критериями в зависимости от метода испытания. Определить приведенный коэффициент теплопередачи кузова при испытании вагона можно

методами охолодження или нагревания воздуха внутри грузового помещения. На практике чаще применяется метод нагревания воздуха внутри грузового помещения. Преимущество этого метода состоит в его простоте, так как теплопроизводительность электропечей, установленных внутри кузова, легко и быстро регулируются. Герметичность кузова чаще всего определяется измерением объема расхода воздуха через неплотности при создании в кузове постоянного стандартного избыточного давления 49 Па. Непосредственное измерение является важным достоинством этих теплотехнических характеристик. В рамках этих методов испытаний исключается раздельная оценка истинного (преимущественно) кондуктивного коэффициента теплопередачи и влияние воздухообмена через неплотности кузова вагона.

Анализ исследований и публикаций. На основании проведенного анализа литературных источников отечественных и зарубежных ученых и специалистов, технической документации на изотермические вагоны можно сделать вывод о необходимости дальнейших исследований по разработке и усовершенствованию методик, позволяющих определять теплотехнические показатели кузова крытых вагонов с теплоизоляцией по результатам теплотехнических испытаний.

Цель статьи. Изложение теоретических основ методики определения истинного коэффициента теплопередачи и площади эквивалентного отверстия фильтрации по результатам теплотехнических испытаний крытых вагонов с теплоизоляцией.

Основная часть. Кузов вагона с теплоизоляцией в теплотехническом отношении представляет собой довольно сложную пространственную систему. Наличие многочисленных металлических элементов довольно сложной геометрической формы в ограждающих конструкциях кузова делает практически

невозможными точное расчётное определение коэффициента теплопередачи кузова. Абсолютная плотность кузова вагона практически невозможна, поэтому теплопередача через ограждение конструкции сопровождается процессами неорганизованного естественного воздухообмена, называемыми фильтрацией (инфильтрация и эксфильтрация). Эти процессы вызывают дополнительные теплопритоки (теплопотери) и ухудшают теплозащитные свойства кузова.

Суммарный тепломассообмен между воздухом в грузовом помещении кузова и внешней средой происходит за счет кондуктивной передачи и воздухообмена через неплотности ограждений кузова.

Основное уравнение теплопередачи для стационарных условий теплообмена при теплотехнических испытаниях вагона методом нагревания воздуха в грузовом помещении можно записать в виде теплового баланса [1]

$$Q = K_{np} \cdot F(T_B - T_H), \quad (1)$$

где Q - тепловой поток через ограждение кузова вагона, Вт;

K_{np} - приведенный коэффициент теплопередачи, Вт/м²К;

F - среднегеометрическое значение площади поверхности кузова, м²;

T_B - средняя температура воздуха в грузовом помещении, К;

T_H - средняя температура наружного воздуха, К.

Приведенный коэффициент теплопередачи определяется по формуле [2]

$$K_{np} = \beta \cdot \bar{K}, \quad (2)$$

где \bar{K} - истинный коэффициент теплопередачи, усредненный по поверхности вагона, Вт/м²К;

β - коэффициент эксфильтрации, учитывающий увеличение теплотерь через ограждения за счет воздухопроницаемости кузова.

Истинный (преимущественно кондуктивный) коэффициент теплопередачи кузова вагона, усредненный по поверхности, определяется по формуле [2]

$$\bar{K} = \frac{1}{F} \sum_{i=1}^n K_i \cdot F_i, \quad (3)$$

где K_i - локальный коэффициент теплопередачи i -го участка кузова, Вт/м²К;

F_i - средняя площадь теплопередачи i -го участка кузова, м².

Наиболее характерными показателями герметичности кузова вагона при теплотехнических испытаниях является коэффициент эксфильтрации β и площадь эквивалентного отверстия $F_{эkv}$. Коэффициент β непосредственно показывает дополнительные теплотери за счет эксфильтрации воздуха, однако его величина не является стабильной, так как зависит от разности температур в вагоне и окружающей среды. Это значит, что для использования β в качестве критерия герметичности необходимо регламентировать температурные режимы, при которых оцениваются теплопритоки кондукцией и эксфильтрацией.

Площадь эквивалентного отверстия $F_{эkv}$ является геометрической характеристикой герметичности и наиболее естественным показателем герметичности.

Для определения \bar{K} и $F_{эkv}$ по результатам теплотехнических испытаний вагона методом нагревания воздуха внутри грузового помещения и определения расхода воздуха через отверстия фильтрации разработана математическая модель, которая отображает связь

термодинамических параметров при испытаниях в системе «Грузовое помещение кузова – теплоноситель – кузов – окружающая среда» (ГПК – Т – Л – ОС).

На основании проведенных теоретических исследований математическая модель системы (ГПК – Т – Л – ОС) с учетом теплового процесса нагревания воздуха в грузовом помещении кузова вагона и измерения объема расхода воздуха через неплотности при создании в кузове постоянного стандартного избыточного давления описывается системой уравнений [1, 2, 3].

В этой связи возникает потребность в создании методик, позволяющих на базе существующих методов теплотехнических испытаний отдельно определять показатели кондуктивной передачи теплоты и воздухообмена через неплотности кузова вагона.

Расход воздуха через отверстия фильтрации при испытании кузова на герметичность

$$\begin{cases} L_{cm} = \omega_{cm} \cdot F_{эkv} \\ \omega_{cm} = \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \\ F_{эkv} = \frac{L_{cm}}{\omega_{cm}} \end{cases} \quad (4)$$

где L_{cm} - объемный расход воздуха через отверстия фильтрации при избыточном давлении Δp , м³/с;

ω_{cm} - скорость воздуха через отверстие фильтрации при избыточном давлении Δp , м/с;

$F_{эkv}$ - площадь эквивалентного отверстия фильтрации в ограждении кузова, м²;

Δp - стандартное избыточное давление в грузовом помещении кузова, Па;

ρ - плотность воздуха, кг/м³.

Алгоритм методики раздельного определения показателей кондуктивной передачи теплоты и воздухообмена через

неплотности при теплотехнических испытаниях крытого вагона с теплоизоляцией представлена в виде схемы на рисунке.

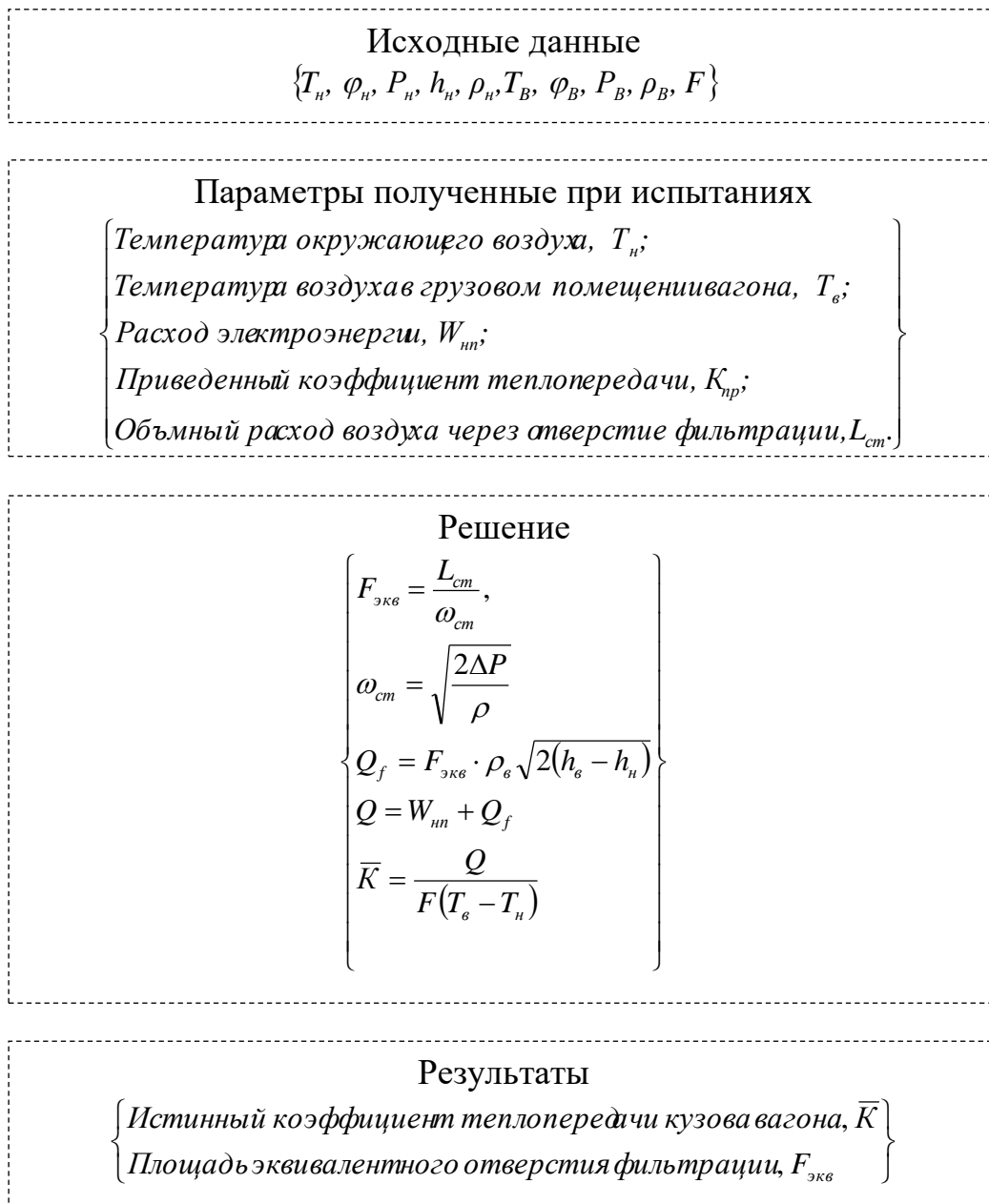


Рис. Схема алгоритма раздельного определения показателей тепломассообмена при теплотехнических испытаниях вагона

Выводы

1. На основании теоретических исследований разработана математическая модель системы «грузовое помещение вагона – теплоноситель – кузов –

окружающая среда», отображающая связь термодинамических параметров при теплотехнических испытаниях вагонов методом нагревания воздуха в грузовом помещении и измерение объема расхода

воздуха при создании в вагоне нормированного избыточного давления.

2. На основании математической модели разработана методика раздельного определения показателей кондуктивной передачи теплоты и воздухообмена через неплотности при теплотехнических испытаниях крытого вагона с теплоизоляцией.

3. Разработанная методика позволяет по результатам теплотехнических

испытаний и использования несложных расчетов определить истинный (преимущественно кондуктивный) коэффициент теплопередачи, усредненный по поверхности кузова, и площадь эквивалентного отверстия фильтрации, которые являются наиболее характерными показателями теплотехнических качеств кузова вагона.

Список литературы

1. Бартош, Е.Т. Энергетика изотермического подвижного состава [Текст] / Е.Т. Бартош. - М.: Транспорт, 1976. – 304 с.

2. Левенталь, Л.Я. Энергетика и технология хладотранспорта [Текст]: учеб. пособие для вузов железнодорожного транспорта / Л.Я. Левенталь, Н.Е. Лысенко, Д.И. Сучков, А. Хенаг; под ред. Л.Я. Левенталя. - М.: Транспорт, 1993. – 228 с.

3. Китаев, Б.Н. Теплообменные процессы при эксплуатации вагонов [Текст] / Б.Н. Китаев. - М.: Транспорт, 1984. – 184 с.

4. Недужный, И.А. Техническая термодинамика и теплопередача [Текст] / И.А. Недужный, А.Н. Алабовский. - К.: Вища школа, 1987. – 224 с.

5. РД 24.050.65-89. Вагоны рефрижераторные. Методика проведения теплотехнических испытаний [Текст]. – М., 1989.

Ключевые слова: крытый вагон с теплоизоляцией, тепломассообмен, теплотехнические испытания, коэффициент теплопередачи, фильтрация, показатель герметичности.

Аннотации

Статья розкриває теоретичні основи роздільного визначення показників тепломасообміну критих вагонів з теплоізоляцією за результатами випробувань і використання нескладних теплотехнічних розрахунків.

Статья раскрывает теоретические основы раздельного определения показателей тепломассообмена крытых вагонов с теплоизоляцией по результатам испытаний и использования несложных теплотехнических расчетов.

The article reveals the theoretical basis of the separate determination of heat and mass transfer performance of covered wagons with insulation on the test results and the use of simple thermal calculations.

УДК 629.4

*Д-р техн. наук Е.Д. Тартаковський,
асп. С.О. Міхєєв*

*Doct. of techn. sciences E.D. Tartakovsky,
postgraduate S.O. Mikheev*

РОЗРОБЛЕННЯ ПРОЦЕДУРИ МОДЕРНІЗАЦІЇ МАГІСТРАЛЬНИХ ТЕПЛОВОЗІВ НОВИМИ СИЛОВИМИ УСТАНОВКАМИ

PROCEDURES FOR UPGRADING OF LOCOMOTIVES NEW POWER EQUIPMENT

Постановка проблеми. Велике значення у виконанні перевізного процесу залізничної транспортної галузі відіграє локомотивне господарство. На залізницях України магістральна і маневрова робота більш ніж на 90% виконується парком локомотивів, що виробив свій ресурс. Згідно з прогнозними планами Укрзалізниці обсяги перевезень набуватимуть тенденції зростання, що потребує збільшення парку локомотивів на 20% до 2020 р.

Згідно з «Комплексною програмою оновлення парку рухомого складу залізниць України на 2008–2020 роки», затвердженою Наказом Міністерства транспорту та зв'язку України від 14.10.2008 р., № 1259 оновлення парку тягового рухомого складу (ТРС) передбачається за рахунок придбання нових локомотивів та комплексної модернізації деяких серій, що знаходяться в експлуатації.

Високий ступінь зносу парку тепловозів, недостатність фінансування закупівлі нових та електрифікація вантажоінтенсивних напрямків виводить на перше місце необхідність оновлення парку тепловозів за рахунок модернізації наявних. Одним із основних вузлів тепловозів, який морально і фізично застарів, є дизель. Застосовувані на тепловозах енергетичних установок розробки 60-70 рр. минулого

століття сьогодні є неекономічними (ні за витратою палива, ні з обслуговування та ремонту) і до того ж зараз дані дизелі не випускаються. Аналіз робіт [1-7] показав, що в багатьох випадках економічно доцільніше проводити модернізацію або ремоторизацію дизельному рухомому складу замість закупівлі нового. Тому актуальним є вибір типу модернізації для конкретного тепловоза з урахуванням регіону його експлуатації. Але перш ніж приступати до модернізації, необхідно розробити процедуру її проведення.

Мета статті. Метою статті є розроблення процедури модернізації магістральних тепловозів новим енергетичним обладнанням.

Матеріали і результати досліджень. Зроблений аналіз існуючих дизелів закордонного виробництва [1] показав, що в наш час для модернізації існуючого тягового рухомого складу на залізницях світу використовують дизелі різних виробників. Основними з них є дизелі типу Д49 виробництва Коломенського дизель-будівельного заводу, типу САТ виробництва Caterpillar, EMD GM виробництва Дженерел Моторс та ін. При цьому разом з ними використовується і відповідне електричне обладнання та машини. Тому при виборі типу модернізації необхідно спочатку визначити вид модернізації магістрального тепловоза та

розробити відповідну процедуру модернізації.

Для вирішення поставленого завдання запропоновано процедуру модернізації магістральних тепловозів новими дизелями. Вона полягає в тому, що модернізацію тепловозів новими дизелями необхідно виконувати на основі системного підходу з урахуванням його конструктивних особливостей, призначення, майбутнього регіону експлуатації. При цьому технічний рівень модернізованого тепловоза, тобто його техніко-економічні показники, повинні бути на рівні світових зразків, а витрати протягом життєвого циклу - мінімальними.

Послідовність реалізації запропонованої процедури поділяється на такі етапи.

На першому етапі визначається технічний рівень енергетичних установок. Для цього виконується збір техніко-економічних характеристик дизелів, які можливо використати при модернізації тепловозів. З використанням теорії множин визначається номенклатура показників, які характеризують дизель.

Після цього виконується процедура віднесення їх до раціональних та ірраціональних. Залежно від категорії раціональності вибираються прямі або редуковані відносини за такими формулами:

$$k_{n,1} = p / p_o; \quad (1)$$

$$k_{n,2} = p_o / p, \quad (2)$$

де p - числовий параметр для нового дизеля;

p_o - числові параметри для функціонально-однорідних існуючих дизелів вітчизняного чи зарубіжного виробництва.

Наступними кроками є визначення методу оцінки технічного рівня дизеля та розрахунок відповідного коефіцієнта технічного рівня.

На другому етапі визначаються техніко-економічні показники тепловозів з новими дизелями та їхній технічний рівень. Для цього використовують методи та моделі теорії конструкції локомотивів і теорії локомотивної тяги.

На третьому етапі визначається вартість життєвого циклу модернізованих тепловозів з урахуванням регіону їх експлуатації. При цьому з використанням роботи [8] виділяють три етапи життєвого циклу: придбання, експлуатація та утилізація.

На четвертому етапі приймається рішення щодо виду модернізації тепловоза. Для цього запропоновано ввести коефіцієнт оцінки ефективності модернізації тепловозів, який являє собою добуток коефіцієнтів технічного рівня на відносну вартість життєвого циклу і визначається за формулою

$$\hat{E}_{i\ddot{a}\ddot{a}\ddot{d}} = \hat{E}_{\delta\ddot{a}\ddot{d}\ddot{d}} \cdot \frac{\tilde{N}_{\alpha\ddot{d}}^{\alpha}}{\tilde{N}_{\alpha\ddot{d}}^i}, \quad (3)$$

де $K_{модер}$ - коефіцієнт ефективності модернізації тепловозів;

$K_{техур}$ - коефіцієнт технічного рівня модернізованого тепловоза;

$C_{жц}^b, C_{жц}^n$ - вартість життєвого циклу відповідно базового і модернізованого тепловозів.

Перевага віддається тому виду модернізації, для якого коефіцієнт модернізації тепловоза буде більшим. Дану процедуру можна використовувати як для магістральних тепловозів залізниць України, так і для модернізації тепловозів промислового транспорту і приватних підприємств.

Висновки

1. Запропоновано процедуру модернізації тепловозів новими дизелями, яка полягає в тому, що модернізацію необхідно виконувати на основі системного підходу з урахуванням його конструктивних особливостей,

призначення, майбутнього регіону експлуатації.

2. Для вибору виду модернізації запропоновано ввести коефіцієнт оцінки ефективності модернізації тепловозів, який являє собою добуток коефіцієнтів

технічного рівня на відносну вартість життєвого циклу

3. У подальшому необхідно удосконалити моделі визначення технічного рівня дизелів та прогнозування характеристик тепловозів, модернізованих новими дизелями.

Список літератури

1. Михеев, С.А. Анализ основных характеристик тепловозных дизелей зарубежного производства [Текст] / С.А. Михеев // Зб. наук. праць ДонІЗТ. – Донецьк: ДонІЗТ, 2011. – Вип.27. – С.82-88.
2. Обновление парка тепловозов [Текст] // Железные дороги мира. – 2003. – №7. – С.34-39.
3. Использование старогодных локомотивов [Текст] // Железные дороги мира. – 2005. – №10. – С.51-53.
4. Модернизация тепловозов [Текст] // Железные дороги мира. – 2005. – №12. – С.53-57.
5. Ремоторизация магистральных тепловозов [Текст] // Железные дороги мира. – 2006. – №5. – С.43-50.
6. Тепловоз М62 – история продолжается [Текст] // Железные дороги мира. – 2008. – №12. – С.51-56.
7. Модернизация тепловозов в Венгрии [Текст] // Железные дороги мира. – 2004. – №12. – С.44-46.
8. Методы оценки жизненного цикла тягового подвижного состава железных дорог [Текст]: монография / Э.Д. Тартаковский, С.Г. Грищенко, Ю.Е. Калабухин, А.П. Фалендыш. – Луганск: Изд-во «Ноулидж», 2011. – 174 с.

Ключові слова: тепловоз, дизель, потужність дизеля, технічний рівень.

Анотації

Стаття присвячена розробленню концепції модернізації магистральних тепловозів новими дизелями. Пропонується реалізація процедури за чотири етапи. Вибір виду модернізації слід виконувати на основі запропонованого коефіцієнта модернізації, який враховує технічний рівень дизеля і вартість життєвого циклу модернізованого тепловоза.

Статья посвящена разработке концепции модернизации магистральных тепловозов новыми дизелями. Предлагается реализация концепции в четыре этапа. Выбор вида модернизации следует производить на основании предложенного коэффициента модернизации, который учитывает технический уровень дизеля и стоимость жизненного цикла модернизированного тепловоза.

The article is devoted to the development of the concept of modernization of main line diesel locomotives new diesels. It is suggested to implement the concept in four stages. Selection of the type of modernization of the produce on the basis of the proposed factor of modernization, which takes into account the technical level of the diesel and the life-cycle cost of the modernized diesel locomotive.

УДК 629.42:62-233.3/9

*Д-р техн. наук В.І. Мороз,
канд. техн. наук С.В. Бобрицький*

*Doctor of techn. sciences V.I. Moroz,
cand. of techn. sciences S.V. Bobritskiy*

ОТРИМАННЯ І АНАЛІЗ ЦИФРОВИХ ОПИСАНЬ РОБОЧИХ ПРОФІЛІВ ЗУБЦІВ ТЯГОВИХ ЗУБЧАТИХ ПЕРЕДАЧ З РІЗНИМИ СТУПЕНЯМИ ЗНОСУ

RECEIPT AND ANALYSIS OF DIGITAL DESCRIPTIONS OF WORKINGS TYPES OF POINTS OF HAULING GEARINGS WITH DIFFERENT DEGREES OF WEAR

Постановка проблеми у загальному вигляді та їх зв'язок з важливими науковими та практичними завданнями. Залізнична галузь, на яку припадає до 49 % вантажообігу та більш ніж 43 % пасажирообігу, займає головне місце серед галузей транспортної сфери. У той же час, за оцінками спеціалістів, більша частина рухомого складу (РС) працює у наднормативний термін [1, 2]. Зростання конкуренції між різними видами транспорту вимагає підвищення якості надання послуг з перевезення та техніко-економічних показників рухомого складу. Саме тому державними програмами одним з пріоритетних напрямків розвитку залізничного транспорту визначається забезпечення залізниць оновленим рухомим складом [3, 4]. Враховуючи повільне провадження нових серій РС, є актуальними науково-дослідні та дослідно-конструкторські роботи з підтримання високої надійності та довговічності наявного рухомого складу в експлуатації.

Важливим елементом екіпажної частини РС є тягова зубчата передача (ТЗП), контроль стану якої здійснюється при виконанні деповських ремонтів [5, 6]. При цьому значна роль відводиться визначенню і оцінці експлуатаційних зносів

зубців шестерень і коліс. При вирішенні таких завдань доцільно отримувати і використовувати відповідні цифрові описання [7]. Разом з тим ці питання потребують більш детального висвітлення.

Мета статті і викладення основного матеріалу. Метою статті є описання запропонованого авторами нового методичного підходу та відповідних математичних моделей, які забезпечують отримання і аналіз цифрових описань робочих профілів зубців з різними ступенями зносу. Пропонується така послідовність дій:

1. На основі робочих креслень і виготовленого нового колеса (або шестерні) ТЗП, що розглядається, аналізуються і контролюються основні геометричні параметри зубців. За допомогою штангензубоміру визначаються товщини зубців за хордами характерних кіл: вершин, початковими, ділильними та основними. Результати вимірювань порівнюються з відповідними значеннями на кресленні.

2. З використанням цифрової фотокамери та розробленого спеціального устаткування отримується цифрові зображення профілів зубців нового колеса.

3. Отримане цифрове зображення профілів зубців нового колеса вводиться до комп'ютера і при відомих дійсних розмірах з використанням розробленої математичної моделі визначається масштабний коефіцієнт μ_l :

$$\mu_l = \frac{S_{\ddot{a}}}{S_{\ddot{o}}}, \quad (1)$$

де $S_{\ddot{a}}$ – введене дійсне значення товщини зуба за хордою ділильного кола, мм;

$S_{\ddot{o}}$ – визначене за допомогою математичної моделі на основі отриманого цифрового зображення її відповідне значення, піксель.

4. На основі цифрового зображення і визначеного масштабного коефіцієнта отримуються цифрові описання профілю зубців нового колеса в дійсних значеннях їхніх геометричних параметрів.

5. За наведеною вище технологією обробляються профілі зубців з різним ступенем зносу.

6. Для аналізу отриманих цифрових описань доцільно використовувати розроблену авторами математичну модель. У процесі моделювання цифрові описання профілів зубців скануються встановленим кроком по всій висоті - визначаються товщини зубця за хордами відповідних кіл, визначаються зноси профілів порівняно з профілем нового зуба.

У якості прикладу нижче наведено результати досліджень робочого профілю зуба шестерні ТЗП електропоїзда серії ЕР-2. На рисунку показано головне вікно, отримане в процесі математичного моделювання з цифровою версією зуба шестерні № 682 з реальними профілями зубців.

Зображення доповнюється таблицею з визначеними відхиленнями цього профілю порівняно з профілем зуба нової шестерні. Це дає можливість оцінювати величини зносів у різних перерізах за висотою зуба.

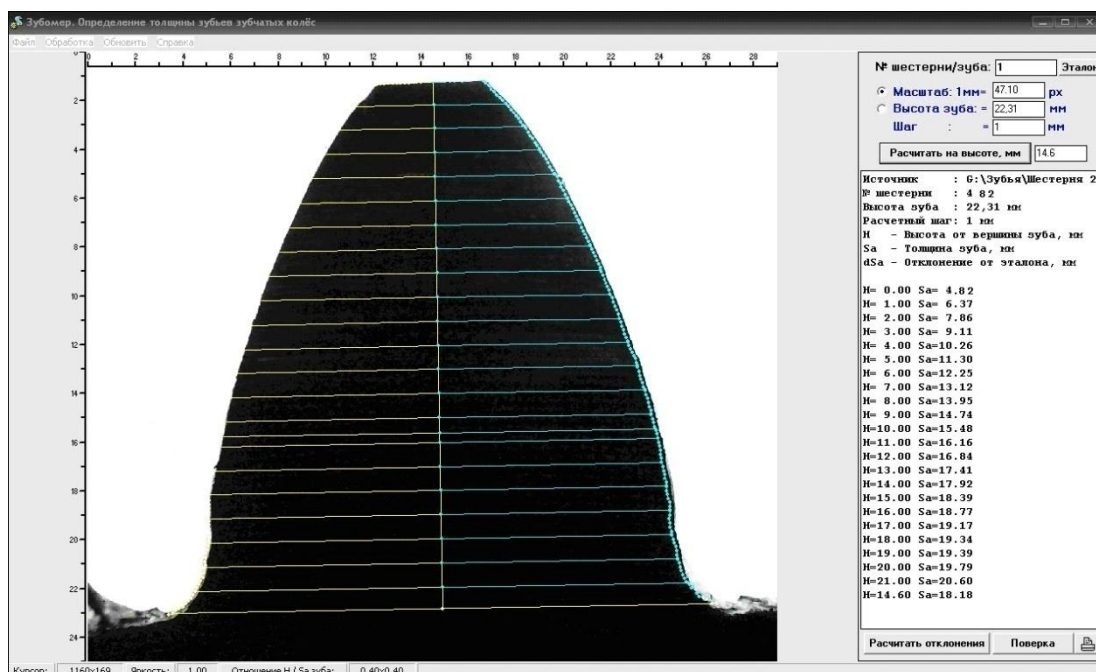


Рис. Головне вікно з цифровою версією зуба шестерні № 682 та результатами розрахунку товщини зуба

Порівняння товщини зубців шестерні ТЗП електропоїзда серії ЕР-2

| Висота заміру від вершини зуба $H, \text{ мм}$ | Товщина зуба нової шестерні $\overline{S}_1, \text{ мм}$ | Товщина зуба зношеної шестерні $S_1, \text{ мм}$ | Знос шестерні $\Delta_1, \text{ мм}$ |
|--|--|--|---|
| 0,00 | 5,48 | 4,82 | 0,66 |
| 1,00 | 6,74 | 6,37 | 0,37 |
| 2,00 | 7,95 | 7,86 | 0,09 |
| 3,00 | 9,13 | 9,11 | 0,02 |
| 4,00 | 10,25 | 10,23 | 0,02 |
| 5,00 | 11,32 | 11,3 | 0,02 |
| 6,00 | 12,36 | 12,25 | 0,11 |
| 7,00 | 13,36 | 13,12 | 0,24 |
| 8,00 | 14,28 | 13,95 | 0,33 |
| 9,00 | 15,17 | 14,74 | 0,43 |
| 10,00 | 16,03 | 15,48 | 0,55 |
| 11,00 | 16,81 | 16,16 | 0,65 |
| 12,00 | 17,54 | 16,84 | 0,7 |
| 13,00 | 18,23 | 17,41 | 0,82 |
| 14,00 | 18,85 | 17,92 | 0,93 |
| 14,60 | 18,89 | 18,18 | 0,71 |
| 15,00 | 19,42 | 18,39 | 1,03 |
| 16,00 | 19,92 | 18,77 | 1,15 |
| 17,00 | 20,36 | 19,17 | 1,19 |
| 18,00 | 20,73 | 19,34 | 1,39 |
| 19,00 | 21,01 | 19,39 | 1,62 |
| 20,00 | 21,21 | 19,79 | 1,42 |
| 21,00 | 21,29 | 20,6 | 0,69 |

Так, знос профілю за хордою ділильного кола складає 0,71 мм. Максимальний знос має місце в нижній перерізах ножки зуба (18-20 мм від вершини зуба) і складає 1,62 мм.

Висновки. Наведені в статті матеріали підтверджують доцільність

використання запропонованого підходу для отримання і аналізу цифрових описань профілів зубців з різними ступенями зносу. Це відіграє важливу роль при вирішенні питань про можливість подальшої експлуатації шестерень і зубчатих коліс у складі ТЗП РС залізниць.

Список літератури

1. Програма оновлення локомотивного парку залізниць України, затверджена постановою КМУ № 840 від 01.08.2011 р. [Текст] // Урядовий кур'єр. – 26.08.2011. – № 155.
2. Державна цільова програма реформування залізничного транспорту [Електронний ресурс]: постанова Кабінету Міністрів України від 16.12.2009 р. № 1390. – Режим доступу: <http://zakon4.rada.gov.ua/laws/show/1390-2009-%D0%BF>.
3. Тартаковський, Е.Д. Пріоритетні напрямки досліджень у галузі тягового рухомого складу [Текст] / Е.Д. Тартаковський // Зб. наук. праць. – Харків: УкрДАЗТ, 2004. – Вип. 64. – С. 5-12.
4. Мороз, В.І. Обґрунтування перспективних напрямків підвищення експлуатаційної надійності тягових передач електропоїздів серії ЕР-2 [Текст] / В.І. Мороз, О.В. Братченко, С.В. Бобрицький // Зб. наук. праць. – Харків: УкрДАЗТ, 2009. – Вип. 111. – С.176-182.
5. Інструкція з формування, ремонту та утримання колісних пар тягового рухомого складу залізниць України колії 1520 мм [Текст]: ВНД 32.0.07.001-2001. – К., 2008. – 108 с.
6. Шамагін, В.О. Технологія ремонту рухомого складу [Текст]: навч. посібник / В.О. Шамагін. – К.: Дельта, 2008. – Ч. II. – 396 с.
7. Спосіб визначення товщини зубця симетрично розташованого відносно опор прямозубого зубчатого колеса [Текст]: Пат. 94015 Україна, МПК F16H 1/06 (2006.01) / В.І. Мороз, О.В. Братченко, С.В. Бобрицький. - №201009172; заявл. 21.07.2010; опубл. 25.03.2011, Бюл. № 6. – 2 с.

Ключові слова: рухомий склад, тягова зубчата передача, зубчаті колеса, технологія ремонту, цифрове зображення, цифрове описання, математичні моделі.

Анотації

Проаналізовано існуючі методи вимірювання товщин зубців зубчатих коліс тягових передач під час проведення деповських ремонтів. Наведено нову методику визначення зносів зубчатих коліс, яка ґрунтується на отриманні цифрових версій профілів зубців за допомогою цифрової камери та спеціального устаткування з подальшим їх аналізом у розроблених і запропонованих авторами математичних моделях. Подано рекомендації щодо подальшого застосування наведеної методики та математичних моделей для виконання досліджень, направлених на визначення характеристик зачеплення ТЗП з різними ступенями зносу зубчатих коліс.

Проанализированы существующие методы измерения толщин зубьев зубчатых колёс тяговых передач во время проведения деповских ремонтов. Приведена новая методика определения износов зубчатых колёс, которая основывается на получении цифровых версий профилей зубьев с помощью цифровой камеры и специального оборудования с последующим их анализом с помощью разработанных и предложенных авторами математических моделей. Представлены рекомендации относительно последующего применения приведенной методики и математических моделей для выполнения исследований, направленных на определение характеристик зацепления ТЗП с различными степенями износа зубчатых колёс.

The existent methods of measuring of thicknesses of points of gear-wheels of hauling transmissions are analysed during the leadthrough of depot repairs. The new method of determination of wears of gear-wheels is resulted, which is based on the receipt of digital versions

of types of points by a digital chamber and special equipment with subsequent by their analysis by the mathematical models developed and offered authors. Presented recommendation in relation to subsequent application of the resulted method and mathematical models for implementation of researches, directed on determination of descriptions of hooking of TZP with the different degrees of wear of gear-wheels.

УДК 629.016.003.13

*Доктори техн. наук Ю.Є. Калабухін,
І.Э. Мартинов,
асп. О.В. Рудковський*

*Doct. of techn. sciences Yu.Ye. Kalabuhin,
doct. of techn. sciences I.E. Martynov,
postgraduate O.V. Rudkovskiy*

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ ЕФЕКТИВНОСТІ МОДЕРНІЗАЦІЇ БУКСОВИХ ВУЗЛІВ ЕЛЕКТРОПОЇЗДІВ

INVESTIGATION EFFICIENCY MODERNIZATION AXLE UNIT ELECTRIC TRAINS

Актуальність теми. Буксові вузли вагонів є одними з найбільш відповідальних елементів рухомого складу. На рухомому складі встановлюються роликові підшипники, тобто підшипники кочення, які мають значно менший коефіцієнт тертя, ніж підшипники ковзання.

Однією з найважливіших характеристик буксових підшипників є момент тертя.

Опір обертанню роликових підшипників також залежить від багатьох факторів – конструкції підшипника і його геометричних розмірів, матеріалу підшипника і обробки його робочих поверхонь, навантаження, швидкості обертання, кількості мастила та його властивостей (в'язкості, пластичності). Зменшення моменту тертя в підшипниках сприяє зменшенню витрат палива і електроенергії на тягу поїздів.

Огляд досліджень. Питанням модернізації буксових вузлів вагонів

присвячено значну кількість робіт [1, 2]. Але майже всі вони присвячені проблемам підвищення працездатності буксових вузлів з роликовими підшипниками. Лише в статті [3] розглядаються питання визначення опору руху при переведенні рухомого складу на роликові підшипники. Економічна доцільність впровадження роликових підшипників з урахуванням зменшення опору руху розглядається в роботі [5].

Мета статті. Виходячи з проведених розрахунків визначити доцільність впровадження буксових вузлів нового покоління на електропоїздах.

Основний текст статті. Економічний ефект заходу науково-технічного прогресу (НТП) за розрахунковий період визначається за формулою

$$E_T = P_T - Z_T, \quad (1)$$

де P_T – вартісна оцінка результатів використання заходу науково-технічного прогресу (НТП) за розрахунковий період, грн;

Z_T – вартісна оцінка витрат на здійснення заходу НТП за розрахунковий період, грн.

За базовий варіант заходу НТП було прийнято використання електропоїзда з існуючими буксовими вузлами, а за новий

варіант – з буксовими вузлами нового покоління.

Припускаючи, що оснащення вагонів електропоїзда буксовими вузлами нового покоління не позначиться на прибутковій частині економічного ефекту, передбачуване збільшення економічного ефекту за рахунок економії витратної частини за розрахунковий період визначається за формулою

$$\begin{aligned} \Delta E_T &= \sum_{t=t_n}^{t=t_k} (K_t^b + I_t^b - L_t^b) \cdot \alpha_t - \sum_{t=t_n}^{t=t_k} (K_t^H + I_t^H - L_t^H) \cdot \alpha_t = \\ &= \sum_{t=t_n}^{t=t_k} [(I_t^b - I_t^H) - (K_t^H - K_t^b) + (L_t^H - L_t^b)] \cdot \alpha_t = \\ &= \sum_{t=t_n}^{t=t_k} (\Delta I_t - \Delta K_t + \Delta L_t) \cdot \alpha_t \end{aligned} \quad (2)$$

де K_t^b, K_t^H – капітальні вкладення в році t розрахункового періоду відповідно за базовим і новим варіантом буксових вузлів, грн;

I_t^b, I_t^H – річні поточні витрати в році t розрахункового періоду при використанні відповідно, базового та нового варіанта буксового вузла, грн;

L_t^b, L_t^H – залишкова вартість основних фондів, що вибувають у році t розрахункового періоду відповідно за базовим і новим варіантом буксових вузлів, грн;

α_t – коефіцієнт дисконтування;

t_n, t_k – початковий і кінцевий рік розрахункового періоду.

Таким чином, вирішення поставленого завдання зведено до визначення:

– додаткових капітальних вкладень для здійснення заходу щодо застосування буксових вузлів нового покоління ΔK_t ;

– економії річних поточних витрат, яка зумовлена застосуванням буксових вузлів нового покоління ΔI_t .

У зв'язку з тим що дані розрахунки передбачають оцінку економічного ефекту від використання нового варіанта буксових вузлів в умовах експлуатації, додаткові капітальні вкладення будуть обумовлені витратами на обладнання ними електропоїздів, а зменшення річних поточних витрат – економією річних експлуатаційних витрат.

Витрати на обладнання електропоїздів буксовими вузлами нового покоління визначаються:

– програмою обладнання за роками розрахункового періоду;

– витратами на придбання буксових вузлів;

– вартістю робіт з обладнання одного електропоїзда буксовими вузлами.

Економія річних експлуатаційних витрат обумовлена:

– зменшенням витрат на електроенергію для тяги електропоїздів за рахунок зменшення опору руху потяга;

– зменшенням витрат на ремонт та обслуговування буксових вузлів за рахунок підвищення надійності їх роботи.

Для виконання розрахунків були прийняті такі припущення:

– модернізація електропоїздів за рахунок використання буксових вузлів нового покоління виконується під час проведення капітального ремонту;

– розглядається модернізація електропоїздів змінного струму серії EP9п;

– для виконання тягових розрахунків з метою отримання питомих витрат електроенергії для тяги за базовим і новим варіантами електропоїздів застосовується профіль ділянки Полтава-Київська – Гребінка – Полтава-Київська загальною відстанню по обороту 377,8 км;

– розрахунковий період використання заходу складає 16 років.

Застосування буксових вузлів нового покоління дозволяє зменшити опір руху поїздів завдяки зменшенню коефіцієнта тертя між шийкою осі та підшипником буксового вузла в межах 7-15%. Ця обставина обумовлює скорочення витрат електроенергії на тягу електропоїздів, що дозволяє зменшити експлуатаційні витрати залізничного транспорту на енергоспоживання. Для визначення залежності скорочення витрат електроенергії на тягу електропоїздів від зменшення коефіцієнта тертя між шийкою осі та підшипником буксового вузла було виконано тягові розрахунки [9, 10], результати яких наведено у табл. 1.

Таблиця 1

Результати тягових розрахунків при застосуванні електропоїзда EP9п з альтернативними варіантами буксових вузлів за оборот

| Показник | Значення показника за варіантом буксового вузла | | | | | |
|---|---|------------------|--------|--------|---------|--------|
| | базовий | нового покоління | | | | |
| Відсоток зменшення коефіцієнта тертя між шийкою осі та підшипником буксового вузла, % | - | 5 | 7,5 | 10 | 12,5 | 15 |
| Маса електропоїзда, т брутто | 524 | 524 | 524 | 524 | 524 | 524 |
| Напрямок руху | Полтава (Київська) – Гребінка | | | | | |
| Технічна швидкість за графіком руху, км/год | 61,6 | 61,6 | 61,6 | 61,6 | 61,6 | 61,6 |
| Питома витрата електроенергії на тягу, кВт·год/10 ⁴ ткм брутто | 222,70 | 222,24 | 222,05 | 221,85 | 221,62 | 221,40 |
| Витрата електроенергії на тягу, кВт·год | 2204,4 | 2199,8 | 2198,0 | 2196,0 | 2193,7 | 2191,5 |
| Напрямок руху | Гребінка – Полтава (Київська) | | | | | |
| Технічна швидкість за графіком руху, км/год | 52,72 | 52,72 | 52,72 | 52,72 | 52,72 | 52,72 |
| Питома витрата електроенергії на тягу, кВт·год/10 ⁴ ткм брутто | 197,60 | 197,10 | 196,98 | 196,80 | 196,60 | 196,40 |
| Витрата електроенергії на тягу, кВт·год | 1955,9 | 1951 | 1949,8 | 1948 | 1946,04 | 1944,1 |

Результати розрахунку економії річних експлуатаційних витрат на електроенергію для тяги електропоїзда за рахунок зменшення опору руху потяга залежно від зменшення коефіцієнта тертя між шийкою осі та підшипником буксового вузла наведено у табл. 2.

Результати розрахунку середньорічної економії експлуатаційних витрат на ремонт та обслуговування буксових вузлів електропоїзда за рахунок підвищення надійності їх роботи наведено у табл. 3.

Таблиця 2

Результати розрахунку економії річних експлуатаційних витрат на електроенергію для роботи електропоїзда на ділянці за рік (маса електропоїзда 524 т), грн

| Економія експлуатаційних витрат на електроенергію | Відсоток зменшення коефіцієнта тертя між шийкою осі та підшипником буксового вузла, % | | | | |
|---|---|---------|---------|---------|----------|
| | 5 | 7,5 | 10 | 12,5 | 15 |
| за оборот електропоїзда | 8,27 | 10,94 | 14,21 | 17,91 | 21,53 |
| у рік введення електропоїзда ПР-2 | 4082,59 | 5400,93 | 7016,95 | 8845,61 | 10631,75 |
| у рік введення електропоїзда ПР-3 | 4060,93 | 5372,27 | 6979,72 | 8798,68 | 10575,34 |
| у рік введення електропоїзда КР-1 | 3990,66 | 5279,31 | 6858,95 | 8646,43 | 10392,34 |
| у рік введення електропоїзда КР-2 | 3933,95 | 5204,28 | 6761,47 | 8523,55 | 10244,65 |

Таблиця 3

Результати розрахунку економії середньорічних експлуатаційних витрат на ремонт та обслуговування буксових вузлів електропоїзда

| Показник | Значення |
|---|----------|
| Середньорічні поточні витрати на повну ревізію базових буксових вузлів електропоїзда, грн | 51720 |
| Середньорічні поточні витрати на проміжну ревізію базових буксових вузлів електропоїзда, грн | 6554,4 |
| Середньорічні сумарні поточні витрати на повну та проміжну ревізію базових буксових вузлів електропоїзда, грн | 58274,4 |
| Середньорічні поточні витрати на повну ревізію буксових вузлів нового покоління, грн | 6495,0 |
| Середньорічна економія експлуатаційних витрат на ремонт та обслуговування буксових вузлів електропоїзда, грн | 51779,4 |

Економічний ефект від впровадження буксових вузлів нового покоління на електропоїзді серії ЕР9п за роками розрахункового періоду при зменшенні коефіцієнта тертя між шийкою осі та

підшипником буксового вузла на 5, 10 та 15% наведено на рис. 1.

Залежність економічного ефекту за розрахунковий період від впровадження буксових вузлів нового покоління на

електропоїзді серії ЕР9п від відсотка зменшення коефіцієнта тертя поміж шийкою осі та підшипником буксового вузла наведено на рис. 2.

Висновки. Таким чином, економічний ефект від впровадження буксових вузлів нового покоління на електропоїзді серії ЕР9п в умовах експлуатації на ділянці Південної

залізниці складає за розрахунковий період (16 років) від 280 до 330 тис. грн залежно від відсотка зменшення коефіцієнта тертя поміж шийкою осі та підшипником буксового вузла, а період повернення капітальних вкладень на модернізацію електропоїзда та проведення науково-дослідницьких і дослідно-конструкторських робіт складає від 3,0 до 3,5 років.

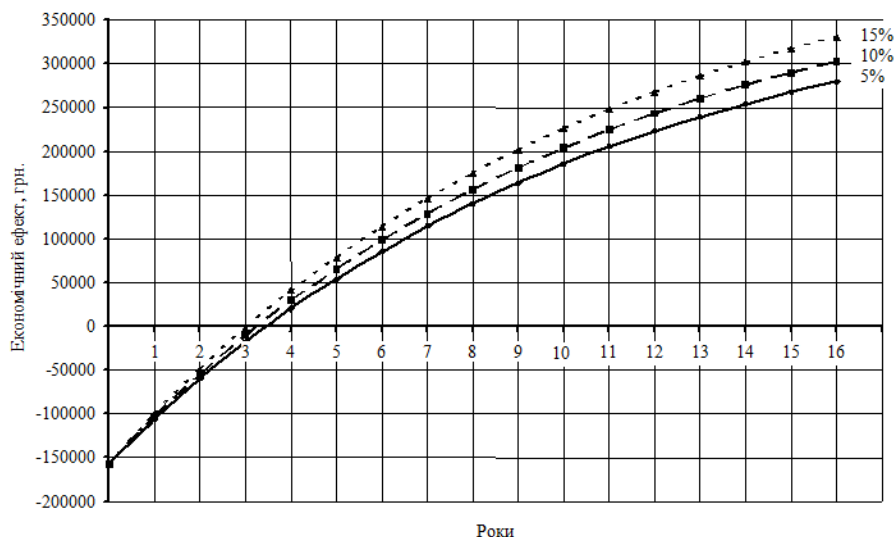


Рис. 1. Економічний ефект від впровадження буксових вузлів нового покоління на електропоїзді серії ЕР9п при різних значеннях зменшення коефіцієнта тертя поміж шийкою осі та підшипником буксового вузла

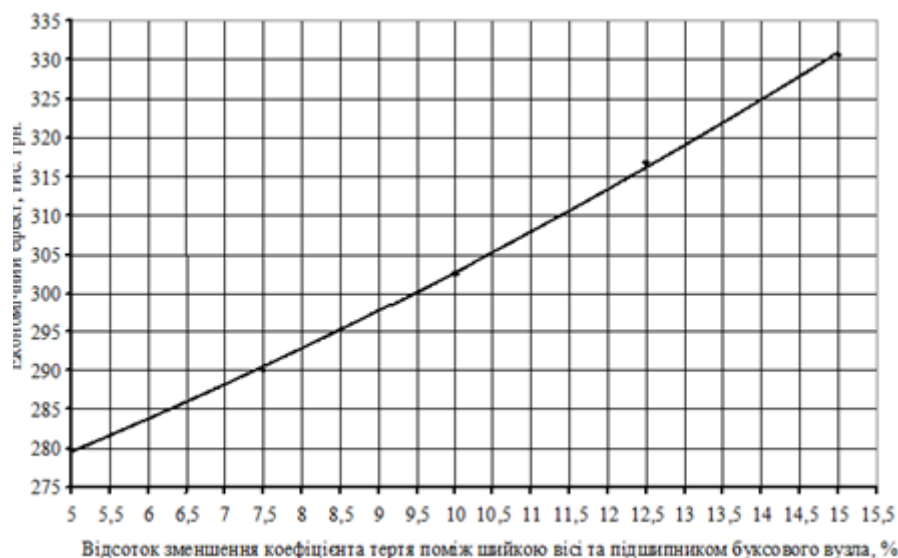


Рис. 2. Залежність економічного ефекту за розрахунковий період від впровадження буксових вузлів нового покоління на електропоїзді серії ЕР9п від відсотка зменшення коефіцієнта тертя поміж шийкою осі та підшипником буксового вузла

Список літератури

1. Амелина, А.А. Устройство и ремонт вагонных букс с роликовыми подшипниками [Текст] / А.А. Амелина. – М.: Транспорт, 1975. – 286 с.
2. Волков, Н.Н. Подшипники качения колесных пар вагонов и локомотивов [Текст] / Н. Н. Волков, Н. В. Родзевич. – М.: Машиностроение, 1972. – 168 с.
3. Шаронин, В.С. Исследование сопротивления движению грузовых и пассажирских вагонов на роликовых подшипниках [Текст] / В. С. Шаронин, Ю. М. Проскурина, В. Е. Пини // Вопросы перевода подвижного состава на роликовые подшипники. Труды ВНИИЖТ. – М.: Транспорт, 1961. – Вып. 221. – С. 25-45.
4. Ершков, Н.Д. Техничко-экономическая эффективность перевода грузовых вагонов на роликовые подшипники [Текст] / Н.Д. Ершков // Вопросы перевода подвижного состава на роликовые подшипники. Труды ВНИИЖТ. – М.: Транспорт, 1961. – Вып. 221. – С. 46-56.
5. Методические рекомендации по оценке эффективности инвестиционных проектов [Текст] / В.В. Косов, В.Н. Лившиц, А.Г. Шахназаров, Н.Г. Алешинская. – М.: Экономика, 2000. – 30 с.

Ключові слова: буксові вузли, моторвагонний рухомий склад, модернізація, надійність, підшипники, питомий опір.

Анотації

У статті розглянуто перспективи та економічну доцільність від заміни існуючих буксових вузлів моторвагонного рухомого складу на сучасні буксові вузли нового покоління. Наведено розрахунки економічного ефекту від зменшення питомого опору руху у підшипниках буксових вузлів.

В статье рассмотрены перспективы и экономическая целесообразность от замены существующих буксовых узлов моторвагонного подвижного состава на современные буксовые узлы нового поколения. Приведены расчеты экономического эффекта от уменьшения удельного сопротивления движению в подшипниках буксовых узлов.

The article considers the prospects and economic feasibility of replacing IP-existing axle assemblies railcar rolling stock on modern буксові nodes of a new generation. The calculation of economic effect from reducing the specific resistance movement in bearings axle assemblies.

УДК 629.421.4

Д-р техн. наук О.В. Устенко

Doct. of techn. sciences O.V. Ustenko

УДОСКОНАЛЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТЯГОВОГО РУХОМОГО СКЛАДУ

IMPROVEMENT OF EXPLOITATION OF HAULING ROLLING STOCK

Експлуатація локомотивів – це сукупність заходів, пов'язаних з використанням та обслуговуванням локомотивів на лінії, а також із системою ремонту і підготовки їх до поїздки. У системі експлуатації локомотивів, організація роботи локомотивних бригад визначає технологію технічного обслуговування і ремонту локомотивів у депо. Певною мірою конструкторські рішення при проектуванні нових локомотивів відіграють найважливішу роль у забезпеченні встановленого режиму праці і відпочинку машиністів та їх помічників. Вона впливає на технологічні процеси роботи депо, станцій, пунктів технічного обслуговування вагонів, а також на графіки руху і плани формування поїздів, методи оперативного планування та управління експлуатаційною роботою.

До заходів, що забезпечують на сучасному етапі оптимізацію параметрів і методів експлуатації локомотивів, належать розміщення видів тяги і серій локомотивів у мережі залізниць, а також визначення маси составів поїздів; встановлення схем і довжини ділянок обігу локомотивів і роботи локомотивних бригад; організація роботи локомотивів; добове, місячне і річне нормування локомотивного парку; організація обслуговування локомотивів бригадами; оперативне планування і регулювання роботи локомотивів і локомотивних бригад (тобто оперативне керівництво експлуатацією локомотивів);

вибір раціональних режимів водіння поїздів; система показників використання локомотивів.

У процесі розвитку вітчизняного залізничного транспорту удосконалювалася система експлуатації локомотивів. При цьому відбувалася зміна способів обслуговування локомотивів бригадами, довжин ділянок обігу локомотивів, технології ремонтів тягового складу, а отже, і методів використання (експлуатації) локомотивів. Так, наприклад, у 1927-1930 рр. було організовано масове застосування змінної їзди при паровозній тязі. Але при цьому було ослаблено увагу до технічного утримання локомотивного парку і, як наслідок, повернення до прийнятої раніше прикріпленої їзди. Із заміною в 1956 р. паровозів тепловозами і електровозами з'явилися нові форми і методи експлуатації локомотивів, обслуговування їх змінними локомотивними бригадами, водіння поїздів без відчеплення локомотивів від поїзда на відстань до 1000 км і більше [1].

Експлуатація локомотивів – первинна ланка в організації руху поїздів, для забезпечення якого проводяться заходи, пов'язані з використанням та обслуговуванням локомотивів на залізничних лініях і з системою ремонту і підготовки їх до поїздок. На залізницях України експлуатація локомотивів здійснюється на ділянках оберту, по яких поїзди проводяться (прямують) естафетним

способом, забезпечуваним використанням локомотивів відповідно до графіка руху поїздів, застосуванням певних способів обороту їх на лініях і т. п.

Організація експлуатації локомотивного парку на залізницях України удосконалювалася в ході їх розвитку. При цьому застосовувалися різні способи обслуговування локомотивів бригадами, змінювалася довжина ділянок оберту, вводилися нові системи ремонту рухомого складу, удосконалювалися методи експлуатації локомотивів.

При організації експлуатації локомотивів встановлюються основні положення і порядок використання локомотивів і роботи локомотивних бригад, а також працівників, пов'язаних з організацією оперативного управління локомотивним парком. До заходів, які забезпечують експлуатацію локомотивів, у т. ч. оптимальну, належать організація роботи локомотивів; добове, місячне і річне нормування роботи локомотивного парку; розміщення на мережі залізниць локомотивів за серіями та видами тяги; визначення допустимої маси поїздів для конкретних ділянок залізниць; розроблення схем і призначення довжин ділянок оберту локомотивів; оперативне планування і регулювання роботи локомотивів і локомотивних бригад для існуючих умов і на перспективу з застосуванням економіко-математичних методів і ЕОМ; вибір раціональних режимів водіння поїздів; розроблення системи показників використання локомотивів.

Вдосконаленням експлуатації локомотивів займалися колективи локомотивних депо залізниць. Особливо важливе значення мали новаторські прийоми роботи диспетчерів і працівників локомотивних депо з водіння поїздів підвищеної маси і довжини, організації експлуатації локомотивів на полігонах і зонах великої протяжності, забезпечення високої продуктивності локомотивів за

рахунок збільшення середньодобового пробігу та корисної роботи.

При цьому весь цей парк рухомого складу експлуатується, обслуговується та ремонтується в понад 60 локомотивних депо, які в свою чергу класифікуються за призначенням, пристосуванням до обслуговування локомотивів окремих серій і за видом і обсягом робіт, які виконують. Найвність виробничих площ, ремонтного обладнання, його стан і якість виконання обслуговувань і ремонтів у цих депо суттєво відрізняються один від одного. Тому депо спеціалізуються на виконанні лише відповідних видів ремонту для одних лише серій рухомого складу [2-6].

Відповідно до «Концепції та програми реструктуризації на залізничному транспорті» локомотивні депо будуть розділені на експлуатаційну та ремонтну частину, що повинно підвищити якість експлуатації локомотивів і їх надійність. У той же час для підтримки тягового рухомого складу в справному стані на залізницях діє планово-попереджувальна система технічного обслуговування та ремонту (ТОР), яка регламентується відповідним положенням і затверджена наказом Укрзалізниці від 30.06.2010 р. №093 [3].

З урахуванням модернізації та закупівлі рухомого складу нового покоління, впровадження систем їх обслуговування та ремонту, реструктуризації локомотивних депо виникає необхідність створення такої системи, яка б враховувала перелічені раніше чинники.

Створення такої системи викликає великий науково-практичний інтерес, оскільки вона дозволить підвищити якість експлуатації нового, модернізованого та існуючого рухомого складу, значно зменшити експлуатаційні витрати на нього.

Необхідність розроблення даної концепції підтверджується також реформуванням локомотивної галузі, при якому передбачається розподіл депо на

експлуатаційні та ремонтні. Особливо це питання актуальне при модернізації ТРС сучасними вузлами та агрегатами і закупівлі нового рухомого складу. При цьому новий ТРС уже належить не до другого, а до третього і четвертого покоління. Відповідно і системи їх обслуговування та ремонту відрізняються від прийнятої планово-попереджувальної системи.

На основі результатів аналізу зарубіжних і вітчизняних праць пропонується удосконалити систему технічної експлуатації ТРС за рахунок створення віртуальної системи управління технічною експлуатацією (ВСУТЕ) рухомого складу як нового, так і модернізованого та існуючого з

урахуванням його стану, виду, ремонтного рівня депо та системи його ТОР в комплексі. Для цього пропонується процедура створення ВСУТЕ ТРС.

Вона полягає в тому, що удосконалення системи технічної експлуатації ТРС необхідно виконувати на основі системного підходу з врахуванням його конструкційних даних, системи обслуговування та ремонту, стану та можливостей ремонтних підприємств.

Відмінністю її від існуючих є те, що запропонована процедура передбачає при технічній експлуатації ТРС в комплексі враховувати його конструктивні особливості, систему його ТОР та можливості і стан ремонтних підприємств.

Список літератури

1. История железнодорожного транспорта России и Советского Союза. Т.2. 1917-1945 [Текст] / В.Е. Павлов, М.М. Удина. – М.; СПб., 1997. – 268 с.
2. Находкин, В.М. Технология ремонта тягового подвижного состава [Текст] / В.М. Находкин, Р.Г. Черепашенец. – М.: Транспорт, 1998. – 460 с.
3. Положення про планово-попереджувальну систему ремонту та технічного обслуговування тягового рухомого складу [Текст]: наказ УЗ від 30.06.2010 №093). – К., 2010. – 43 с.
4. Хасин, Л.Ф. Экономика, организация и управление локомотивным хозяйством [Текст] / Л.Ф. Хасин, В.Н. Матвеев; под ред. Л.Ф. Хасина. – М.: Маршрут, 2002. – 452 с.
5. Хомич, А.З., Диагностика и регулировка тепловозов [Текст] / А.З. Хомич, С.Г. Жалкин, А.Э. Симсон, Э.Д. Тартаковский. – М.: Транспорт, 1977. – 222 с.
6. Электроподвижной состав: Эксплуатация. Надежность. Ремонт [Текст] / А.Т. Головатый, П.И. Борцов, И.И. Шматко и др. – М.: Транспорт, 1983. – 350 с.
7. Концепція державної програми реформування залізничного транспорту [Текст] // Магістраль. – № 1 (1179), 10-16 січ. – 2007 р.
8. Про програму реструктуризації на залізничному транспорті України на 1998-2003 роки [Текст]: протокол № 10 засідання Ради Укрзалізниці від 26.05.98р. // Магістраль ділова. - № 6. – С. 61-69.

Ключові слова: експлуатація тягового рухомого складу, система обслуговування, ремонтні підприємства.

Анотації

Пропонується концепція удосконалення експлуатації тягового рухомого складу на основі системного підходу з урахуванням його конструктивних даних, системи обслуговування та ремонту, стану та можливостей ремонтних підприємств.

Предлагается концепция усовершенствования эксплуатации тягового подвижного состава на основе системного подхода с учетом его конструктивных данных, системы обслуживания и ремонта, состояния и возможностей ремонтных предприятий.

Conception of improvement of exploitation of hauling rolling stock is offered on the basis of approach of the systems taking into account his structural information, system of service and repair, state and possibilities of repair enterprises. It will allow to promote quality of exploitation of the new, modernized and existent rolling stock, considerably to decrease running expenses on it.

УДК 629.4.016.2

*Доктори техн. наук І.Е. Мартинов,
А.П. Фалендиш (УкрДАЗТ),
мол. наук співроб. С.С. Пасічник,
асп. Д.О. Резник (ІТМ НАНУ),
асп. В.О. Юдін (УкрДАЗТ)*

*Doctors of techn. sciences I.E. Martinov,
A.P. Falendish,
junior research assistant S.S. Pasichnik,
postgraduates D.O. Reznik, V.O. Yudin*

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ТИПУ БУКСОВИХ ВУЗЛІВ ВАНТАЖНИХ ВАГОНІВ НА ЕНЕРГОВИТРАТИ ЛОКОМОТИВА

RESEARCH OF THE INFLUENCE OF TYPE AXLE UNITS FREIGHT WAGONS ON ENERGY CONSUMPTION BY LOCOMOTIVE

Вступ. Буксові вузли вантажних вагонів є найважливішими елементами ходових частин, від надійності яких залежить безпека руху поїздів.

Букси працюють у складних температурних і погодних умовах навколишнього середовища, сприймають і передають колісним парам всі види навантажень, у тому числі динамічні навантаження, що виникають при русі вагона. Вони повинні забезпечувати мінімальний опір обертанню колісних пар, високу надійність і безпеку руху вагона. Тому до їх конструкції, технічного обслуговування і ремонту висувають високі вимоги, особливо при підвищенні

швидкості руху поїздів і зростанні навантажень на колісні пари вагонів.

Основними вимогами, що висуваються до букс, є забезпечення необхідної безвідмовності і довговічності роботи в умовах експлуатації протягом встановленого терміну служби; простота виконання операцій з монтажу та демонтажу буксових вузлів при ремонті; надійна герметизація буксових вузлів від потрапляння пилу і вологи; забезпечення взаємозамінності та уніфікації деталей тощо.

З точки зору забезпечення ефективності функціонування рухомого складу найбільш важливою вимогою, що висуваються до букс, є забезпечення

мінімального опору обертанню колісних пар вагона. Адже це безпосередньо впливає на силу тяги, що прикладається локомотивом до поїзда, і відповідно на енерговитрати цього локомотива.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Роботи в галузі визначення ефектів тертя в підшипниках кочення проводились ще в СРСР та за кордоном протягом декількох десятиріч. Існує багато досліджень у галузі удосконалення конструкції буксових підшипників з метою зменшення питомого опору руху. Але однозначних точних фізичних моделей не отримано. Це пояснюється складністю та недостатньою вивченістю фізичної природи процесів у поверхневих шарах металу в умовах кочення (з неминучими елементами ковзання). Всі ці процеси проходять під дією нормальних і дотичних сил за наявності мастила і сепаратора. Реальні умови роботи циліндричних буксових підшипників суттєво відрізняється від теоретичних.

Так, вклад у дослідженні контакту "бурт-ролик" в підшипнику займався В.С. Мартинов під керівництвом О.М. Філатової [3], у наукових роботах цих вчених зазначені закономірності впливу геометрії роликів підшипників на їх опір руху.

Під керівництвом проф. Н.А. Спіцина досліджувалися моменти тертя та енергетичні витрати у підшипниках кочення [2]. Визначаються основні складові моменту кочення.

В.Ф. Старостін у своїх наукових працях [4] визначав втрати на тертя у конічних роликів підшипниках, досліджував втрати в контакті «бурт-ролик», а також втрати енергії залежно від типу змащення; досліджував роботу конічних і комбінованих підшипників, як перспективні.

Але жоден з дослідників так і не запропонував точних розрахункових методів визначення моменту тертя,

оскільки це є виключно складним завданням, яке не вирішено до цього часу.

Постановка мети. Перехід на роликові підшипники дозволив досягнути збільшення швидкостей руху поїздів і підвищити надійність буксових вузлів через суттєве зменшення відчеплень вагонів на шляху прямування. При цьому використання підшипників кочення дозволило значно зменшити опір руху порівняно з підшипниками ковзання. Це, у свою чергу, дозволило заощаджувати енергоресурси на тязі поїздів.

Але впровадження в експлуатацію за останні роки вагонів нового покоління з підвищеними техніко-економічними показниками вимагало проведення модернізації всіх елементів конструкції вагона, у тому числі буксових вузлів. Тому виробники підшипників запропонували вагонобудівникам і залізничникам підшипники касетного типу.

Питання переходу на конічні підшипники має вирішуватися дослідним шляхом, тобто у порівнянні із типовими циліндричними.

Найбільш поширеними на даний момент є типові буксові вузли моделі 30-42726E2M та 30-232726E2M або 36-42726E2M та 36-232726E2M (типові). В експлуатацію впроваджуються дворядні конічні підшипники касетного типу - підшипники виробництва компаній SKF (Швеція), Brgenco (США).

Отже, метою роботи є дослідження впливу типу буксового вузла на енерговитрати локомотива та визначення найбільш енергоефективного типу букс.

Основна частина. У лютому-квітні 2009 року співробітниками Української державної академії залізничного транспорту сумісно з фахівцями Інституту технічної механіки Національної академії наук України було проведено експериментальні дослідження енерговитратності буксових вузлів, обладнаних різними типами підшипників. При цьому запропоновано для порівняння

показників питомих витрат електроенергії локомотивом приведення витрат електроенергії до загальних приведених питомих витрат електроенергії, залежних як від швидкості руху, ваги состава, пройденого шляху, так і від ухилу профілю колії. Необхідність приведення показника витрати електроенергії до питомих витрат викликано тим, що випробування проводилися на різних ділянках колії з різними складами і в різний час.

Комплексні випробування проводилися на території Одеської та Придніпровської залізниць, а саме на ділянці «ст. Ароматна Придніпровської залізниці - ст. Ладижин Одеської залізниці». Маршрути руху дослідних потягів, а також дані про них використані в подальшому для дослідження.

Оскільки всі потяги рухались на різних ділянках шляху та з різною вагою состава, була поставлена задача привести витрати електроенергії їх локомотивів до загального показника, який дає можливість порівняти витрати електроенергії локомотивів. За основу для визначення цього показника були отримані питомі витрати електроенергії, що описані в роботі [1] і визначені за формулою

$$\alpha = \frac{A \cdot 1000}{Q \cdot L}, \quad (1)$$

де A – витрати електроенергії; Q – вага поїзда; L – пройдений шлях.

Витрати електроенергії, у свою чергу, визначаються за формулою

$$A = \frac{U_e \cdot \sum (I_{cp} \cdot \Delta t)}{60 \cdot 1000}, \quad (2)$$

де U_e – напруга контактної мережі; I_{cp} – сила струму тягового електродвигуна на відповідному відрізку часу.

У дослідженнях згідно з формулами (1) і (2) були зафіксовані дані часу ходу, швидкості, пройденого шляху, напруги

контактної мережі та сили струму тягових електродвигунів до кожного маршруту окремо. Оскільки під час гальмування та холостого ходу тягові електродвигуни вимикаються та їх сила струму дорівнює нулю, то ці ділянки можна не враховувати у розрахунках. З метою спрощення розрахунків відповідно до роботи [1] було виконано випрямлення профілю шляху для кожного маршруту прямування.

Як раніше було описано, показники витрат електроенергії були приведені для потягів, які рухались різними ділянками шляху, відповідно їх неможна просто порівнювати за формулою (1). Необхідно привести їх показники питомих витрат електроенергії до єдиного показника, що залежить і від ухилу профілю шляху. З цією метою дані до кожного маршруту окремо були розбиті на масиви, приведені до швидкості руху та ухилу профілю шляху. Отримані масиви даних відповідали діапазонам швидкостей 0...10, 10...20, 20...30, 30...40, 40...50, 50...60 та 60...70 км/год, при цьому кожний діапазон швидкостей відповідав певному ухилу профілю шляху. Далі за формулою (1) для кожного масиву даних були розраховані питомі витрати електроенергії на цій ділянці шляху. Таким чином, за кожним маршрутом окремо для кожного діапазону швидкості була отримана залежність питомих витрат електроенергії локомотивом від ухилу профілю шляху. Після побудови графіків однозначної залежності отримано не було. Приклад такого графіка для діапазону швидкості 50...60 км/год при навантаженому складі наведено на рис. 1.

Для зниження розкиду даних питомі витрати електроенергії були приведені до ухилу шляхом їх помноження. Оскільки уклон може мати як додатні, так і від'ємні значення (підйоми і спуски), то дійсне перемноження без приведення ухилу до позитивних значень дає неправильний результат. Приведення ухилу профілю

шляху до від'ємних значень виконувалось за формулою

$$i_{pr} = i + i_{\min}, \quad (3)$$

де i_{pr} – приведений ухил профілю шляху до додатних значень;

i_{\min} – мінімальний ухил профілю колії на ділянці проходження.

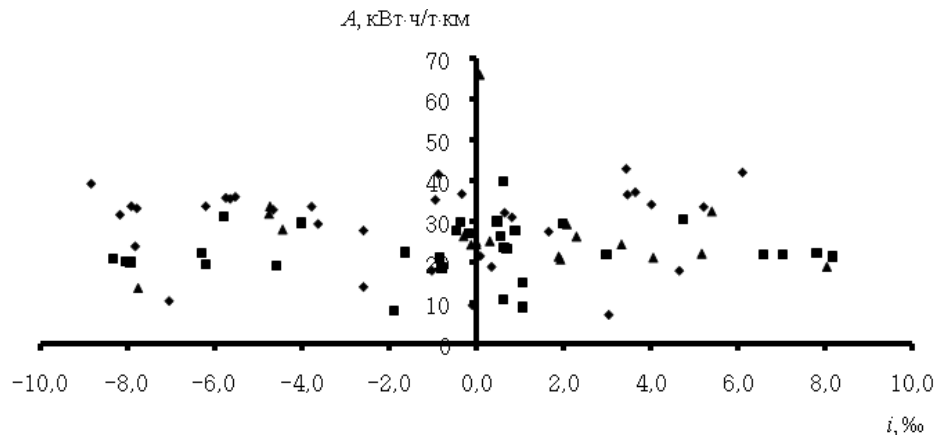


Рис. 1. Показники питомих витрат підшипників різного типу:

- ◆ - поїзд, обладнаний буксами з конічними касетними підшипниками виробництва компанії SKF;
- – поїзд, обладнаний буксами з конічними касетними підшипниками виробництва компанії Brenco;
- ▲ – поїзд, обладнаний буксами з типовими циліндричними підшипниками

Тоді з урахуванням формул (1) і (2) отримаємо приведену питому витрату електроенергії, що розраховується за формулою

$$\Theta = \frac{U_e \cdot \sum (I_{cp} \cdot \Delta t) \cdot i_{pr}}{60 \cdot Q \cdot L}. \quad (4)$$

Взявши середні значення приведеної питомої витрати електроенергії для кожного діапазону швидкості і прийнявши для цих значень середні швидкості руху 5, 15, ..., 65 км/год, отримаємо залежності приведеної питомої витрати електроенергії від швидкості руху складу.

За результатами розрахунків побудовані залежності приведених питомих витрат електроенергії від швидкості руху для составів, обладнаних буксами з типовими циліндричними підшипниками і

конічними підшипниками касетного типу (рис. 2). На рис. 2,а показані результати розрахунків для навантаженого складу, а на рис. 2,б – для порожнього. Штриховою лінією з квадратними маркерами позначено состав, обладнаний буксами з конічними касетними підшипниками виробництва компанії Brenco, штрихпунктирною лінією з трикутними маркерами – состав, обладнаний буксами з конічними касетними підшипниками виробництва компанії SKF, суцільною лінією – состав, обладнаний буксами з типовими циліндричними підшипниками.

Приведені питомі витрати електроенергії навантаженого состава (рис. 2,а) мають менші величини, ніж порожнього (рис. 2,б), оскільки у формулі (4) враховується його вага у знаменнику, відповідно при збільшенні ваги состава розглянутий показник зменшується.

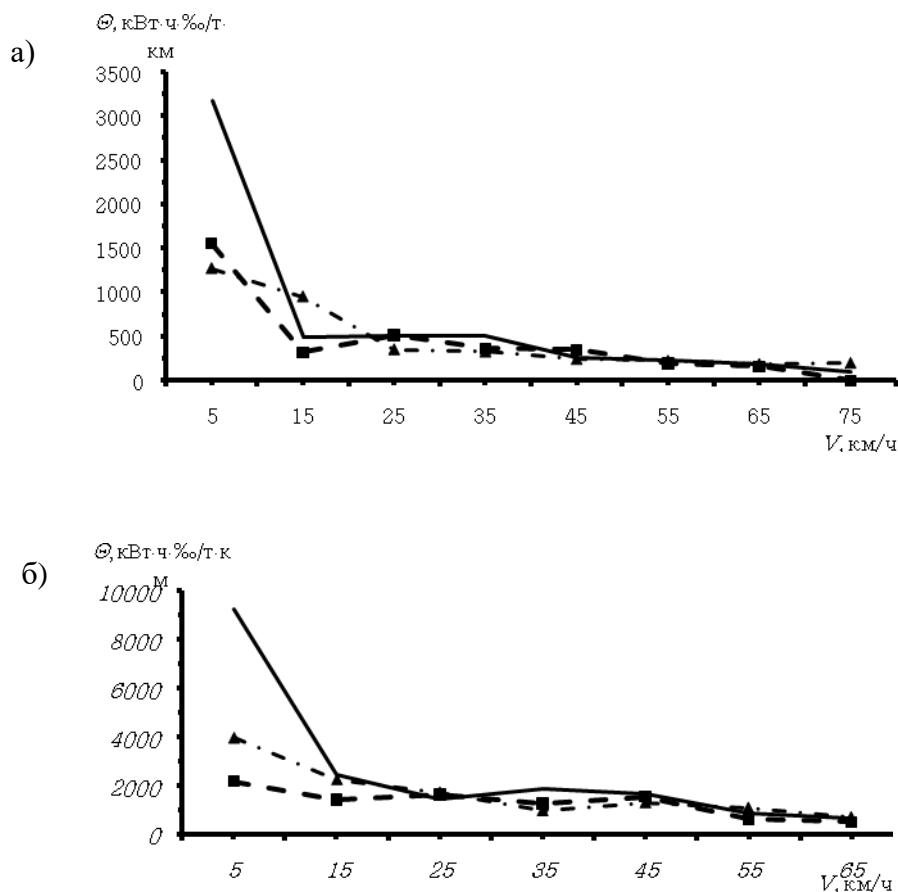


Рис. 2. Залежності приведеної питомої витрати електроенергії від швидкості руху для типових циліндричних і конічних підшипників:
а – навантажений состав; б – порожній состав

Як видно з цих рисунків, на початку руху і при розгоні найбільшу витрату електроенергії має состав, обладнаний буксами з типовими циліндричними підшипниками, а витрати електроенергії составом, обладнаним буксами з конічними касетними підшипниками, більш ніж у два рази менше. При подальшому підвищенні швидкості витрата електроенергії майже порівнюється у всіх составів.

Також виявилось, що навіть при підвищенні швидкості руху витрата електроенергії составом, обладнаним типовими буксами, залишається в середньому більше, ніж составом, обладнаним буксами з конічними підшипниками касетного типу.

Середні значення приведеної питомої витрати електроенергії по всіх діапазонах швидкостей наведено в таблиці.

Таким чином, найменшим є показник приведеної питомої витрати електроенергії у составі, обладнаному буксами з конічними касетними підшипниками виробництва компанії Brenco. При порожньому составі цей показник на 45,5% нижче, ніж у составі, обладнаному типовими буксами, і на 16% нижче, ніж у составі, обладнаному конічними касетними підшипниками виробництва компанії SKF. При завантаженому составі показник на 36% нижче, ніж у составі, обладнаному типовими буксами, і на 3,6% нижче, ніж у составі, обладнаному конічними касетними підшипниками виробництва компанії SKF.

Можна сказати, що при завантаженому складі показник приведеної питомої витрати електроенергії для складів,

обладнаних конічними касетними підшипниками, практично однаковий.

Таблиця

Середні значення приведеної питомої витрати електроенергії по всіх діапазонах швидкостей

| Тип підшипника | Середні приведені питомі витрати електроенергії за типом складу Θ , кВт·год %/ ткм | |
|---|---|--------------|
| | Порожній | Завантажений |
| Типовий циліндричний | 2612,6 | 767,2 |
| Конічний, касетний виробництва компанії SKF | 1727,4 | 504,1 |
| Конічний, касетний виробництва компанії Breco | 1451,1 | 491,1 |

Висновки. Дослідження впливу типу буксових вузлів на енерговитрати локомотива виявило, що більш енергоефективними є букси з конічними

касетними підшипниками, серед яких підшипники Breco займають лідируючі позиції, маючи найкращі показники приведеної питомої витрати електроенергії.

Список літератури

1. Осипов, С.И. Основы тяги поездов [Текст] / С.И. Осипов, С.С. Осипов. – М.: УМК МПС России, 2000. – 592 с.
2. Спицин, Н.А. Исследование моментов трения и энергетических потерь в подшипниках качения [Текст] / Н.А. Спицин, В.А. Политов, С.Д. Таджикибаев, К.Г. Ган // Сб. трудов Всесоюз. науч.-исследоват. конструктор.-технолог. ин-та подшипниковой промышленности – Вып. 1(37). – 1964. – С. 41-59.
3. Мартынов, В.С. Влияние особенностей геометрии торцового контакта ролик-борт цилиндрических роликовых подшипников на их сопротивление вращению при комбинированном нагружении [Текст] // Сб. науч. трудов ВЗИИТ. – 1979. – Вып. 101: Вопрос повышения надежности узлов вагонов. – С.43-65.
4. Старостин, В.Ф. Энергетические потери в конических роликовых подшипниках [Текст]: обзор / В.Ф. Старостин, С.П. Русских. – М., 1990. – 49 с.

Ключові слова: тяга поїздів, питомий опір, ресурсозберігаючі технології, підшипники буксових вузлів, касетні підшипники.

Анотації

Наведено результати дослідження впливу типу буксових вузлів вантажних вагонів на енерговитрати локомотива. Виконано розрахунки для визначення найбільш енергоефективного типу буксових вузлів. За результатами дослідження видно, що найбільш енерговитратним типом букс є типові буксові вузли, а найбільш енергоефективним – буксовий вузол із конічними касетними підшипниками виробництва компанії Breco.

Приведены результаты исследования влияния типа буксовых узлов грузовых вагонов на энергозатраты локомотива. Выполнены расчеты для определения наиболее энергоэффективного типа буксовых узлов. По результатам исследования видно, что наиболее энергозатратным видом букс являются типовые буксовые узлы, а наиболее энергоэффективным – буксовый узел с коническими подшипниками производства компании Brenco.

The results of investigations of the effect of axle boxes type of freight cars on the locomotive energy expenses are shown. Calculations on determination of the most energy-efficient type of axle boxes are executed. It is shown by results of research that the most energy-expenses type of axle box is the standard axle box, and the most energy-efficient one is the axle box with tapered cassette roller bearings produced by Brenco company.

УДК 629.4

*Д-р техн. наук В.В. Кобищанов,
канд. техн. наук Д.Я. Антипин,
асп. С.Г. Шорохов (Брянский гос. техн. ун-т)*

*Doct. of techn. sciences V.V. Kobischanov,
cand. of techn. sciences D.Ya. Antipin,
postgraduates S.G. Shorokhov*

ИССЛЕДОВАНИЕ БЕЗОПАСНОСТИ ПАССАЖИРСКИХ ВАГОНОВ МЕТОДАМИ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

STUDY OF THE SAFETY OF PASSENGER CARS BY METHODS OF MATHEMATICAL MODELING

Современные условия рынка пассажирских перевозок предъявляют все более высокие требования к обеспечению безопасности и комфортности перевозок [1]. Для обеспечения конкурентоспособности продукции российских производителей пассажирского подвижного состава необходимо иметь четко выстроенную методику прогнозирования параметров безопасности выпускаемой продукции еще на стадии проектирования. Над разработкой подобной методики длительное время трудится коллектив специалистов кафедры «Подвижной состав железных дорог» Брянского государственного технического

университета [2]. Поскольку в настоящее время экономические условия и временные рамки проектирования нового подвижного состава не позволяют проводить большого объема поисковых экспериментальных исследований, в основу разрабатываемой методики положены методы математического моделирования [3].

1. Методика прогнозирования безопасности пассажирского подвижного состава железных дорог

Методика рассматривает следующие аспекты обеспечения безопасности пассажирского подвижного состава железных дорог: безопасность движения и обеспечение регламентированных

нормативной документацией динамических параметров; прочность несущих конструкций пассажирского подвижного состава во всех эксплуатационных режимах; надежность и долговечность подвижного состава.

Ядром разрабатываемой методики является математическая модель эксплуатации вагона, включающая в себя моделирование движения единиц подвижного состава в составе пассажирского поезда по реальным неровностям пути со скоростями вплоть до конструкционной с учетом профиля пути: по прямым участкам пути; в кривых различного радиуса; по различным типам стрелочных переводов; в режимах трогания с места, замедления и торможения; при маневровых соударениях. Инструментарием методики являются промышленные программные комплексы твердотельного моделирования и конечноэлементного анализа, имеющие мировую известность.

Предлагаемая методика прогнозирования безопасности подвижного состава включает в себя следующие этапы:

1. Создание твердотельной динамической модели эксплуатации подвижного состава. Модель учитывает все эксплуатационные режимы, характерные для рассматриваемой единицы подвижного состава. В результате моделирования оценивается безопасность движения по критериям, регламентируемым нормативной документацией, а также устанавливается соответствие динамических характеристик единицы подвижного состава нормативам [4] и техническому заданию. Также на первом этапе определяются динамические усилия, действующие на несущие конструкции кузова.

2. Разработка детализированных конечноэлементных моделей основных несущих элементов единицы подвижного состава. Оценка напряженно-деформированного состояния конструкции в статической и динамической постановке от действия статических нагрузок,

соответствующих расчетным режимам, регламентируемым Нормами [4], и динамических нагрузок, полученных на первом этапе. Безопасность оценивается путем сопоставления действующих статических и динамических напряжений с допускаемыми, приведенными в работе [4].

3. Оценка устойчивости элементов несущих конструкций подвижного состава, работающих на сжатие. Безопасность оценивается путем сопоставления действующих напряжений с критическими, рассчитанными для данной конструкции.

4. Определение наиболее нагруженных областей несущих конструкций и разработка их детализированных конечноэлементных моделей. Уточненная оценка напряженно-деформированного состояния узла несущей конструкции с использованием метода последовательного выделения областей. Безопасность оценивается сопоставлением уточненных значений напряжений с допускаемыми [4].

5. Анализ усталостной долговечности и живучести сварных соединений. Безопасность оценивается путем сравнения расчетных значений сроков службы до разрушения конструкции с установленными сроками службы единицы подвижного состава.

Методика апробирована на примере анализа безопасности пассажирского подвижного состава производства Тверского вагоностроительного завода.

2. Оценка безопасности движения и прогнозирование динамических характеристик пассажирских вагонов

Безопасность движения оценивалась по следующим параметрам ходовой динамики: вертикальные, горизонтальные ускорения кузова и основных элементов ходовых частей; коэффициенты вертикальной и горизонтальной динамики кузова; коэффициент плавности хода; силы отжатия рельса; рамные силы; мощности сил трения в точках контакта колеса с рельсом по кругу катания и гребню; коэффициент устойчивости колесной пары

против схода с рельсов; коэффициент устойчивости вагона от опрокидывания; критическая скорость движения.

Коэффициент плавности хода определяется на основе полученных при моделировании движения вагона вертикальных и горизонтальных ускорений на полу кузова в зоне пятников, при расчете коэффициента плавности хода учитываются отфильтрованные ускорения в диапазоне частот от 0,5 до 20 Гц.

Мощности сил трения в точках контакта колеса с рельсом определяются как скалярное произведение силы кривизны и скорости колес относительно рельса в точке контакта. Указанный параметр может служить для сравнительной оценки износа поверхности катания колес.

Коэффициент устойчивости колесной пары против схода с рельсов рассчитывается тремя способами: по методике, рекомендуемой нормативной документацией на проектирование вагонов [4], а также по критериям М. Надаля [5] и Г. Вайнштока [5].

Для оценки безопасности движения пассажирских вагонов разработана динамическая модель пассажирского поезда, состоящая из восьмиосного пассажирского электровоза постоянного тока марки ЧС-7 производства чешской фирмы «Шкода» и двадцати пассажирских купейных вагонов с установками кондиционирования воздуха модели 61-4440 производства Тверского вагоностроительного завода (рис. 1).



Рис. 1. Динамическая модель пассажирского поезда:
1 – подсистема «Локомотив»; 2 – подсистема «Пассажирский вагон»

Динамическая модель состава сформирована в среде промышленного программного комплекса моделирования кинематики и динамики систем тел «Универсальный механизм» (UM) с использованием метода подсистем [6].

Подсистема «Пассажирский вагон» представляет собой кузов в виде абсолютно твердого тела с реальными инерционными и геометрическими характеристиками, учитывающими реальное расположение оборудования и пассажиров, опирающийся через специальные элементы на твердотельные модели ходовых частей, представленных в виде подсистем более низкого уровня. Динамическая модель тележки представляет собой систему

абсолютно твердых тел, связанных между собой силовыми элементами и шарнирами.

Подсистема «Локомотив» аналогична модели вагона и дополнена электрической и механической подсистемами, описывающими тяговый электропривод и формирующими тяговые усилия колесных пар с учетом работы бортовых систем. При моделировании движения состава учитывались силы сопротивления движению, связанные с сопротивлением качению колеса, подъемами, кривыми участками пути и метеорологическими условиями.

При описании контактного взаимодействия колеса с рельсом рассматриваются два пятна контакта – по кругу катания и в зоне возможного касания гребня колеса с рельсом. Расчет сил кривизны

осуществляется в рамках алгоритма FASTSIM, основанного на линейной теории Калкера [7]. Алгоритм используется в условиях биконтакта для расчета сил крипа в обеих точках с учетом возможного износа колеса и рельса. Макрогеометрия кривых участков пути в плане определяется исходя из скорости прохождения кривой. Микронеровности пути принимаются в соответствии с данными, полученными при измерении реальных участков пути с учетом их состояния. Упруго-диссипативные характеристики верхнего строения пути принимаются для летнего периода при удовлетворительном состоянии пути и рельсов длиной 25 м, уложенных на железобетонные шпалы.

Взаимодействие подсистем «Локомотив» и «Пассажирский вагон» описывается через специализированные модели сцепных устройств, представляющих собой совокупность твердых тел, вращательных шарниров, контактных и упруго-диссипативных элементов.

Выводы о безопасности движения рассматриваемого вагона делаются на основе сопоставления полученных параметров с пороговыми значениями, приведенными в нормативной документации.

3. Оценка прочности несущих конструкций пассажирских вагонов в эксплуатационных режимах

Оценка прочности производится в два этапа. На первом этапе производится анализ прочности конструкции в статической постановке от действия усилий, соответствующих режимам эксплуатации, регламентируемым нормативной документацией [4]. Средством анализа является метод конечных элементов, реализованный в промышленных программных комплексах. В настоящем исследовании использовался программный комплекс SiemensPLMSoftwareFemap 9.0 с решателем NastranNX. На втором этапе производится уточненная оценка прочности в

динамической постановке. Расчеты производятся от динамических усилий, действующих на конструкцию в процессе эксплуатации. Графики изменения усилий во времени определяются при твердотельном моделировании эксплуатации вагона с использованием описанных выше моделей.

Оценка напряженно-деформированного состояния конструкции определяется на основе метода непосредственного интегрирования уравнений узловых перемещений или модального метода в зависимости от существующих вычислительных ресурсов и размерности моделей. При моделировании несущих конструкций в зависимости от поставленной задачи используются различные способы дискретизации моделей: пластинчато-стержневые расчетные схемы, пластинчатые модели и модели из объемных элементов.

Учет внутреннего трения в расчетных схемах осуществляется по гипотезе Фойгта. При моделировании динамики колебаний несущих конструкций совокупность действующих диссипативных сил заменяется эквивалентным вязким демпфированием, определяемым из равенства работ данных сил и сил вязкого сопротивления за период колебаний. Определение коэффициента эквивалентного вязкого демпфирования производится на основе коэффициента конструкционного демпфирования, обусловленного работой сил внутреннего трения. Преобразование конструкционного демпфирования в эквивалентное вязкое производится по первой частоте собственных изгибных колебаний конструкций.

Полученные в результате расчетов картины напряженно-деформированного состояния конструкции анализируются и при необходимости детального исследования наиболее нагруженных зон производится их вычленение с использованием метода последовательного

выделения областей [8]. В качестве примера на рис. 2 представлены конечноэлементные модели наиболее нагруженных областей кузова (место приварки шкворневой балки к хребтовой – рис. 2, а и рамы тележки – рис. 2, б).

Для элементов конструкций, работающих на сжатие, дополнительно проводится исследование возможности глобальной и локальной потери устойчивости с учетом геометрической и физической нелинейностей.

Безопасность несущих конструкций по критерию прочности осуществляется путем сопоставления уровней максимальных напряжений, полученных в статической и динамической постановке, с допускаемыми напряжениями, приведенными в нормативной документации. С точки зрения устойчивости безопасность определяется сопоставлением напряжений, действующих в сжимаемых элементах, с критическими напряжениями сжатия и сдвига.

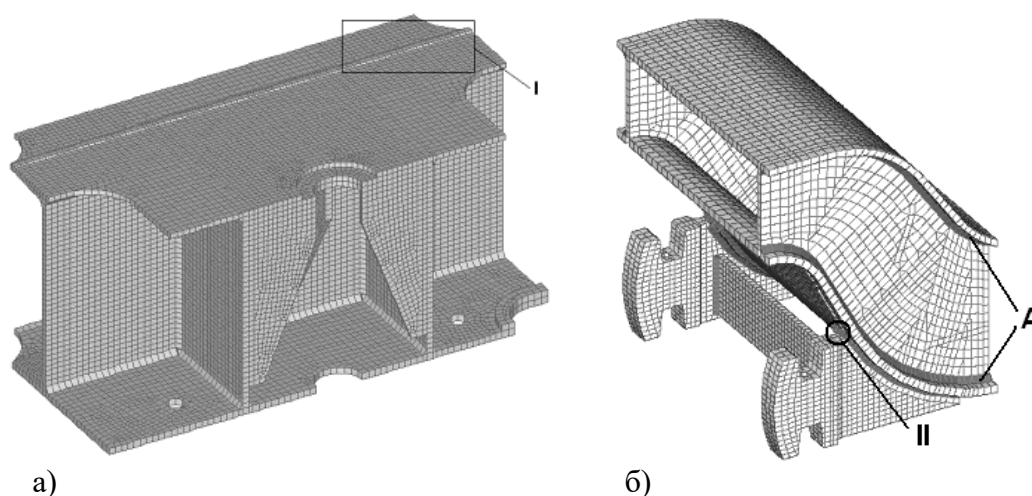


Рис. 2. Конечноэлементные модели наиболее нагруженных областей:
а – кузова вагона; б – рамы тележки

4. Оценка надежности и долговечности пассажирских вагонов

На основе зависимостей изменения напряжений в наиболее нагруженных сварных соединениях несущих конструкций пассажирских вагонов производится оценка усталостной долговечности и живучести конструкций с определением параметров надежности. В основу расчетов на сопротивление усталости положена модель многоциклового усталости, использующая линейную гипотезу суммирования усталостных повреждений [9] при случайном нагружении.

При расчетах уточненно учитываются коэффициенты концентрации напряжений в

сварных швах [10], а также остаточные сварочные напряжения и возможность поверхностной упрочняющей обработки швов. При этом в качестве источников повреждающего воздействия принимаются спектры динамических эквивалентных напряжений по гипотезе энергии формоизменения Мизеса, полученные в элементах конструкции по предложенной методике [11].

Анализ живучести несущих сварных конструкций производится на основании синергетической концепции повреждаемости деформированного металла при упруго-пластическом деформировании, разработанной В.С. Ивановой [12] с учетом реального

поведения поликристаллического материала с дефектами в условиях циклического динамического нагружения. В рамках принятой концепции нагружение конструкции рассматривается как сообщение ей энергии, расходуемой на деформацию. Поскольку в качестве критерия перехода от диссипации энергии путем пластической деформации к диссипации, вызванной микроразрушениями, принята предельная энергия деформации, ее критическое значение, являющееся константой материала, рассматривается в качестве энергетического критерия локальной прочности. Критическое значение предельной энергии деформации контролирует зарождение устойчивых зародышей микротрещин, способных к самопроизвольному росту.

Текущее значение предельной энергии деформации является суммой двух составляющих, первая из которых соответствует диссипации энергии путем дисторсии (изменения формы), вторая – дилатации (изменения объема). Обе составляющие текущего значения предельной энергии деформации могут быть выражены через нормальные и сдвиговые октаэдрические напряжения в упругой и упруго-пластической областях.

В случае циклического нагружения конструкции, приводящего к пластическим деформациям в локальной зоне предразрушения, происходит аккумулятивное предельной энергии деформации пластической области до критического значения, при превышении которого происходит разрушение структурного элемента.

Так как при нагружении конструкции подводимая энергия распределяется по ее объему неравномерно и в зонах концентрации напряжений предельная энергия деформации значительно выше, оценка живучести несущей конструкции кузова проводится в локальном объеме зоны концентрации напряжений у вершины

трещиноподобного дефекта наиболее нагруженного сварного шва. При моделировании роста трещины рассматривался его дискретный характер, что особенно свойственно для циклического нагружения.

При анализе живучести сварных соединений в них вводятся трещиноподобные дефекты в виде подреза шва или микротрещины. Учет резкой концентрации напряжений и деформаций у вершины дефекта осуществлялся моделированием вершины с помощью сингулярных пятигранных объемных квадратичных элементов со сдвинутыми к вершине дефекта промежуточными узлами на $\frac{1}{4}$ длины стороны. Размер сингулярных элементов принимался с учетом размера зерна поликристалла стали. Рост трещины моделируется последовательной заменой структурных элементов с уровнем предельной энергии деформации, превышающим критический, двумя конечными элементами с разъединенными узлами, устанавливающими русло трещины, и формированием новой вершины трещины у следующего за исключенными структурного элемента. Процедура расчета повторяется до выхода трещины на противоположную сторону шва и превращения ее в сквозную.

Заключение

Описанная выше методика была успешно применена при проведении прикладных научно-исследовательских работ в интересах Тверского вагоностроительного завода и Тверского института вагоностроения. В частности, с использованием методики выполнена оценка безопасности несущих конструкций кузовов пассажирских вагонов моделей 61-4440, 61-4447, 61-4458, 61-4179, а также тележек безлюлечной конструкции модели 68-4075 с конструкционной скоростью 200 км/ч и модели 68-4095 с конструкционной скоростью 160 км/ч. Применение методики при проектировании указанных единиц подвижного состава позволило в 1,42 раза снизить затраты на

конструирование вагонов нового поколения моделей 61-4440, 61-4447 по сравнению с конструированием вагона модели 61-4179, в 1,38 раза снизить затраты на проектирование тележки модели 68-4095 по сравнению с ранее созданной тележкой модели 68-4075. Сроки выполнения работ

по данным конструкциям были сокращены в 1,9 раза, что, в конечном счете, привело к уменьшению стоимости жизненного цикла в среднем на 15-17% и повышению конкурентоспособности продукции вагоностроительных предприятий России.

Список литературы

1. U.S. Government, 2011. Safety of Railroad Passenger Vehicle Dynamics: Final Report Summary. General Books LLC, pp: 54.
2. Kobishanov, V., Svetlov, V., Antipin, D. Analysis of durability of load – carrying structures of car running gears// Proceedings of the 6th intern.. Confer. on Railway Bogies and Running Gears. Budapest: 2006. - P 297-304.
3. Yi-Qing Ni, Xiao-Wei Ye, 2012. Proceedings of the 1st International Workshop on High-Speed and Intercity Railways. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, pp: 496.
4. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных) [Текст]. – М.: ГосНИИВ – ВНИИЖТ, 1996. – 319 с.
5. Iwnicki S., 2006. Handbook of Railway Vehicle Dynamics. CRC Press, pp: 552.
6. Pogorelov, D. Differential-algebraic equations in multibody system modeling. Numerical algorithms, pp. 183-194, 1998.
7. Kalker, J.J. Some New Results in Rolling Contact/ J.J. Kalker, J. Piotrowski. - Vehicle System Dynamics, 18 (1989).
8. Никольский, Е.Н. Расчет несущих конструкций по методу конечных элементов [Текст] / Е.Н. Никольский. – Брянск: БИТМ, 1982. – 99 с.
9. Jack A. Collins, Henry R. Busby, George H. Staab, 2009. Mechanical Design of Machine Elements and Machines. John Wiley & Sons, pp: 890.
10. Effect of factor in weld reinforcement of stress concentration factor /Т. Terasaki, T. Akiyama, N. Yokoshima, et al. / Jap. Weld.Soc. – 1982.– N 9. - P. 66-72.
11. S.M.A. Kazimi, 1982. Solid Mechanics. McGraw-HillInc., pp:450.
12. Иванова, В.С. Синергетика: Прочность и разрушение металлических материалов [Текст] / В.С. Иванова. – М.: Наука, 1992. – 160 с.

Ключевые слова: безопасность, методика, пассажирский вагон, динамика, прочность, живучесть, усталостная долговечность, подвижной состав, конечноэлементная модель, твердотельное моделирование.

Аннотации

Запропоновано методику оцінки безпеки пасажирського рухомого складу залізниць. Методика базується на методі математичного моделювання з використанням промислових програмних комплексів твердотільного моделювання і скінченноелементного аналізу. Критеріями безпеки пасажирського рухомого складу є забезпечення безпеки руху і регламентованих нормативною документацією динамічних параметрів, міцності несучих конструкцій у всіх експлуатаційних режимах, надійності і довговічності. Методика апробована на прикладі сучасних конструкцій пасажирських вагонів виробництва Тверського вагонобудівного заводу і впроваджується на вагонобудівних підприємствах Росії.

Предложена методика оценки безопасности пассажирского подвижного состава железных дорог. Методика базируется на методах математического моделирования с использованием промышленных программных комплексов твердотельного моделирования и конечноэлементного анализа. Критериями безопасности пассажирского подвижного состава являются обеспечение безопасности движения и регламентируемых нормативной документацией динамических параметров, прочности несущих конструкций во всех эксплуатационных режимах, надежности и долговечности. Методика апробирована на примере современных конструкций пассажирских вагонов производства Тверского вагоностроительного завода и внедряется на вагоностроительных предприятиях России.

The technique of evaluation of safety of the passenger rolling stock of Railways. The methodology is based on the methods of mathematical modeling with the use of commercial software complexes solid modeling and finite element analysis. Criteria of safety of passenger rolling stock are to ensure the safety and regulated by the normative documentation dynamic parameters, the strength of the bearing structures in all operating conditions, reliability and durability. The method was tested on the example of modern designs of passenger cars manufactured by the Tver carriage works and implemented on a car-building enterprises of Russia.

УДК 629.45/46.075

Канд. техн. наук А.П. Горбенко

Cand. of techn. sciences A.P. Gorbenko

РЕЗЕРВ ЗМЕНШЕННЯ МЕТАЛОЄМНОСТІ КУЗОВІВ ВАГОНІВ

RESERVE DOWN OF METAL CAR BODIES

Представив д-р техн. наук, професор І.Е. Мартинов

Протягом останніх років ціни на металопрокат для вагонобудування суттєво збільшуються. Тому актуальним залишається питання впровадження ресурсозберігаючих технологій як при виготовленні, так і проектуванні вагонів стосовно зменшення їхньої матеріалоемності. Кузов вантажного чи пасажирського вагона – найбільш металоемна його функціональна частина.

Традиційно до складу композиції кузова входять стержневий набір каркаса та листові металева обшивка. Кількість і розміщення стержневих елементів, забезпечуючи кузову необхідну міцність і жорсткість, не повинні бути

надлишковими, щоб досягти мінімальної маси кузова.

Такі вимоги потребують використання найбільш прогресивних методів оцінки напружено-деформованого стану кузовів. Багато організацій і спеціалістів для розрахунків несучих вузлів вагонів (у тому числі і кузовів) користуються різними універсальними програмами на базі скінченних елементів (МСЕ).

Основою МСЕ є метод Рітца – Гальоркіна, що широко використовується в різних областях математичного моделювання і наближеного розв'язання інженерних задач. Класична форма методу

Рігца – Гальоркіна передбачає апроксимацію рішення для всієї області модельованої конструкції та вдалий вибір апроксимуючих функцій (поліномів). При квазістатичному навантаженні в задачах дослідження напружено-деформованого стану конструкції розглядається поняття повної потенціальної енергії деформації. Нею називається робота внутрішніх і зовнішніх сил, діючих на об'єкт при поверненні його із деформованого в початковий недеформований стан. У скінченноелементному моделюванні деформації визначають через функції, апроксимуючих поле переміщень у межах підобласті, зайнятої скінченим елементом. Вдалий вибір апроксимуючої функції суттєво обумовлюється простотою форми та меж скінченного елемента. З урахуванням геометрії скінченного елемента приймаються інтерполюючі поліноми, які визначені уже раніше. Вони прості і виражають деформації розтягування – стискування та згинання, рідше вільного кручення. Мають місце і складові потенціальної енергії, відповідні цим видам деформацій. У підсумку програмні комплекси МСЕ передбачають спрощений розрахунок напружень у стержнях виходячи із гіпотези плоских перерізів (недеформованих у їх площинах).

У дійсності ж повна потенціальна енергія стержневого каркаса кузова поповнюється ще одним важливим видом – енергією здавлювального кручення стержнів. Частіше в якості стояків бокових і торцевих стін використовуються технологічні у виготовленні омегаподібні відкриті профілі.

У межах приведеної ширини такі профілі перебиваються металевою обшивкою. Утворюються тонкостінні стержні закритого профілю. Стержневий каркас вантажних вагонів типу хопер (для цементу, зерна, мінеральних добрив, обкотишів, коксу) складають відкриті двотаврові профілі.

При крученні стержня некруглого перерізу його поперечні перерізи не залишаються плоскими: вони викривляються по деякій поверхні, що називається депланацією перерізу. Вона пов'язана з переміщеннями точок із площини поперечного перерізу вздовж осі стержня. Виникає так зване здавлювальне кручення. Воно характерне тим, що в поперечних перерізах виникають, окрім дотичних напружень, нормальні напруження. Вони, як свідчать результати [2, 3], можуть мати великі значення і помітно впливають на міцність і жорсткість стержнів.

Загальна теорія деформації тонкостінних стержнів некруглого перерізу створена видатним російським вченим В.З. Власовим. При здавлювальному крученні стержня виникає новий силовий фактор у перерізі, який називається бімоментом B_w [2].

$$B_w = \dot{\varphi} EI_w, \quad (1)$$

де φ - кут закручування відносно центра кручення;

EI_w - секторіальна жорсткість перерізу.

Відповідні нормальні напруження σ_w , що виникають при здавлювальному крученні, визначаються за виразом

$$\sigma_w = \frac{B_w}{I_w} \cdot w, \quad (2)$$

де I_w - секторіальний момент інерції поперечного перерізу, м²;

w - секторіальна площа перерізу, м².

Таким чином, у загальному випадку навантаження кузова, як просторової конструкції, нормальні напруження в стержнях металевого каркаса σ_c визначаються за принципом суперпозиції як алгебраїчна сума напружень, викликаних

окремими складовими деформацій, за тричленною формулою

$$\sigma_c = \frac{N}{F} + \frac{M \cdot z}{I} + \frac{B_w}{I_w} \cdot w, \quad (3)$$

де перший і другий члени ураховують деформації відповідно розтягування-стискування і згинання, третій – деформацію здавлювального кручення.

Алгоритм розрахунку за допомогою МСЕ в класичній постановці при визначенні напружень враховує тільки два перших члени. Тобто при використанні варіаційного методу Рітца – Гальоркіна повна потенціальна енергія деформацій недораховується важливої складової –

енергії деформації здавлювального кручення.

Це означає, що енергія деформації згинання при стаціонарній величині повної потенціальної енергії буде «перевантажена».

Звичайно, зростання величини деформації згинання за умови забезпечення міцності призводить до збільшення геометричних розмірів поперечного перерізу стержня. Інакше кажучи, буде більшою металоємність стержневого каркаса кузова.

І навпаки, урахування всіх складових енергій деформацій, зокрема деформації здавлювального кручення, сприяє створенню більш економічної конструкції кузова з точки зору його металоємності.

Список літератури

1. Власов, В.З. Общая теория оболочек [Текст] / В.З. Власов. – М.: Гостехтеориздат, 1949. – 784 с.
2. Власов, В.З. Тонкостенные упругие стержни [Текст] / В.З. Власов. – М.: Физмат, 1959. – 568 с.
3. Уманский, А.А. Кручение и изгиб тонкостенных авиаконструкций [Текст] / А.А. Уманский. – М.: Оборонгиз, 1939. – 215 с.
4. Протусевич, Я.А. Вариационные методы в строительной механике [Текст] / Я.А. Протусевич. – М.: Гостехиздат, 1948. – 400 с.
5. Лозбинеv, В.П. Проектирование и оптимизация несущих систем кузовов вагонов [Текст] : учеб. пособие / В.П. Лозбинеv. – Брянск: БГТУ, 1997. – 88 с.

Ключові слова: металоємність, кузов вагона.

Анотації

Розглянуто актуальне питання пошуку резерву зменшення металоємності кузовів вагонів. Для вирішення його пропонується створення для розрахунку кузова більш уточненого методу.

Рассматривается актуальный вопрос поиска резерва уменьшения металлоемкости кузова вагонов. Для его решения предлагается создание для расчета кузова более точного метода.

The topical question of the search for the provision of reduction of metal consumption of the body of the wagons is discussed. To solve it proposes the creation of the calculation of the body more accurate method.

УДК 621.791.927

*Д-р техн. наук В.А. Роянов (ГВУЗ
«Приазовский гос. техн. ун-т),
канд. техн. наук П.В. Коросташевский,
инж. Е.В. Сотников (ЧАО
«АЗОВЭЛЕКТРОСТАЛЬ»)*

*Doct. of techn. sciences V.A. Royan,
cand. of techn. sciences P.V. Korostashevsky,
eng. E.V. Sotnikov*

ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИИ ОБОРУДОВАНИЯ УНИВЕРСАЛЬНЫХ ЛИНИЙ СБОРКИ И СВАРКИ ЛИСТОВЫХ ПОЛОТНИЩ ОБЕЧАЕК КОТЛОВ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ ВАГОНОВ- ЦИСТЕРН И ТЕХНОЛОГИИ СВАРКИ ПОЛОТНИЩ В УСЛОВИЯХ СОВРЕМЕННОГО РЫНКА

DESIGN FEATURES EQUIPMENT UNIVERSAL ASSEMBLY LINES AND WELDING OF SHEET TO WEED-NEEDY SHELLS BOILERS TANK CARS AND WELDING PANELS IN THE MARKET TODAY

Постановка проблемы. Существующие поточно-механизированные линии для сборки и сварки листовых полотнищ обечаек котлов железнодорожных вагонов-цистерн и технология сборки и сварки таких полотнищ при сборке полотнищ из листов не изменяющейся в течение длительного времени ширины работали с максимальной производительностью, сваривая одновременно все стыки. В современных условиях из-за необходимости использования листового металлопроката различной ширины работать с прежней высокой производительностью, то есть сваривать одновременно несколько стыков несколькими сварочными автоматами, практически невозможно. Это существенно снижает производительность и увеличивает время изготовления изделий, в связи с чем дальнейшее исследование технологии и оборудования для сборки и сварки указанных листовых полотнищ является важной научно-практической задачей.

Анализ последних исследований и публикаций. Линии сборки и сварки листовых полотнищ железнодорожных вагонов-цистерн и контейнеров цистерн, работающие в ПАО «Азовмаш», включают в себя станды сборки полотнищ из листов различных параметров, автоматической стыковой сварки (под слоем флюса на флюсовых подушках) первой стороны полотнищ, автоматической сварки под слоем флюса второй стороны полотнищ, промежуточные станды отстоя, транспортные системы и кантователь полотнищ. В конце линий располагаются вальцы, формирующие полотнище в обечайку. Полотнище на стенде сборки собирается целиком из листов и подается на стенд сварки первой стороны, затем – по технологической цепочке в стенд сварки второй стороны и, в конце линии – в вальцы (рис. 1). Станды сварки первой и второй стороны полотнищ конструктивно выполнены для автоматической сварки всех швов каждого полотнища (как правило,

четырёх) одновременно. Это предопределяет максимальную производительность стенов сварки и линий полотнищ в целом, высокое качество сварных соединений. Такой стенов автоматической сварки первой стороны листовых полотнищ описан в публикациях [1]. Но при несовпадении ширины листов (раскроя полотнищ) с настройкой стенов, то есть с расстояниями между сварными стыками, осями электродов и флюсовых подушек соответственно, одновременная автоматическая сварка всех швов полотнища становится невозможной. В этом случае приходится выполнять сварку полотнищ путем последовательной сварки каждого стыка на одном рабочем месте, на

одной флюсовой подушке (при сварке первой стороны) одним сварочным автоматом с постоянными передвижками полотнища. Несмотря на универсальность такой технологии (она совершенно не зависит от ширины свариваемых листов), при ее использовании в разы снижается производительность оборудования и выпуск продукции в целом. При этом не используется полностью дорогостоящее сварочное оборудование, простаивают сварщики. Кроме того, при сварке на одной флюсовой подушке нескольких швов подряд без промежуточной подготовки горки флюса ухудшается качество сварки последних стыков.

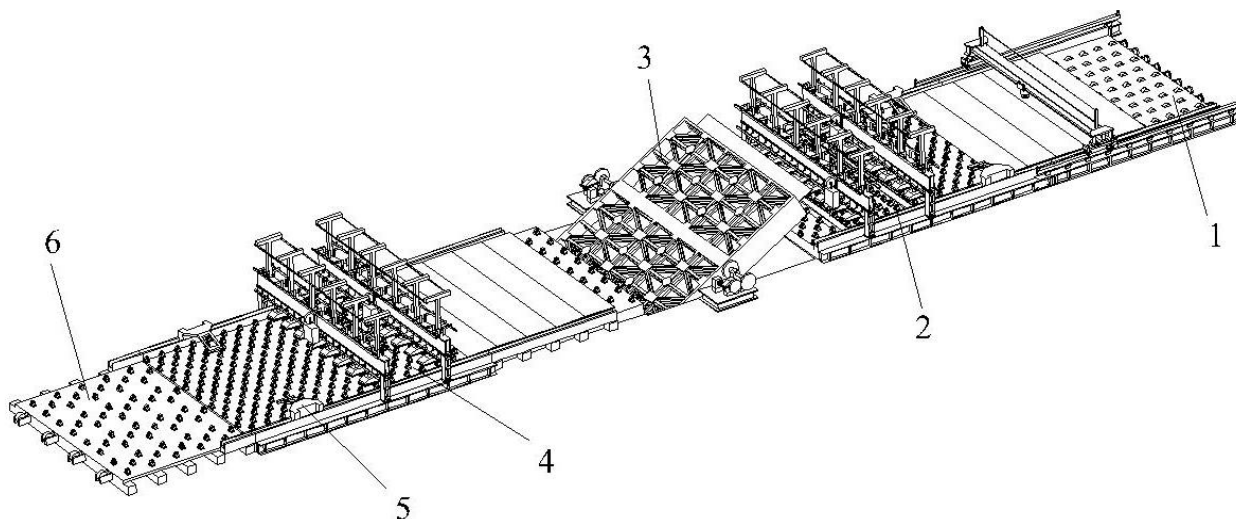


Рис. 1. Линия сборки и сварки листовых полотнищ обечаек котлов железнодорожных вагонов-цистерн и контейнеров-цистерн:

- 1 – стенов сборки листовых полотнищ; 2 – стенов автоматической сварки первой стороны листовых полотнищ; 3 – кантователь полотнищ; 4 – стенов автоматической сварки второй стороны листовых полотнищ; 5 – транспортирующее устройство; 6 – стенов отстоя полотнищ

При исследовании диапазона возможного изменения ширины листов полотнищ в зависимости от различных факторов в работах [2, 3] определено, что ширина листов полотнищ может быть в пределах от 1000 до 3200 мм включительно, причем любого промежуточного размера. В последнее время определяющим

эту ширину фактором все чаще становится не конструктивный, а рыночный, а именно нестабильность условий приобретения и поставки листового металлопроката требуемых параметров. Из-за постоянно изменяющейся конъюнктуры рынка металлопроката предсказать ширину листов, из которых будут изготавливаться

те или иные полотнища обечаек котлов вагонов-цистерн в то или иное время, практически невозможно. В работах [4-6] приведены основные принципы разработки, конструкция оборудования и технология сборки и автоматической сварки листовых полотнищ путем одновременной сварки четырех стыков при изменяющемся в указанных пределах раскрое. Однако сложность конструкции стенда сварки первой стороны полотнищ, в первую очередь – раздвижного роликового поля, позволяющего перестраивать расстояния по осям электродов и флюсовых подушек в зависимости от ширины листов, закрывая образующиеся при перемещении флюсовых подушек проемы и освобождая место для их передвижки, требует повышенных расходов при его эксплуатации. Такая ситуация снижает эффективность применения указанного оборудования, что не позволяет решить проблему в целом.

Цель статьи – совершенствование технологии сварки и повышение производительности оборудования поточно-механизированных линий сборки и автоматической сварки листовых полотнищ обечаек котлов железнодорожных вагонов-цистерн при использовании в полотнищах листов различной ширины.

Изложение основного материала. Повысить производительность оборудования поточно-механизированных линий сборки и автоматической сварки листовых полотнищ обечаек котлов железнодорожных вагонов-цистерн в несколько раз и упростить его конструкцию при постоянно изменяющихся раскрыях полотнищ представляется возможным несколькими способами.

Первый из них – это разработка технологии сварки под слоем флюса на существующих скоростях (до 30 м/ч) без использования каких-либо устройств для предотвращения протекания сварочной ванны (например, флюсовых подушек). В этом случае существенно упрощается конструкция универсальных стендов

сварки первой стороны полотнищ [3-5], так как отпадает необходимость в стационарных и передвижных флюсовых подушках и в раздвижном роликовом поле. Стенды автоматической сварки первой и второй сторон полотнищ становятся конструктивно одинаковыми, оснащенными стационарными и передвижными порталами со сварочными автоматами и стационарным роликовым полем. Значительно упрощается также транспортная система линий. Линии в целом становятся универсальными, с относительно простой транспортной системой, и высокопроизводительными, так как на них в этом случае можно сваривать одновременно по четыре стыка на каждом полотнище любого раскрыя. Перестройка стендов сварки полотнищ будет заключаться лишь в перемещении и установке порталов со сварочными автоматами по сварным стыкам.

Второй способ – это увеличение скорости непосредственно автоматической сварки под слоем флюса (на флюсовых подушках) в несколько раз с 25-30 до 100-120 м/ч. При этом для достижения максимальной производительности нынешних линий сборки и сварки полотнищ в условиях стабильных раскрыев на стендах сварки полотнищ достаточно будет иметь один-два сварочных автомата и столько же флюсовых подушек на стендах сварки первой стороны. Универсальные двухместные стенды сварки преобразуются в этом случае в одноместные (рис. 2).

При достижении максимальных скоростей автоматической сварки порядка 100-120 м/ч практически отпадает необходимость во втором сварочном автомате – сварку полотнищ любого раскрыя можно производить на одноместном стенде с одним сварочным автоматом на стационарном портале и одной стационарной флюсовой подушкой с передвижками полотнища.

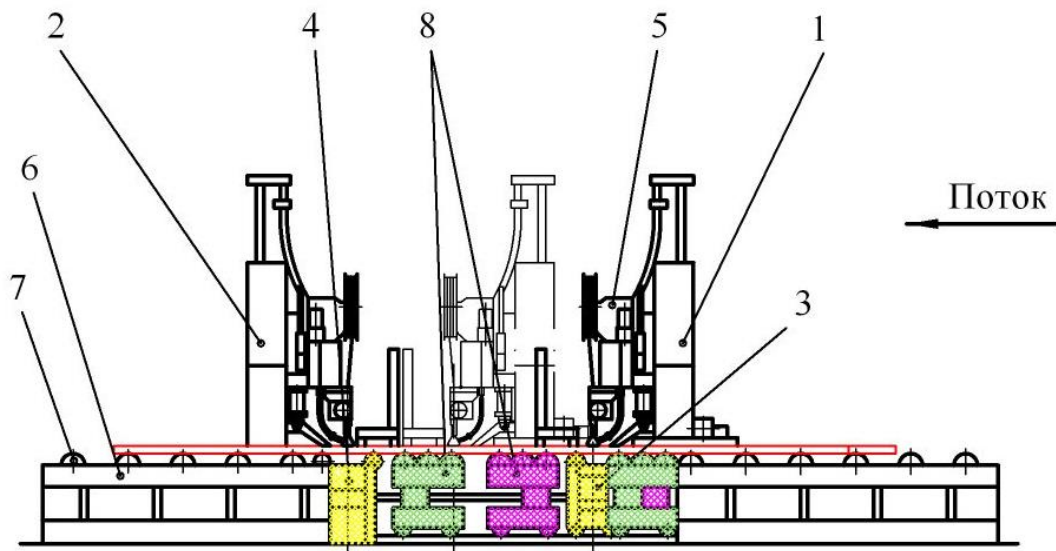


Рис. 2. Универсальный односторонний стенд автоматической сварки первой стороны листовых полотнищ:

- 1 – передвижной сварочный портал; 2 – стационарный сварочный портал;
3 – передвижная подъемная флюсовая подушка; 4 – стационарная подъемная флюсовая подушка; 5 – сварочный автомат; 6 – рама стенда; 7 – стационарное роликковое поле; 8 – секция передвижного роликкового поля

Третий способ заключается в совмещении первого и второго, а именно в разработке технологии автоматической сварки под слоем флюса на повышенных в несколько раз (до 100-120 м/ч) скоростях без использования при этом каких-либо устройств для предотвращения протекания сварочной ванны. Это позволило бы выйти на максимальную производительности нынешних линий в условиях стабильных раскроев. Конструкция универсальных стендов автоматической сварки полотнищ в этом случае существенно упростится. Универсальные стенды автоматической сварки первой или второй стороны полотнищ будет представлять из себя стенды с одним стационарным порталом со сварочным автоматом и стационарным роликковым полем, на котором можно будет осуществлять последовательно автоматическую сварку всех стыков листовых полотнищ из листов любой ширины под слоем флюса со скоростью

100-120 м/ч. Из-за отсутствия флюсовых подушек максимально упростится транспортная система линий.

Все три способа базируются на новой технологии автоматической сварки, которая пока находится в стадии теоретической разработки и экспериментальных проверок и в ближайшем будущем еще не может быть использована в производстве. Поэтому в ПАО «Азовмаш» для увеличения производительности линий сборки и сварки листовых полотнищ при изготовлении полотнищ из листов различной ширины без перестройки сварочных стендов под каждый новый раскрой разработана технология и оборудование для одновременной автоматической сварки под слоем флюса на флюсовых подушках на существующих скоростях до 30 м/ч двух стыков двух листовых полотнищ из листов различной ширины (любого раскроя). Сварка должна осуществляться на двухместных стендах сварочными

автоматами, установленными на каждом месте на стационарных порталах, на

стационарных флюсовых подушках на стенде сварки первой стороны (рис. 3).

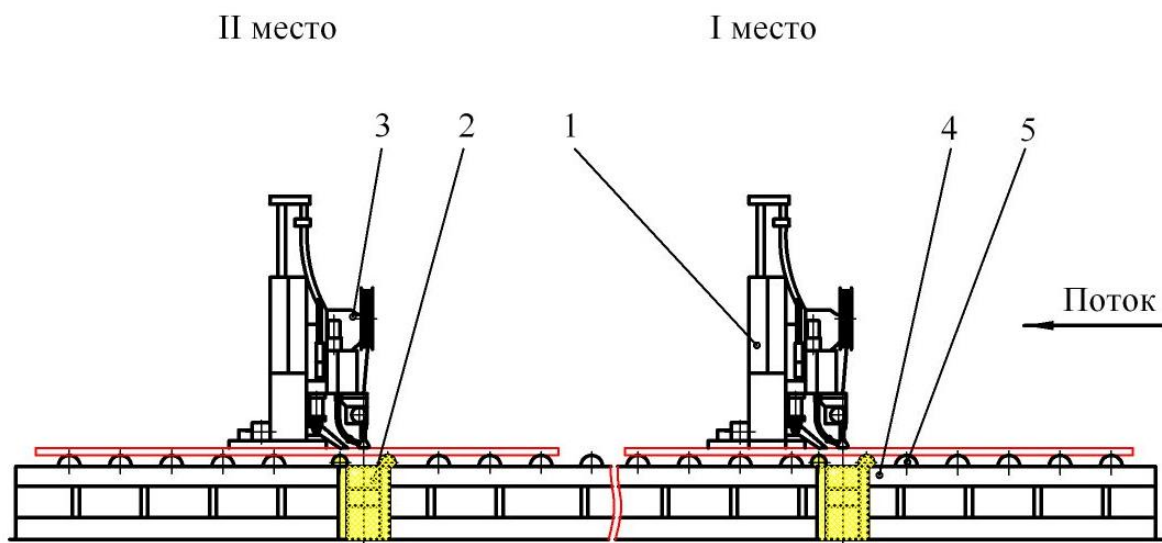


Рис. 3. Универсальный двухместный стэнд автоматической сварки первой стороны листовых полотнищ:

1 – стационарный сварочный портал; 2 – стационарная подъемная флюсовая подушка; 3 – сварочный автомат; 4 – рама стэнда; 5 – стационарное роликовое поле

Разработанная технология автоматической сварки обеспечивает постоянную загрузку оборудования и персонала при сварке листовых полотнищ из любого количества листов, имеющих четное или нечетное количество стыков. Схема для сварки по такой технологии полотнищ из трех листов, имеющих два сварных стыка, представлена на рис. 4.

Из этой схемы видно, что сварка первого стыка полотнища производится на первом месте стэнда, затем полотнище перемещается на второе место стэнда, где сваривается второй стык. Во время сварки второго стыка на первом месте производится сварка первого стыка следующего полотнища.

Таким образом, обеспечивается непрерывный поток на линии. Аналогичным образом свариваются полотнища из пяти листов, имеющих четыре сварных стыка: свариваются по два стыка на каждом месте сварочного стэнда (рис. 5), а также полотнища из любого нечетного количества листов с четным количеством стыков.

При этом независимо от количества сварных стыков в работе постоянно находятся по два сварочных автомата: на каждом стэнде свариваются одновременно два стыка. При четном количестве листов в полотнище и, соответственно, нечетном количестве стыков сварка производится по схемам, представленным на рис. 6 и 7.

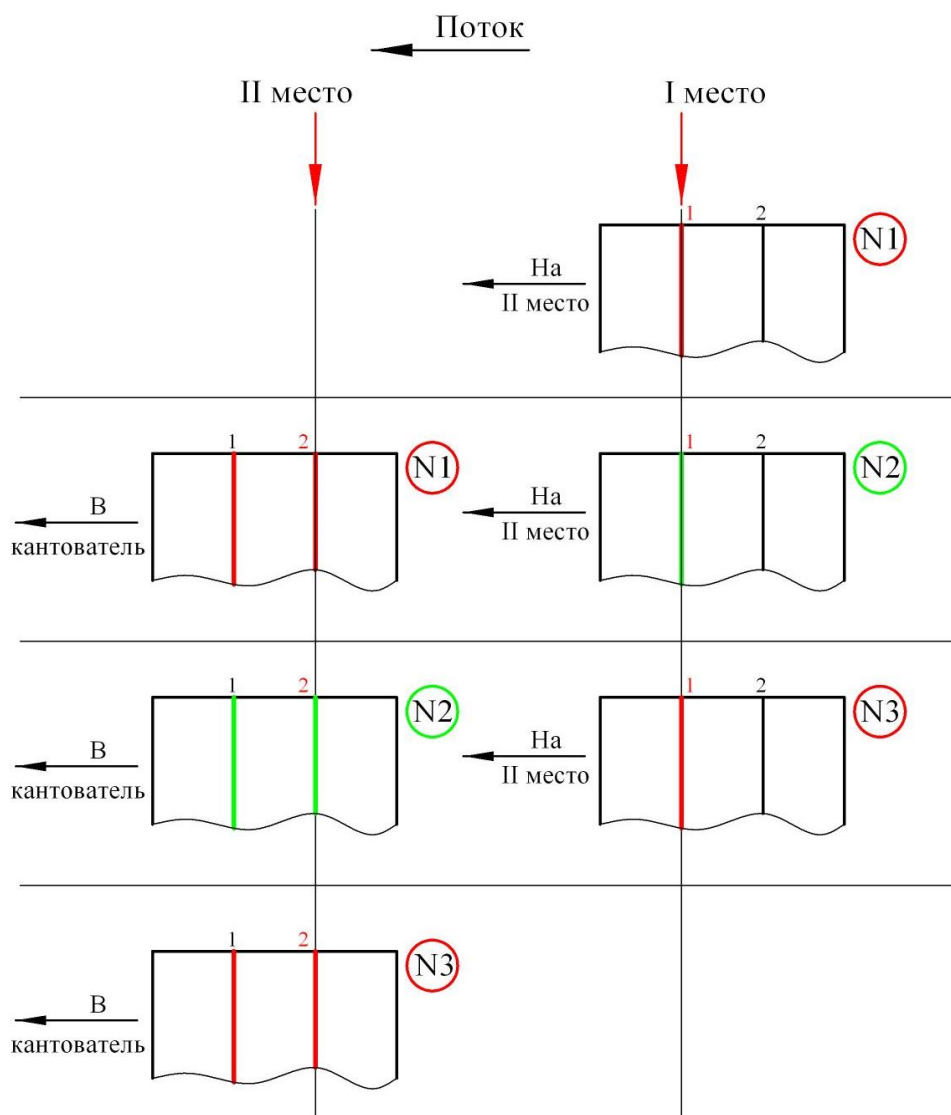


Рис. 4. Схема сварки на двухместном стенде двух стыковых листовых полотнищ:
 №1 - №3 – порядковые номера последовательно свариваемых полотнищ;
 1 и 2 – порядковые номера последовательно свариваемых стыков

Из этих схем видно, что на трехстыковом (четырёхлистном) полотнище на первом месте свариваются два стыка (рис. 6), а после перемещение на втором месте станда – третий. Во время сварки на втором месте станда третьего стыка на первом месте сваривается первый стык следующего полотнища. После этого следующее полотнище перемещается на второе место станда, где свариваются два оставшихся стыка. В это же время на первом месте производится сварка двух

стыков третьего полотнища и так далее. На пятистыковом (шестилистном) полотнище сварка производится аналогичным образом: по два – три стыка на каждом рабочем месте поочередно (рис. 7). При этом, так же при сварке полотнищ с четным количеством стыков, независимо от количества сварных стыков в работе, постоянно находятся по два сварочных автомата: на каждом станде свариваются одновременно два стыка.

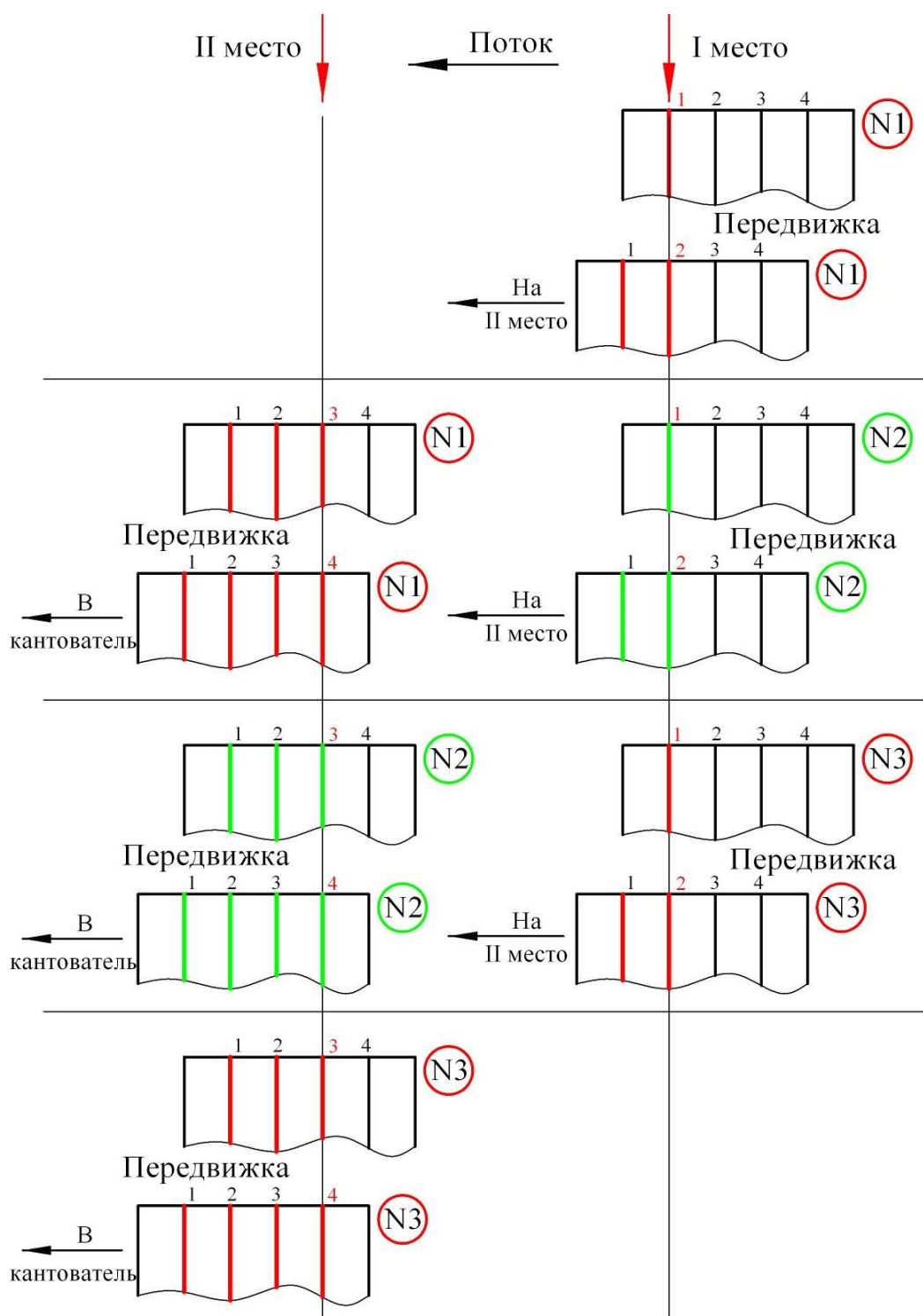


Рис. 5. Схема сварки на двухместном стенде четырех стыковых листовых полотнищ:
 №1 - №3 – порядковые номера последовательно свариваемых полотнищ;
 1, 2, 3 и 4 – порядковые номера последовательно свариваемых стыков

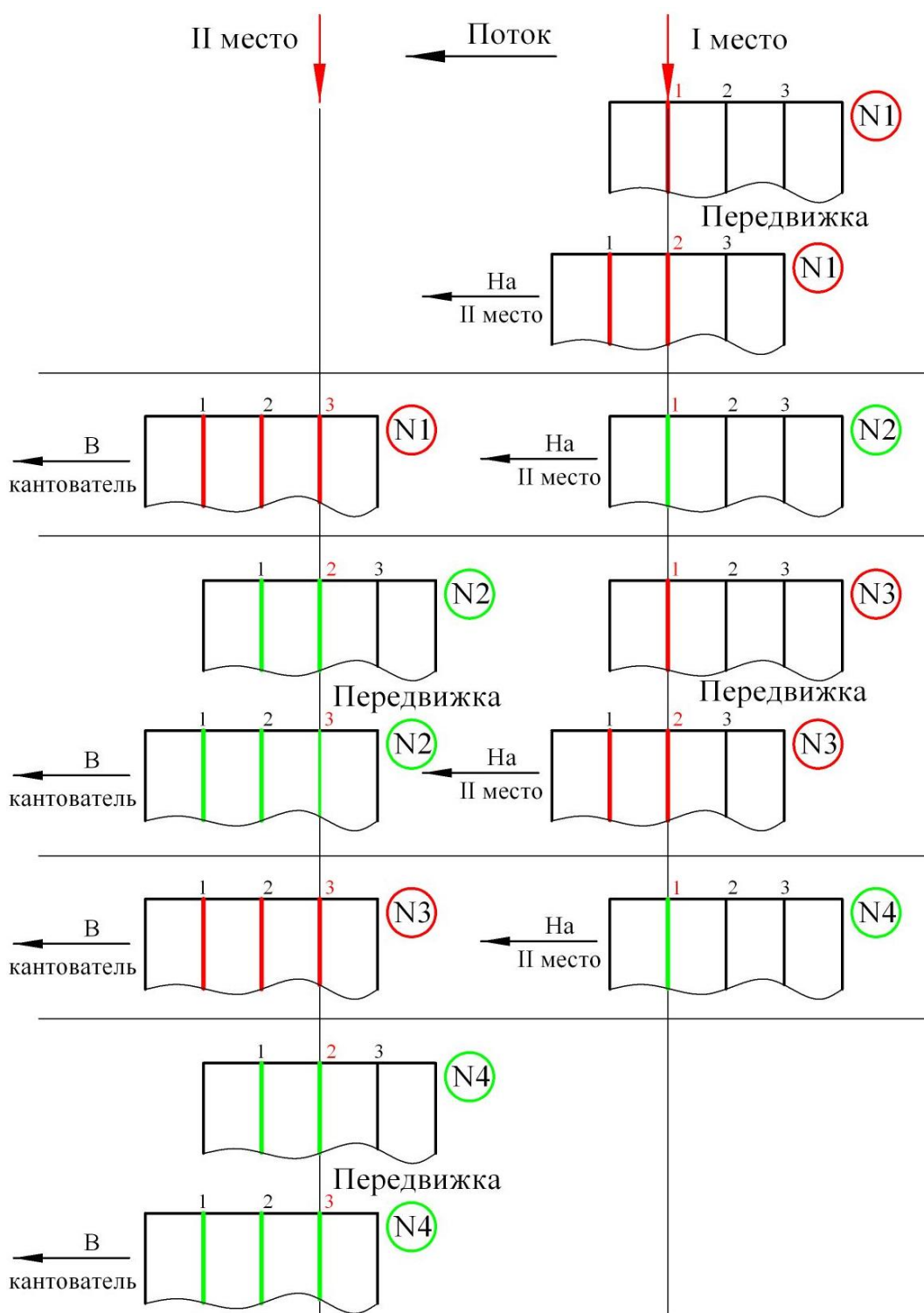


Рис. 6. Схема сварки на двухместном стенде трех стыковых листовых полотнищ:
 №1 - №4 – порядковые номера последовательно свариваемых полотнищ;
 1, 2 и 3 – порядковые номера последовательно свариваемых стыков

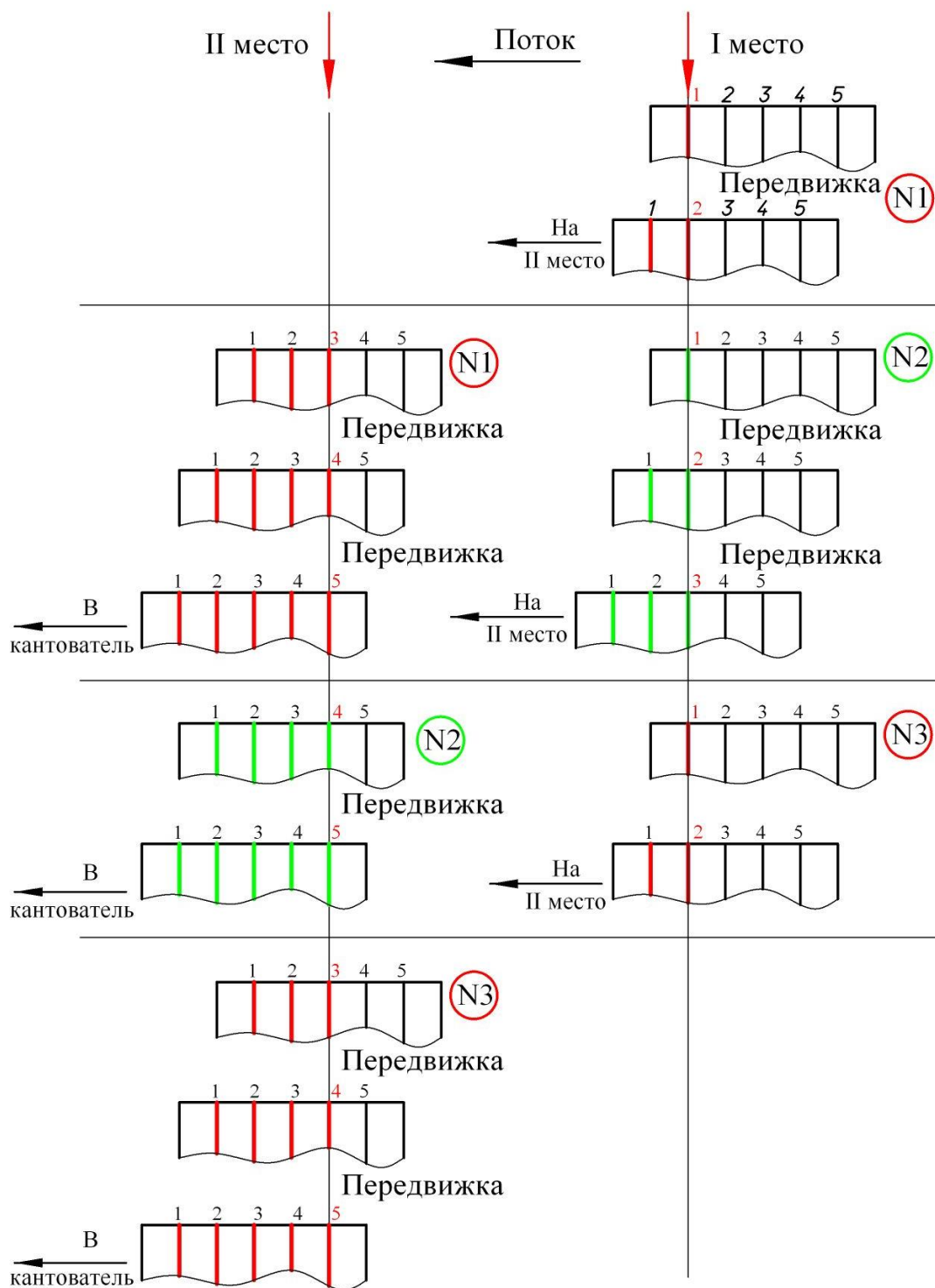


Рис. 7. Схема сварки на двухместном стенде пяти стыковых листовых полотнищ:
 №1 - №3 – порядковые номера последовательно свариваемых полотнищ;
 1, 2, 3, 4 и 5 – порядковые номера последовательно свариваемых стыков

Количество стыков в полотнищах, свариваемых на первом или втором рабочих местах каждого станда, необходимо определять следующим образом.

При четном количестве стыков в полотнище количество стыков этого полотнища, свариваемых на первом $n_{1\text{чет}}$ и на втором $n_{2\text{чет}}$ местах станда, равно и равно половине общего количества стыков $N_{\text{чет}}$:

$$n_{1\text{чет}} = n_{2\text{чет}} = \frac{N_{\text{чет}}}{2}. \quad (1)$$

При нечетном количестве стыков в полотнище количество стыков, свариваемых на первом месте $n_{1\text{неч}}$, равно

$$n_{1\text{неч}} = \frac{N_{\text{неч}} - 1}{2}. \quad (2)$$

Количество стыков этого же полотнища, свариваемых на втором месте станда $n_{2\text{неч}}$, равно

$$n_{2\text{неч}} = N_{\text{неч}} - n_{1\text{неч}}. \quad (3)$$

По выше приведенным схемам при сварке полотнища с нечетным количеством стыков количество стыков, свариваемых на первом и втором местах каждого станда поочередно, меняется друг на друга. В случае, когда количество стыков (четное или нечетное), свариваемое на одном месте станда, больше единицы, полотнище сваривается с передвижками.

Выводы

1. В условиях современного рынка для увеличения производительности линий сборки и сварки листовых полотнищ из листов часто изменяющейся ширины без перестройки сварочных стандов под

каждый новый раскрой с обеспечением при этом постоянной загрузки оборудования и персонала необходимо использовать технологию одновременной автоматической сварки под слоем флюса двух стыков двух листовых полотнищ на двухместных стандах сварочными автоматами, установленными на стационарных порталах, на стандах сварки первой стороны полотнищ – на стационарных флюсовых подушках.

2. Для существенного повышения производительности оборудования поточно-механизированных линий сборки и автоматической сварки листовых полотнищ обечаек котлов железнодорожных вагонов-цистерн при использовании в полотнищах листов различной ширины и упрощения конструкции стандов автоматической сварки необходимо проведение дополнительных исследований и разработка новых технологий автоматической сварки под слоем флюса:

- на существующих скоростях (до 30 м/ч) без использования каких-либо устройств для предотвращения протекания сварочной ванны (флюсовых подушек и т. п.);

- на повышенных (до 100-120 м/ч) скоростях с использованием устройств для предотвращения протекания сварочной ванны;

- на повышенных скоростях без использования каких-либо устройств для предотвращения протекания сварочной ванны.

Разработка таких технологий является перспективным направлением, реализация которого позволит увеличить выпуск продукции вагоностроения на более простом специальном технологическом оборудовании с меньшими затратами.

Список литературы

1. Коросташевский, П.В. Стенд автоматической сварки листовых полотнищ [Текст] / П.В. Коросташевский // Сварочное производство. – 1991. - №3. – С. 26-27.

2. Коросташевский, П.В. Выбор основных параметров стенов автоматической сварки листовых полотнищ обечаек котлов в крупносерийном производстве [Текст] / П.В. Коросташевский // Вісник Приазовського державного технічного університету. – Маріуполь, 2006. - №16. – С.171-175.

3. Коросташевский, П.В. Совершенствование принципов проектирования универсального технологического оборудования линий сборки и сварки листовых полотнищ [Текст]: автореф. дисс... канд. техн. наук: спец. 05.03.06 / П.В. Коросташевский. – Мариуполь, 2010. – 20 с.

4. Установка для зварювання листових полотнищ [Текст]: Пат. 32090, Україна, МПК В23К 37/04 / П.В. Коросташевський, В.О. Роянов, С.П. Нікітченко, І.В. Готовченко. - № u 2007 09907; заявл. 04.09.2007; опубл.12.05.2008; Бюл.№9. – 2 с.

5. Поточкова механізована лінія для складання й зварювання листових полотнищ [Текст]: Пат.61072, Україна, МПК В23К 37/04 / П.В. Коросташевський, В.О. Роянов. - № u 2010 14473; заявл. 03.12.2010; опубл.11.07.2011; Бюл.№13. – 3 с.

6. Роянов, В.А. Принципы конструирования оборудования транспортных систем универсальных линий сборки и сварки листовых полотнищ [Текст] / В.А. Роянов, П.В. Коросташевский // Вісник Донбаської державної машинобудівної академії. – Краматорськ, 2010. - №2(19). – С. 245-250.

Ключевые слова: линия сборки и сварки листовых полотнищ, автоматическая сварка, ширина листов, универсальное оборудование, производительность оборудования.

Аннотації

В умовах сучасного ринку для збирання та зварювання листових полотнищ обичайок котлів залізничних вагонів-цистерн змушені використовувати листи різної ширини незалежно від моделі вагона. Встановлено, що це знижує продуктивність обладнання. Розглянуто перспективні варіанти технології та обладнання, збільшуючи продуктивність ліній. Запропоновано та досліджено практичні варіанти технології та універсального обладнання для зварювання листових полотнищ у діючому виробництві з підвищеною продуктивністю.

В условиях современного рынка для сборки и сварки листовых полотнищ обечаек котлов железнодорожных вагонов-цистерн приходится использовать листы различной ширины независимо от модели вагона. Установлено, что это снижает производительность оборудования. Рассмотрены перспективные варианты технологии и оборудования, увеличивающие производительность линий. Предложены и исследованы практические варианты технологии и универсального оборудования для сварки листовых полотнищ в действующем производстве с повышенной производительностью.

Under the up-to-date market conditions for the assembling and welding the railway tanks-wagon tanks shells sheet panels the sheets of the different breadth in spite of the wagon model forced to be used. It is determined, that the equipment productivity is fall of this. The increase lines productivity perspective variants of the technology and the equipment are considered. The practice variants of the technology and the welding sheet panels at the working production with increased productivity universal equipment are proposed.

УДК 629.4.027.4: 620.178.16

*Канд. техн. наук Л.А. Мурадян
(ДНУЖТ ім. акад. В. Лазаряна)*

Cand. of techn. sciences L.A. Mouradian

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЛИЧЕСТВА ОБЪЕКТОВ ДЛЯ ПРОВЕДЕНИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ИСПЫТАНИЙ ВАГОННОЙ ТЕХНИКИ

DETERMINATION OF THE AMOUNT OF OBJECTS FOR OPERATIONAL TEST EQUIPMENT WAGONS

Представил д-р техн. наук, профессор С.В. Мямлин

Введение. В статье рассмотрены вопросы формирования планов эксплуатационных испытаний образцов новой вагонной техники, методики определения минимального числа объектов наблюдений для износных отказов деталей вагона; проведен расчет необходимого количества опытных образцов вагонной техники, которые носят износный характер в эксплуатации для исследования их показателей надежности; описаны цели, задачи и объекты исследования эксплуатационных свойств надежности узлов и деталей грузовых вагонов в составе опытных маршрутов; приведены примеры образцов новой вагонной техники, которые находятся в эксплуатации на опытных маршрутах Укрзалізничці.

Цель работы. Обоснование минимального количества объектов, необходимых для проведения эксплуатационных испытаний.

Результаты. Сформирована методика определения минимального количества объектов для проведения эксплуатационных испытаний некоторых деталей и узлов вагонов. На основе приведенной в статье методики определено минимальное количество железнодорожных колес для получения обоснованных показателей надежности в условиях эксплуатации.

Выводы. Приведенная методика расчета необходимого количества опытных узлов и деталей вагонов для формирования их показателей надежности может быть предложена для практического применения.

Изложение основного материала. Научно-технические проблемы исследований надежности технических систем продолжают быть актуальными.

Одной из самых важных задач, которые предъявляются к подвижному составу железных дорог, является повышение надежности, увеличение ресурса узлов и деталей, что требует создания новых или совершенствования старых образцов вагонной техники.

В соответствии с государственным стандартом [1] надежность как понятие определено в следующей редакции: «Надежность объекта (изделия) – свойство объекта сохранять во времени в установленных пределах значения всех параметров, характеризующих способность выполнять требуемые функции в заданных режимах и условиях применения, технического обслуживания, хранения и транспортирования».

Надежность контролируется на всех этапах создания новых образцов техники, в том числе и во время эксплуатационных испытаний, при которых накапливаются

статистические данные об их износах, отказах и повреждениях.

Сбор и первичная обработка информации с учетом дальнейшей полной математической обработки о надежности вагонов должна обеспечить:

- получение сопоставимых и объективных данных о надежности вагонов и его составных частей;

- возможность обобщения результатов обработки информации о надежности.

Сбор и обработка информации о надежности вагонов должна производиться с целью получения достоверных данных, обеспечивающих возможность и проведения:

- конструктивных усовершенствований с целью повышения надежности;

- усовершенствований технологии изготовления, сборки, контроля и испытаний, направленных на обеспечение требуемого уровня надежности;

- организационно-технических мероприятий, направленных на соблюдение правил эксплуатации, повышения эффективности технического обслуживания, повышения качества ремонта и оптимизации затрат на его проведение.

Статистическая информация о надежности и техническом состоянии вагонов должна обеспечить возможность решения следующих задач:

- определение причин возникновения отказов и неисправностей;

- установление и корректировка нормируемых показателей надежности;

- выявление систем, агрегатов, узлов и деталей, лимитирующих надежность вагонов;

- определение номенклатуры и количества запасных частей и материалов;

- выявление влияния условий и режимов эксплуатации на надежность;

- определение экономической эффективности от повышения надежности деталей и узлов вагонов.

Как правило, испытания на надежность как отдельных узлов и деталей, так и вагона в целом представляет определенные значительные трудности, связанные с большими затратами на их проведение. При этом имеется сложность в имитации действительных нагрузок и внешних условий при проведении испытаний.

Первичные данные о надежности вагонов могут быть получены путем проведения испытаний на безотказность, долговечность, ремонтпригодность или наблюдений в процессе непосредственной эксплуатации.

Наиболее полные и достоверные данные о надежности могут быть получены при эксплуатации вагонов.

В отрасли вагоностроения для оценки надежности вагонов, его систем и узлов, как правило, используются данные, полученные по результатам их эксплуатации в реальных условиях. При этом эксперимент носит пассивный характер. Это приводит к тому, что план испытаний обосновывается на основе полученной информации.

Опыт сбора и обработки информации о надежности вагонов [2] показал, что наиболее употребительными начальными планами наблюдений являются:

- [NUT] – план испытаний, согласно которому одновременно испытывают N объектов; отказавшие во время испытаний не восстанавливают и не заменяют, испытания прекращают по истечении времени испытаний или наработки T для каждого неотказавшего объекта;

- [NRT] – план испытаний, согласно которому одновременно испытывают N объектов; отказавшие во время испытаний заменяют новыми, испытания прекращают по истечении времени испытаний или наработки T для каждого объекта;

- [NUN] – план испытаний, согласно которому одновременно испытывают N объектов; отказавшие во время испытаний не восстанавливают и не заменяют,

испытания прекращают по выходе из строя всех объектов.

Причем планы [NUT], [NRT] являются однократно усеченными. План [NUN] используется для малонадежных элементов или элементов, срок службы которых меньше периода наблюдения. При необходимости использования других

планов наблюдения и законов распределений следует обратиться к работам [3, 4].

Для облегчения проведения расчетов в таблице приведены типы законов распределения наработки на отказ для отдельных узлов грузового вагона.

Таблица

Законы распределения наработки на отказ вагона и его отдельных узлов

| № п/п | Наименование сборочной единицы | Тип распределения |
|-------|--|--------------------------|
| 1 | Колесная пара (выщербины, ползуны) | Экспоненциальный |
| 2 | Наработка между первым и вторым отказами вагона (все виды отказов) | Экспоненциальный |
| 3 | Наработка между вторым и третьим отказами вагона (все виды отказов) | Экспоненциальный |
| 4 | Наработка на отказ вагона (все виды отказов) | Вейбулла |
| 5 | Ходовые части (износостойкие отказы, отказы усталостного характера) | Нормальное распределение |
| 6 | Наработка на отказ сборочных единиц в период приработки | Вейбулла |
| 7 | Наработка на отказ сложной системы, состоящей из большого числа восстанавливаемых объектов | Экспоненциальный |

При этом функции распределения в зависимости от закона распределения наработки на отказ [3] имеют следующий вид:

- экспоненциальный

$$f(t) = \lambda e^{-\lambda t}; \quad (1)$$

- нормальное распределение

$$f(t) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(t-a)^2}{2\sigma^2}}; \quad (2)$$

- Вейбулла

$$f(t) = \frac{b}{a} \left(\frac{t}{a}\right)^{b-1} \cdot e^{-\left(\frac{t}{a}\right)^b}. \quad (3)$$

Используя вышеуказанные зависимости, определим необходимое количество колесных пар для исследования износа гребней колес в эксплуатации, которые носят износостойкий характер. Предполагаем, что закон распределения их наработок до первого отказа – нормальный (см. таблицу). В этом случае коэффициент вариации согласно работе [4] равен 0,6. Подставляя исходные данные в формулу (2) или используя табл. 6 прил. 1 [5], находим N = 78 колес, т. е. для проведения исследований износостойкости гребней колес в эксплуатационных испытаниях должно участвовать не менее 39 колесных пар с опытными колесами.

С целью формирования характеристик надежности как вагонов в

целом, так и отдельных узлов и деталей вагонов приказом по УЗ сформированы опытные маршруты сообщением Роковатая – Ужгород – Кошице с длиной одного рейса 2700 км. Работа вагонов в составе маршрута предусматривает загрузку их рудой при помощи экскаваторов или погрузочных бункеров на железорудных комбинатах Криворожья и разгрузку на роторных вагонопрокидывателях Словакии (на металлургическом комбинате Кошице). Коэффициент порожнего пробега при этом составляет 0,5.

На основании собранных данных выполняются необходимые расчеты [6, 7], которые позволяют построить прогнозы ресурса исследуемых образцов.

За более чем 40 лет существования опытных маршрутов были выполнены многочисленные исследования эксплуатационной надежности различных образцов вагонной техники. Так, недавно завершены сравнительные испытания тормозных колодок производства ООО «Трибо» (г. Белая Церковь) и производства фирмы RFPS (США), что позволило сделать выводы о целесообразности применения исследуемых колодок на железных дорогах Украины.

В настоящее время продолжается опытная эксплуатация вагонов нового поколения 18-7023-01 на тележках 12-7020 производства ОАО «КВСЗ». Результаты первой части испытаний были

использованы при решении о серийном производстве данных вагонов. В декабре 2010 года вагонам был выполнен первый деповской ремонт после постройки, а в настоящее время исследуется эксплуатационная надежность вагонов нового поколения после деповского ремонта.

Кроме того, в опытных маршрутах испытываются новые втулки в шарнирах рычажной передачи; фрикционные клинья, восстановленные по новой технологии; безрезьбовое соединение в тормозной магистрали; биметаллические подшипники в пятниковом узле, литые колеса производства США; ходовые части тележки модели 18-100, модернизированные по технологии «А.Стаки».

Выводы. Таким образом, в статье приведена методика по определению минимального количества объектов в эксплуатационных испытаниях деталей и узлов вагонов, имеющих характер естественного износа. На основе данной методики предельно минимальное количество железнодорожных колес для получения их показателей надежности в эксплуатации.

Испытания в составе маршрутов «Роковатая – Ужгород – Кошице» позволяют оценить эксплуатационные свойства опытных образцов новой техники, сформировать выводы о целесообразности их производства и использования на железных дорогах.

Список литературы

1. ГОСТ 27.002-89. Надежность в технике. Основные понятия. Термины и определения [Текст]. – Введ. 15.11.89. – М.: Транспорт, 1990. – 32 с.
2. Нагруженность элементов конструкции вагонов [Текст] / под ред. В.Н. Котуранова. – М.: Транспорт, 1991. – 238 с.
3. ГОСТ 27.410-87. Надежность техники. Методы контроля показателей надежности и планы контрольных испытаний на надежность [Текст]. – М.: Изд-во стандартов, 1988. – 110 с.
4. ДСТУ 3004-95. Надійність техніки. Методи оцінки показників надійності за експериментальними даними [Текст]. – Введ. 01.01.96. – К.: Держстандарт України, 1995. – 123 с.
5. ГОСТ 17510-72. Надежность изделий машиностроения. Система сбора и обработки информации. Планирование наблюдений [Текст]. – М.: Изд-во стандартов, 1971. – 20 с.

6. Савчук, О.М. Эксплуатационные испытания полувагонов нового поколения [Текст] / О.М. Савчук [и др.] // Вагонный парк. – 2007. – № 5-6. – С. 30-32.

7. Савчук, О.М. Эксплуатационные испытания полувагонов нового поколения [Текст] / О.М. Савчук [и др.] // Вагонный парк. – 2007. – № 7-8. – С. 28-30.

Ключевые слова: надежность, износ, план наблюдений, статистика, прогноз, число объектов, колесо.

Аннотации

Розглянуто плани експлуатаційних випробувань зразків нової вагонної техніки, методику визначень мінімальної кількості об'єктів спостережень за відмовами від зносу деталей вагона. Визначено мінімальну кількість залізничних коліс, необхідних для проведення експлуатаційних випробувань. Описано цілі, завдання та об'єкти дослідження експлуатаційних властивостей надійності вузлів і деталей вантажних вагонів у складі дослідних маршрутів.

Рассмотрены планы эксплуатационных испытаний образцов новой вагонной техники, методика определений минимального числа объектов наблюдений за отказами от износа деталей вагона. Определено минимальное количество железнодорожных колес, необходимых для проведения эксплуатационных испытаний. Описаны цели, задачи и объекты исследования эксплуатационных свойств надежности узлов и деталей грузовых вагонов в составе опытных маршрутов.

Discussed plans for operational testing of samples of the new wagon technology, methods of determining the minimum number of observations of objects failures from wear and tear of parts of the car. Determined the minimum number of railway wheels, needed to carry out performance tests. We describe the goals, objectives and objects of study performance characteristics of reliability parts and components of freight cars in the pilot routes.

УДК 629.4.027

Канд. техн. наук І.Д. Борзилов

Cand. of techn. sciences I.D. Borzilov

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ЯКОСТІ РЕМОНТУ ВАГОНІВ В УМОВАХ РЕФОРМУВАННЯ ГАЛУЗІ

PROVIDING OF QUALITY OF REPAIR OF CARRIAGES IN THE CONDITIONS OF REFORMATION OF INDUSTRY

Представив д-р техн. наук, професор І.Е. Мартинов

Вступ. Укрзалізниця удосконалює ремонтну та експлуатаційну бази вагонних депо. Триває розподіл депо за типами робіт,

які в них проводяться. Реформування депо має за мету розділити витрати на ремонт та експлуатацію вагонів. Ремонт вагонів - це

значна стаття витрат. Настільки значна, що вагоноремонтні підприємства неохоче беруть у планові ремонти вагони з великим обсягом робіт. У нових умовах господарювання, коли відбудеться закріплення ремонтних депо за підприємствами, на балансі яких знаходяться вагони, доведеться їх відновлювати незалежно від трудомісткості робіт. Також має підвищитися якість проведення ремонтів, оскільки тепер ці вагони будуть складати інвентарних парк цих підприємств.

Постановка проблеми. В умовах реформування галузі необхідними є підходи до забезпечення якості ремонту вагонів. Оскільки сьогодні детального контролю дотримання якості ремонту немає в депо, то інженер з приймання вагонів фізично не в змозі перевірити якість ремонту та стан всіх найбільш відповідальних вузлів і деталей вагонів. За таких умов не можливо гарантувати прийнятний рівень якості планового ремонту вагонів і, як наслідок, безпеку руху поїздів. Вочевидь, існує необхідність підвищення якості планових ремонтів вагонів. Реалізація цього, у свою чергу, дозволить підвищити рівень безпеки руху поїздів і корисну віддачу кожного вагона за рахунок зменшення часу простою у неробочому стані.

Аналізи останніх досліджень і публікацій. Проблеми забезпечення якості ремонту вагонів досліджувалися в роботах [1-3]. Однак слід відмітити, що в наш час не існує моделі впливу на якість ремонту радикальних змін у технологічних процесах, в організації праці, в економічних механізмах і переході на інший етап функціонування вагоноремонтних підприємств. Результати аналізу останніх досліджень і публікацій показують, що ще не остаточно вивчені механізми для створення передумов щодо підвищення рівня якості ремонту вагонів.

Мета статті. Визначити шляхи забезпечення якості ремонту вагонів в умовах реформування галузі.

Постановка завдання. Для рішення поставленої мети необхідно створити модель інформаційного контрольованого технологічного процесу і на її підставі запропонувати шляхи модернізації управління якістю ремонту вагонів і впровадження системи, яка б забезпечила ефективність управління технологічним процесом і контролем за випуском готової продукції вагоноремонтними підприємствами.

Виклад основного матеріалу. У вагонних депо здійснюється контроль: вхідний - при надходженні вагонів у ремонт; операційний і проміжний - у виробничих дільницях і відділеннях у процесі ремонту складальних одиниць і деталей; вихідний - на позиції здавання-прийняття вагона після його ремонту. Контроль здійснюється бригадами, майстрами, заступником начальника депо з ремонту, інженером з приймання вагонів. До контролю залучаються технологи й інші працівники депо.

Разом з тим детального контролю дотримання технології ремонту на вагоноремонтних підприємствах немає, і це означає, що неможливо перевірити якість ремонту і стан всіх критичних вузлів і деталей вагонів. Говорити в таких умовах про якусь гарантію на якісний плановий ремонт не доводиться. Про це свідчить статистика: у середньому кожен вантажний вагон, випущений з планового ремонту, за час гарантійного пробігу потрапляє у пункт технічного обслуговування з відчепленням 4 рази.

Тому на сучасному етапі необхідно впровадити на вагоноремонтних підприємствах керування якістю ремонту вагонів, заміни візуального контролю на інструментальний, удосконалювання засобів виміру з погляду підвищення точності й автоматизації вимірів, впровадження стендів для випробування окремих вузлів, автоматизації запису результатів вимірів з переходом до безпаперових технологій.

Слід урахувати, що теперішній стан розвитку інформаційних технологій [4] створює об'єктивну основу для впровадження у вагоноремонтне виробництво так званого інформаційного конт-

рольованого технологічного процесу.

Розглянемо модель інформаційного контрольованого технологічного процесу $S(T)$ на вербальному рівні (рис. 1) як множину, яка складається із підмножин:

$$S(T) = \{Idn^T, Prp^T, Atr^T, X^T, Y^T, Q^T, C^T, Str^T\} \quad (1)$$

де Idn^T - ідентифікатор $S(T)$;

Prp^T - множина цілей $S(T)$;

Atr^T - множина загальносистемних атрибутів $S(T)$;

$X^T = \{x_1^T, x_2^T, \dots, x_n^T\}$ - множина вхідних впливів $S(T)$;

$Y^T = \{y_1^T, y_2^T, \dots, y_m^T\}$ - множина вихідних характеристик $S(T)$;

$Q^T = \{q_1^T, q_2^T, \dots, q_k^T\}$ - множина впливів зовнішнього середовища;

$C^T = \{c_1^T, c_2^T, \dots, c_n^T\}$ - множина внутрішніх якостей $S(T)$;

$Str^T = \{T, R^T\}$ - структура $S(T)$;

T - множина елементів $S(T)$;

R^T - множина зв'язків між елементами $S(T)$.

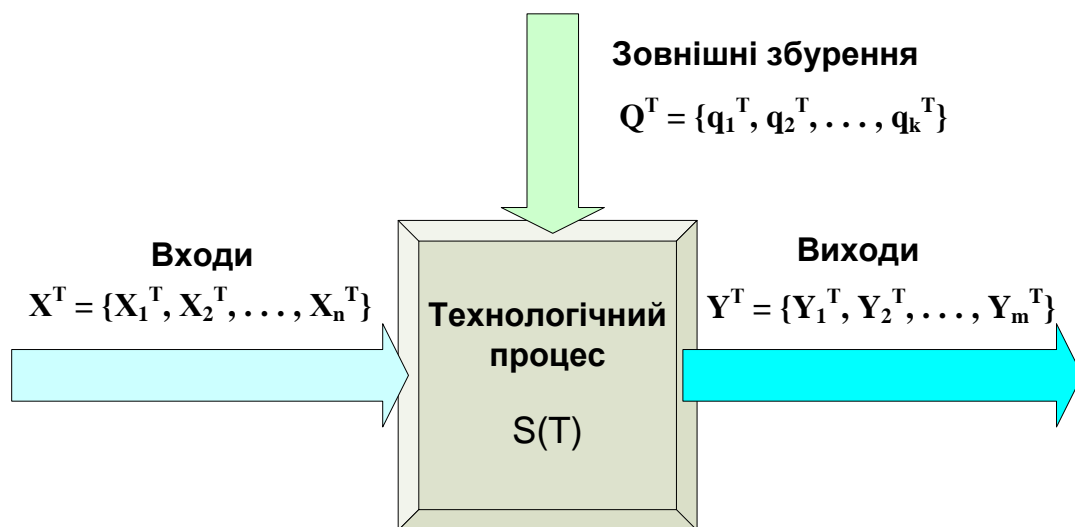


Рис. 1. Узагальнена принципова схема інформаційного контрольованого технологічного процесу

Ідентифікатор процесу (Idn^T) являє собою сукупність двох визначень «позначення технологічного процесу» і «найменування технологічного процесу».

У якості множини цілей інформаційного контрольованого технологічного процесу (Prp^T) виступають загальне підвищення ефективності роботи вагоноремонтного підприємства; підвищення якості ремонту вагонів;

зниження трудомісткості та собівартості ремонту; скорочення тривалості технологічного процесу ремонту.

У якості загальносистемних атрибутів інформаційного контрольованого технологічного процесу Atr^T виступають типи вагонів, що ремонтують; види ремонту вагонів, що виконують на вагоноремонтному підприємстві; призначення технологічного процесу

(контроль, розбирання, складання, транспортування та ін.).

Входи $X^T = \{x_1^T, x_2^T, \dots, x_n^T\}$ і виходи $Y^T = \{y_1^T, y_2^T, \dots, y_m^T\}$ інформаційного контрольованого технологічного процесу визначаються його функціональним призначенням, яке полягає в перетворенні значень параметрів, що характеризують технічний стан вагонів, які поступають у ремонт, у значення цих параметрів, що встановлені нормативно-технічною документацією для вагонів, що випускають з ремонту.

Множинами впливів зовнішнього середовища для вагоноремонтних підприємств $Q^T = \{q_1^T, q_2^T, \dots, q_k^T\}$ можуть бути зміни виробничої програми ремонту вагонів; технічний стан вагонів і їх складових частин; впровадження нових технологій і засобів технологічного оснащення; зміни правил ремонту; дії виконавців; стан засобів технологічного оснащення.

Внутрішні якості (C^T) і структура (Str^T) інформаційного контрольованого

технологічного процесу на вербальному рівні моделювання описують переліком елементів і їх якостей і зв'язків.

До внутрішніх якостей $C^T = \{c_1^T, c_2^T, \dots, c_h^T\}$ елементів інформаційного контрольованого технологічного процесу будемо відносити значення параметрів технологічних процесів, операцій і переходів, що характеризують засоби технологічного оснащення (обладнання, пристосування, інструмент); професійний склад і кількість виконавців; основний, допоміжний, штучний та підготовчо-заклучний час; витрачання матеріалів і запчастин; місце проведення робіт та умови праці; параметри, що контролюють; режими обробки.

В основу розроблення моделі інноваційного технологічного процесу ремонту вагонів і їх складових частин покладено блочно-ієрархічний підхід (рис. 2), оскільки він знаходить широке застосування при описі багатьох об'єктів і зараз альтернативи йому не існує.

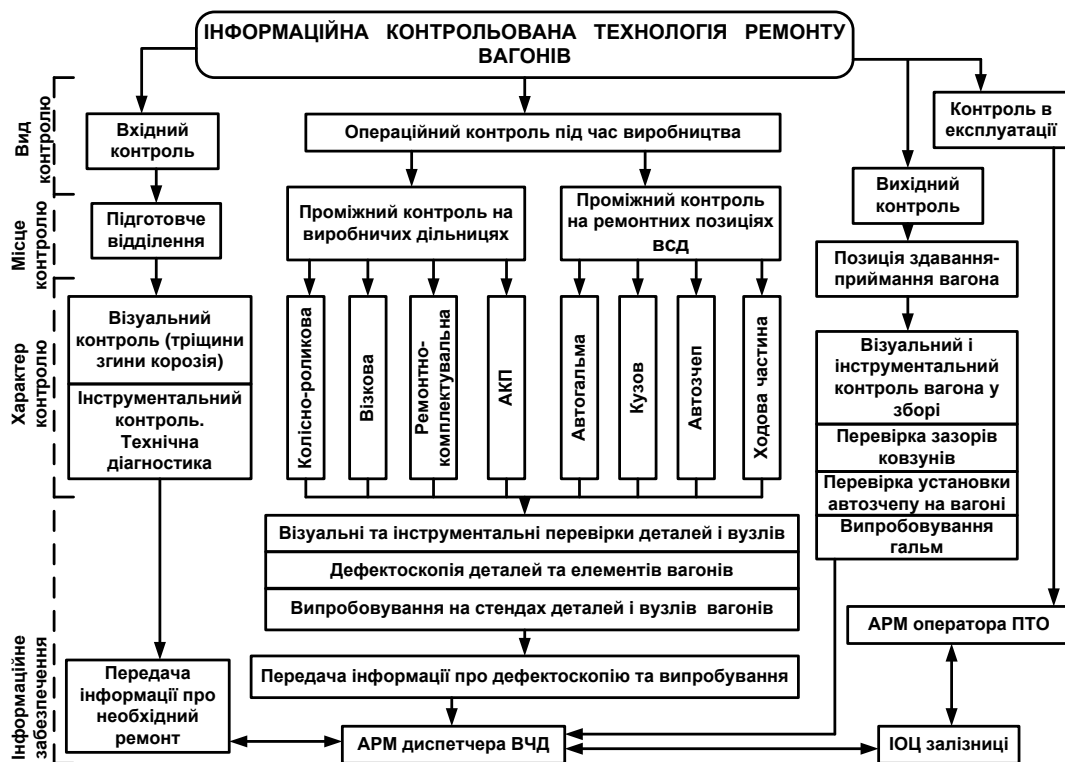


Рис. 2. Схема інформаційної контрольованої технології ремонту вагонів

Ефективність інформаційної контрольованої технології ремонту вагонів обумовлена зниженням впливу людського чинника за рахунок введення інформації безпосередньо з технологічного устаткування, застосування автоматичного аналізу придатності до ремонту вузлів і деталей, а також автоматичного підбору критичних вузлів і деталей при кінцевому складанні. Завдання, що виконується, можна сформулювати в такий спосіб: за отриманими даними про технологічний процес складається прогноз протікання технологічного процесу з реалізацією плану управляючих впливів (у тому числі зміни режимів роботи ремонтного устаткування), що забезпечують відповідність у певний момент часу стану технологічного процесу деякому екстремальному значенню узагальненого критерію якості ремонту й продуктивності виконуваних робіт.

Для вирішення цього завдання необхідне обґрунтування сукупних показників якості ремонту вузлів і деталей і часу виконання операцій технологічного процесу.

Показник якості ремонту можна визначити як

$$G_k = \sum_{i=1}^n \frac{g_{f_i}}{g_{N_i}} = \sum_{i=1}^n k_i, \quad (2)$$

де g_{N_i} — нормована комплексна оцінка виконання i -ї операції;

g_{f_i} — фактична комплексна оцінка i -ї операції;

$k_i = g_{f_i}/g_{N_i}$ — коефіцієнт, що враховує повноту виконання i -ї операції (вірогідність виконуваних вимірів, точність обробки виробів і т. д.);

n — кількість операцій технологічного процесу.

Показник часу виконання операцій технологічного процесу визначається як

$$U_t = \sum_{i=1}^n \frac{t_{f_i}}{t_{N_i}} = \sum_{i=1}^n k_{oi}(2 - k_{oi}), \quad (3)$$

де t_{N_i} — нормований час виконання i -ї операції, хв;

t_{f_i} — фактичний час виконання операції, хв;

$k_{oi} = t_{f_i}/t_{N_i}$ — коефіцієнт, що враховує час виконання i -ї операції технологічного процесу.

Обґрунтуванням форми подання показника U_t є небезпека відхилення коефіцієнта k_{oi} від значення, рівного одиниці. При $k_{oi} < 1$ може бути неякісне виконання операцій, а при $k_{oi} > 1$ відбудеться порушення технологічного процесу.

Комплексний показник якості дорівнює

$$k = \alpha_1 \sum_{i=1}^n k_i + \alpha_2 \sum_{i=1}^n k_{oi}(2 - k_{oi}), \quad (4)$$

де α_1, α_2 — коефіцієнти вагомості показників якості.

Забезпечує виконання цих нетривіальних завдань програмний продукт “Програм Лайн: ремонт вагонів”, створений компанією “Мікротест”. Програмний продукт призначений для використання на вагоноремонтних підприємствах як система управління якістю. Він передбачає створення і рух ремонтного паспорта вагона паралельно технологічному ланцюжку ремонту і наповнення його інформацією про роботи, проведені над вагоном і його вузлами, їх технічне перебування на різних стадіях ремонту, комплектацію вагона, що випускається, якість виконання ремонту, витрати на ремонт і т.ін. (рис. 3).

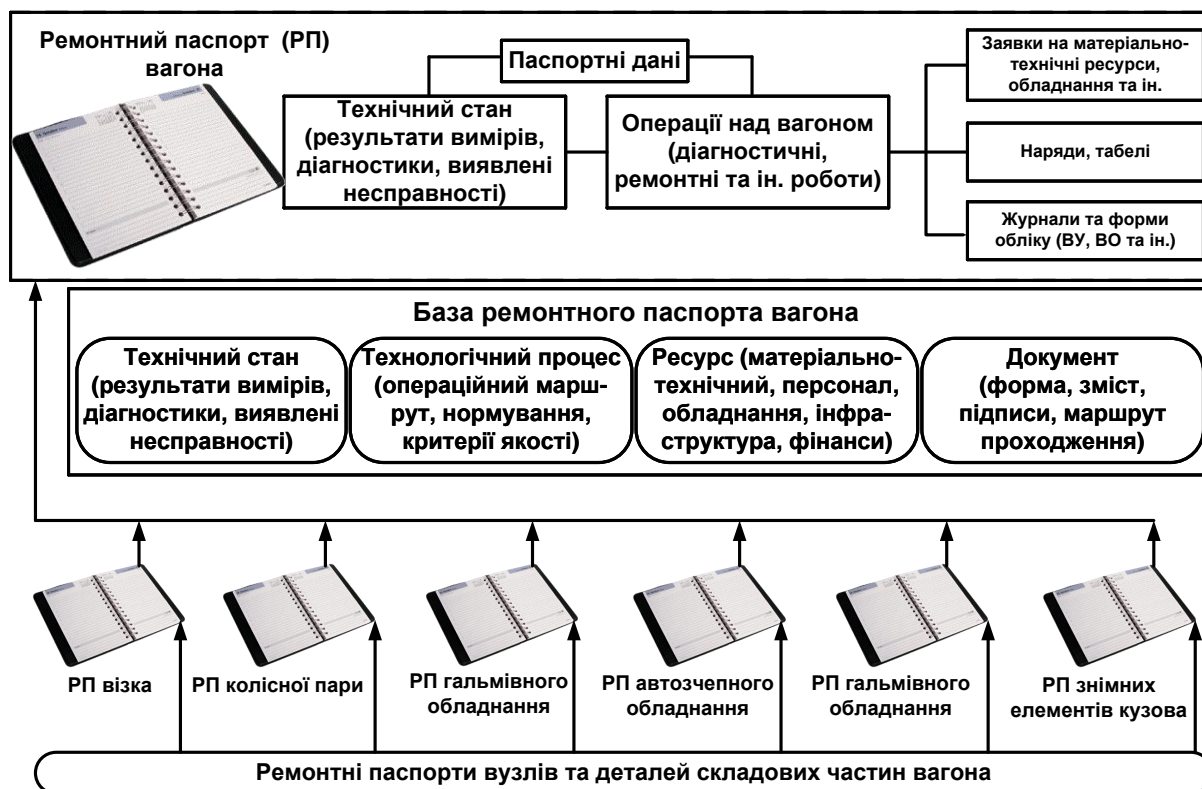


Рис. 3. Зміст ремонтного паспорта вагона

Це у свою чергу дозволяє управляти якістю ремонтів за рахунок покрокового обліку виконуваних робіт, контролю технічного стану вузлів і дотримання технологічних процесів.

Застосування цієї системи має незаперечні переваги:

- використання електронного документообігу;

- створення і ведення електронного паспорта вагона і його деталей, який містить вичерпну інформацію про вагон, проведені ремонти, технічний стан до і після кожного ремонту.

Інформація з ремонтного паспорта необхідна для ухвалення рішення про приймання вагона з ремонту, подальшого моніторингу його технічного стану, планування і виконання оптимальних ремонтів надалі і для обґрунтування рахунків за ремонт. Ці ж дані використовуються такими системами, як постачання, бухгалтерія, кадри і так далі.

Весь технологічний ланцюжок від входження вагона в депо до виходу відремонтованого, розбито на функціональні дільниці, кожній з яких відповідає своє автоматизоване робоче місце (АРМ). У кожному АРМі основного виробництва відбувається:

- автоматичне (з технологічного устаткування) і ручне (з терміналу) введення даних за виконаними операціями (виміри, діагностика, розбірні, відновні, складальні операції і так далі), витратами на виконання (матеріали, час і так далі);

- автоматичний і експертний контроль технічного стану вузла, що ремонтується (відповідність допускам, наявність дефектів і так далі) за фактом введення даних вимірів, діагностики і випробувань, ухвалення рішення про подальшу долю вузла;

- автоматичний і експертний контроль дотримання технології виконання операцій (послідовність кроків, норми витрат матеріалів, часу, кваліфікація виконавця,

стан устаткування, умови і так далі), ухвалення рішення про якість виконання даної операції і перехід до наступної;

- автоматичний і ручний облік і контроль комплектації вагона.

На сьогодні більшість вузлів вагона не мають унікальних номерів. Разом з тим вимоги до якості ремонту вимушують відстежувати, як ремонтується кожен з них. Тому в межах вагонного депо неномерні вузли отримують тимчасові номери (ярлики зі штрих-кодом), які привласнюються їм у процесі ремонту. Після цього демонтовані і пронумеровані на час ремонту вузли і деталі поступають на відповідні ремонтні дільниці.

Інтеграція системи з дефектоскопами і вимірювальними комплексами дозволяє автоматично отримувати результати неруйнівного контролю і аналізувати стан виробів.

На деталі, що поступили на ремонтні дільниці, і на вузли за наслідками неруйнівного контролю формуються наряди на усунення виявлених несправностей, а потім автоматично відстежується дотримання всього ремонтного циклу з усунення кожної несправності.

Система фіксує в числі справних деталі відремонтовані і перевірені. Із списку придатних до експлуатації виробів автоматично формуються комплекти з урахуванням геометричних, вікових і інших особливостей кожної деталі і відповідно до вимог щодо вузлів і деталей, що висуваються при установленні на конкретний вагон.

На кожній дільниці система автоматично веде журнал вузлів і деталей,

що знаходяться в зоні відповідальності дільниці, показуючи поточну операцію, що здійснюється з кожною з деталей.

Ремонтні паспорти всіх вузлів і деталей, які формуються і ведуться впродовж всього ремонтного циклу, при збиранні деталей у вузли і при постановці на вагон «зливаються» в загальний ремонтний паспорт вагона, надаючи керівникові або інженеру з приймання вагонів можливість переконатися в якості ремонтних робіт, що виконані на вагоні і його вузлах. Доступ до такої інформації організується по мережі, тому керівник може оцінювати роботу депо як зі свого кабінету, так і знаходячись далеко за його межами.

Висновки з дослідження. В умовах реформування галузі необхідними є нові підходи до забезпечення якості ремонту вагонів; модель впливу на якість ремонту радикальних змін у технологічних процесах, в організації праці, економічних механізмах і переході на інший етап функціонування вагоноремонтних підприємств. В основу розробленої моделі інноваційного технологічного процесу ремонту вагонів та їх складових частин покладено блочно-ієрархічний підхід. Ефективність інформаційної контрольованої технології ремонту вагонів обумовлена зниженням впливу людського чинника за рахунок введення інформації безпосередньо з технологічного устаткування, застосування автоматичного аналізу придатності до ремонту вузлів і деталей, а також автоматичного підбору критичних вузлів і деталей при кінцевому складанні.

Список літератури

1. Борзилов, І.Д. Автоматизована система контролю технологічного процесу [Текст] / І.Д. Борзилов, Г.О. Ніколаєнко // Науково-технічний журнал. – К., 2010. - № 1(62). – С.66-68.
2. Борзилов, І.Д. Інноваційна стратегія розвитку системи технічного утримання вагонів [Текст] / І.Д. Борзилов, М.В. Ігнатенков // Зб. наук. праць Укр. держ. акад. залізнич. трансп. – Харків: УкрДАЗТ, 2010. – Вип. 114. – С. 65-69.
3. Борзилов, І.Д. Моделювання інноваційного технологічного процесу ремонту вантажних вагонів та їх складових частин [Текст] / І.Д. Борзилов, С.А. Грабелко // Зб. наук. праць Укр. держ. акад. залізнич. трансп. – Харків: УкрДАЗТ, 2012. – Вип. 128. – С. 201-205.

4. Вальков, В.М. Автоматизированные системы управления технологическими процессами [Текст] / В.М. Вальков, В.Е. Вершинин. – Л.: Политехника, 1991. – 266 с.

Ключові слова: якість ремонту, інформаційна контрольована технологія, ремонтний паспорт, вагони.

Анотації

Наведено модель інформаційного контрольованого технологічного процесу ремонту вагонів та їх складових частин. Її ефективність у забезпеченні якості ремонту вагонів обумовлена зниженням впливу людського чинника за рахунок введення інформації безпосередньо з технологічного устаткування, застосування автоматичного аналізу придатності до ремонту вузлів і деталей, а також підбору вузлів і деталей при кінцевому складанні.

Приведена модель информационного контролируемого технологического процесса ремонта вагонов и их составных частей. Ее эффективность в обеспечении качества ремонта вагонов обусловлена снижением влияния человеческого фактора за счет введения информации непосредственно с технологического оборудования, использования автоматического анализа пригодности к ремонту узлов и деталей, а также подбора узлов и деталей при конечной сборке.

A model over of the informative controlled technological process of repair of carriages and their component parts is brought. Her efficiency in providing of quality of repair of carriages is conditioned by the decline of influence of human factor due to introduction of information directly from a technological equipment, uses of automatic analysis of fitness to repair of knots and details, and also selection of knots and details at the eventual assembling.

УДК 625.4.025

*Канд. техн. наук А.М. Бабаяев,
канд. техн. наук Л.А. Мурадян,
В.Ю. Шапошник (ДНУЗТ ім. акад. В. Лазаряна)*

*Cand. of techn. sciences A.M. Babayev,
cand. of techn. sciences L.A. Mouradian,
V.Y. Shaposhnik*

УДОСКОНАЛЕННЯ ВУЗЛА ПЕРЕДАЧІ СТОЯНКОВОГО ГАЛЬМА ВАНТАЖНОГО ВАГОНА

IMPROVEMENT OF UNIT BRAKE FREIGHT CARS

Представив д-р техн. наук, професор С.В. Мямлін

Вступ. Для забезпечення утримання вагона на місці при зупинці і у випадку відмови автогальм, з метою забезпечення

безпеки руху, згідно з пунктом 15.21 ПТЕ, вагонів, що стоять на станційних коліях без локомотива, локомотиви та моторвагонний

рухомий склад, а також вагони і спеціальний рухомий склад мають бути надійно закріплені від руху гальмовими башмаками, ручними гальмами або іншими засобами закріплення, що визначаються Державною адміністрацією залізничного транспорту України [1].

Згідно з цими вимогами всі вантажні вагони обладнані ручним стоянковим гальмом, розробленим на Крюківському вагонобудівному заводі.

Несправність стоянкового гальма може призвести до мимовільного руху вагона або групи вагонів зі станційних шляхів на перегін, що тягне за собою загрозу сходження або аварії.

Постановка проблеми. Технічною основою безпеки руху поїздів є, поряд з автоматичними гальмами, також засоби утримання одиниць рухомого складу на станціях, перегонах, на сортувальних гірках. До останніх належать гальмівні башмаки і різні пристрої аналогічного типу, ручні та стоянкові гальма, тобто колісні зупинники. При цьому, якщо за багато років експлуатації конструкції башмаків і пристроїв зазнавали чисельних змін і продовжують удосконалюватися, то конструкції ручних і стоянкових гальм перебувають практично в законсервованому стані з часу їх створення [1].

Аналізи останніх досліджень і публікацій. Проблеми надійності стоянкових гальм досліджується у роботах [2-5]. Результати аналізу останніх досліджень і публікацій показують, що проблема надійності стоянкового гальма, яка цікавила спеціалістів практично з моменту введення в експлуатацію існуючої конструкції стоянкових гальм вантажного вагона, не вирішена до цього часу.

Мета статті. Постановка перед фахівцями по гальмах завдань знаходження

нових конструкторських і технічних рішень на базі наведеного аналізу наявних технічних рішень з урахуванням реальних умов експлуатації.

Постановка завдання. Для вирішення поставленої мети необхідно визначити основні фактори, які впливають на надійність стоянкового гальма і запропонувати конструктивне рішення підвищення його надійності.

Виклад основного матеріалу. Проблема надійності стоянкового гальма вантажних вагонів стоїть вже доволі давно. Згідно з проведеним у 1970 р. вибіркоким обстеженням 78% стоянкових гальм виявилися повністю несправними [2]. За даними досліджень ВНИИЖТ надійність стоянкового гальма не перевищує 18%, а подальше оснащення вагонного парку стоянковим гальмом такої конструкції є недоцільним [3].

Причиною такої низької надійності є те що вузли стоянкового гальма стають об'єктом вандалізму, а на черв'як і черв'ячний сектор, незахищені кожухом, налипає пил, бруд, пісок, що блокує роботу привода.

Найменш захищеним вузлом, з точки зору вандалізму, є вузол «передачі» (рис. 1).

Для підвищення надійності передбачається замінити пруткову тягу, яка стоїть майже на всіх вантажних вагонах колії 1520 мм, на металевий, або композиційний трос, кріплення якого передбачається із застосуванням стискачів і коушів (рис. 2).

Окрім збільшення надійності, застосування троса зменшує масу стоянкового гальма.

Порівняємо тягу та трос для напіввагона. Вага прийнятих елементів удосконаленого стоянкового гальма наведена в таблиці.

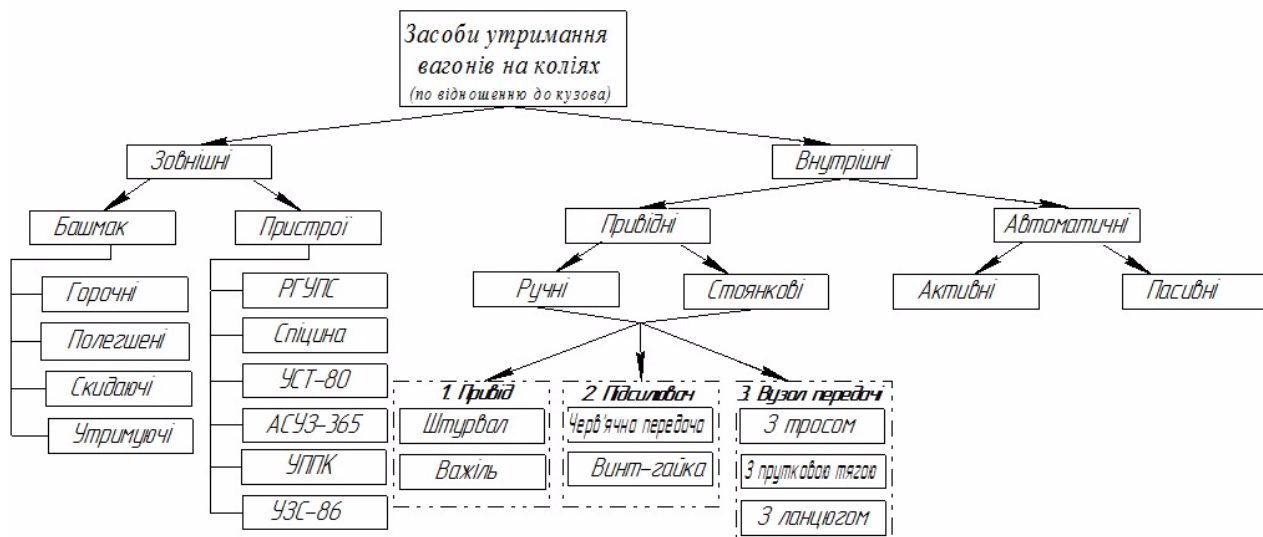


Рис. 1. Класифікація технічних засобів утримання

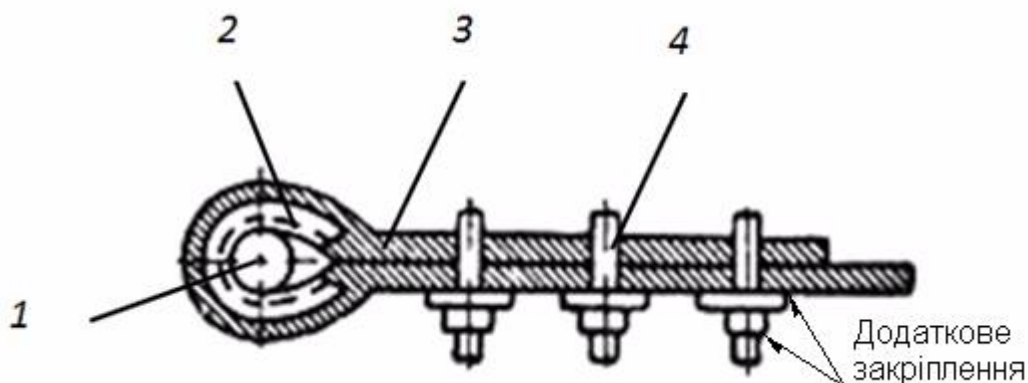


Рис. 2. Закріплення троса:

- 1 – валик стоянкового гальма ведучого горизонтального важеля;
 2 – коуш; 3 – трос; 4 – стискач

Таблиця

Вага прийнятих елементів удосконаленого стоянкового гальма

| Трос, ГОСТ 3062 | | Коуш, ГОСТ 7348 | | Стискач, ГОСТ 7348 | |
|--------------------|-------------------------|--------------------|----------|-----------------------|----------|
| d, мм | Вага 100 м троса, кг | Номер | Вага, кг | Номер | Вага, кг |
| 7,8 | 31,8 | 8 | 0,058 | 8 | 0,041 |

Примітка. Коуш та стискач обираються залежно від діаметра троса. Загальна вага зібраного троса становить 2 кг.

Дані для розрахунку:

- парк напіввагонів УЗ за станом на 2013 р. [6] – 58205;

- вага тяги - 18,9 кг (СБЧ 9790.40.170 СБ, ОАО «ДЗ»);

- вага троса з двома коушами і шістьма стискачами – 2 кг.

Визначаємо загальну вагу тяг, встановлених на напіввагонах:

$$P_{\text{тяг}} = 58205 \cdot 18,9 = 1100074 \text{ кг.}$$

Визначаємо загальну вагу троса з двома коушами і шістьма стискачами на напіввагонах:

$$P_{\text{тр}} = 58205 \cdot 2 = 116410 \text{ кг.}$$

Економія металу складе:

$$E = P_{\text{тяг}} - P_{\text{тр}},$$

$$E = 1100074 - 116410 = 983664 \text{ кг.}$$

Економія металу при заміні тяги тросом становить в цілому по парку напіввагонів 983664 кг, або 16,8 кг на вагон.

Висновки з дослідження. Заміна вузла передачі стоянкового гальма пруткового типу на трос дозволяє зменшити вагу цього функціонального елемента на 89 % по відношенню до тяги. Запропоноване виконання цього елемента дає змогу захисту від вандалізму, що підвищує надійність гальма в цілому.

Список літератури

1. Правила технічної експлуатації залізниць України [Текст]: затв. 20.02.1996: наказ Міністерства транспорту України № 411 / Міністерство транспорту України. – К. : Транспорт України, 2003. – 133 с.
2. Бабаев, А.М. Привод стояночного тормоза [Текст] / А.М. Бабаев, В.С. Крамаренко // Транспортное машиностроение. – М.: НИИИНФОРМТяжмаш, 1967. – №5. – С. 88-90.
3. Рудановский, В.М. Закрепление вагонов на станционных путях [Текст] / В.М. Рудановский. – М.: Транспорт, 1977. – 49 с.
4. Кузьмина, Е.И. Оценка надёжности тормозного оборудования грузовых вагонов [Текст] / Е.И. Кузьмина, М.Г. Погребинский // Автотормоза скоростных и тяжеловесных поездов: Труды ВНИИЖТа. – М., 1979. – Вып. 604. – С. 48-55.
5. Бабаев, А.М. Ручные и стояночные тормоза вагонов [Текст] / А.М. Бабаев, В.Ю. Шапошник // Вагонный парк. – 2013. – №8(77). – С. 8-11.
6. У пошуках інвесторів [Текст] // Магістраль. – 2013. – 3-9 квітня. – С. 6.

Ключові слова: стоянкове гальмо, надійність, тяга, трос.

Анотації

Розглянуто питання надійності стоянкового гальма і запропоновано конструктивне рішення підвищення його надійності.

Запропоноване виконання вузла передачі стоянкового гальма значно зменшує його вагу, а також дозволяє захистити даний вузол від вандалізму, що підвищує надійність гальма в цілому.

Рассмотрены вопросы надежности стояночного тормоза и предложено конструктивное решение повышения его надежности.

Предложенное выполнение узла передачи стояночного тормоза значительно уменьшает его вес, а также позволяет защитить данный узел от вандализма, что повышает надежность тормоза в целом.

This article deals with the reliability of the brake parking and constructive solution of its reliability increasing are proposed the implementation of the parking brake greatly reduces its weight and also helps to protect the node from vandalism, which increases the reliability of the brakes on the whole.

УДК 629.4.027

Канд. техн. наук А.В. Труфанова

Cand. of techn. sciences A.V. Trufanova

КОНТРОЛЬ І ОЦІНКА ЯКОСТІ ІСНУЮЧИХ КОНСТРУКЦІЙ БУКСОВИХ ПІДШИПНИКОВИХ ВУЗЛІВ ЗА ДОПОМОГОЮ МОРФОЛОГІЧНОГО АНАЛІЗУ

QUALITY CONTROL AND EVALUATION OF EXISTING STRUCTURES AXLEBOX ASSEMBLY USING MORPHOLOGICAL ANALYSIS

Представив д-р техн. наук, професор І.Е. Мартинов

Постановка проблеми. Переважна більшість загального вантажообігу і більша частина пасажирообороту у народному господарстві України виконується залізничним транспортом. Виконати такий обсяг перевезень можливо тільки при задовільному технічному стані рухомого складу залізниць України.

Робочий парк вантажних вагонів України, що належить Державній адміністрації залізничного транспорту України (УЗ), складає близько 100 тис. вагонів. Але за часів незалежності оновлення вагонного парку майже не проводилось. Це призвело до того, що середній вік вагонів перевищив 20 років, а їх технічний стан погіршується. Про це свідчить велика кількість відчеплень вагонів у поточний неплановий ремонт [1]. Значна частка цих відчеплень викликана відмовами буксових вузлів (БВ).

Безумовно, підвищення експлуатаційної надійності рухомого складу залежить від надійної роботи буксових вузлів вагонів. Одним із шляхів вирішення цього завдання є оптимізація різних конструкцій буксових вузлів з наступним контролем і оцінкою якості буксових підшипників.

Мета дослідження. Найбільш важливим елементом буксового вузла вагона з точки зору забезпечення безпеки руху є підшипник.

Саме відмови підшипників спричиняють переважну більшість відмов буксового вузла в цілому [5-7], тому необхідно визначити техніко-експлуатаційні критерії оцінки варіантів конструкції буксового вузла. Для цього доцільно використовувати метод морфологічного аналізу, сутність якого полягає у пошуці найкоротшого шляху

вирішення технічного завдання або об'єкта шляхом оптимального вибору варіантів конструкцій.

Основна частина (результати експериментального дослідження). Будь-який буксовий вузол складається з таких елементів:

- комплект з двох підшипників (або один підшипник підвищеної вантажопідйомності);

- ущільнення, які призначені для запобігання потраплянню бруду та вологи в робочу зону підшипників;

- торцеве кріплення підшипників, яке обмежує пересування підшипників уздовж шийки осі;

- корпус букси (або інший пристрій, що його замінює) з приливами та посадочними місцями для кріплення елементів, призначених для передачі навантажень та зв'язку колісної пари з рамою візка.

Також букси вагонів можна класифікувати за різними ознаками [2]:

- за типом вагона - букси пасажирських та вантажних вагонів;

- за способом посадки внутрішнього кільця підшипника на шийку осі – з гарячою, втулковою та пресою посадками;

- за типом торцевого кріплення підшипника на шийці осі – з кріпленням гайкою або шайбою;

- за числом підшипників – з одним або двома роликівими підшипниками, крім того, з додатковим упорним кульковим підшипником;

- за наявністю корпусу букси – корпусні та безкорпусні.

В інженерній практиці зазвичай не існує способів, що дозволяють за умови наявності технічного завдання одразу ж вибрати оптимальну структуру пристрою. В результаті процес розроблення носить інтерактивний характер. Зазвичай розробник визначає, до якого класу пристрою може належати проектована модель, а потім звужити цей клас за

допомогою випробувань до декількох технічних рішень, які належать цьому класу, і вибрати найбільш оптимальне.

Морфологічний аналіз і синтез технічних рішень заснований на евристичному підході [8]. За допомогою цього методу можливо досліджувати об'єкт із системних позицій і здійснювати спрямований підбір можливих варіантів рішень, а також відкинути свідомо непотрібні об'єкти та до мінімуму зменшити число варіантів, які можуть зазнавати техніко-економічного порівняння.

Оптимізація буксових вузлів [3,4] вантажних вагонів здійснювалась в такій послідовності: спочатку за вказаним критерієм з технічно обґрунтованих конструкцій проводився відбір декількох основних варіантів, потім за допомогою техніко-економічного порівняння обирався найбільш раціональний варіант конструкції буксового вузла, який би міг повністю здійснювати зв'язок між рамою візка й колісною парою, а також забезпечував надійність експлуатації вантажних вагонів.

На етапі аналітичної обробки даних за допомогою морфологічної таблиці здійснювались арифметичні обчислення, включаючи порівняльний та факторний аналіз.

При використанні морфологічної таблиці (табл. 1) забезпечувалось зменшення обсягу вихідних даних аналітичного запису, систематизація та виявлення закономірностей, а також видно повну наочність дослідження. Сукупність аналізованих значень упорядковувалась за принципом від кращого варіанта до гіршого. Кращому значенню присвоювалося перше місце, наступному - друге і т.п. Отримані місця підсумовувались та кращим варіантом ставав той варіант конструкції буксових вузлів, який набере найменше значення (табл. 2).

| Тип підшипника | Особливості конструкції | Посадка підшипника на вісь | Торцеве кріплення | Переваги | Недоліки |
|-----------------------------------|---|----------------------------|-------------------|---|---|
| Циліндричні | Поліамідний сепаратор | Теплова | | - підвищена надійність; - ліквідація витрат кольорових металів | - необхідність правильного підбору радіальних та осьових зазорів; - радіальні сили сприймаються в режимі тертя кочення роликів по доріжках кочення кілець; - осьові в режимі тертя ковзання торців роликів об спрямовуючі борти кілець; - невизначеність з фактичним ресурсом сепаратора |
| Два циліндричні та один кульковий | Кульковий підшипник розташований між роликів. Зменшена довжина роликів. | Теплова | Корончата гайка | - підвищена надійність за рахунок повного сприйняття кульковим підшипником осьових навантажень та визволення роликів від сприйняття осьових сил | - ускладнена конструкція; - підвищена трудомісткість проведення монтажно-демонтажних робіт |
| Дворядний конічний | Не касетного типу. | Пресова | | - сприйняття радіальних та осьових сил тертям кочення | - необхідність періодичного регулювання зазорів |
| Дворядний конічний | Касетного типу | Пресова | Шайба | - сприйняття радіальних та осьових сил тертям кочення; - ліквідація проміжних ревізій букс; - підвищена надійність, збільшений ресурс | - висока вартість підшипникового вузла |

Зведення показників оцінки якостей конструкцій буксових вузлів

| Тип підшипника | Оцінка якості | | | Підсумковий коефіцієнт |
|-----------------------------------|-------------------------|----------------------------|-------------------|------------------------|
| | Особливості конструкції | Посадка підшипника на вісь | Торцеве кріплення | |
| Кулькові | 9 | 3 | 1- | 13 |
| Сферичні | 8 | 3 | 1 | 12 |
| Сферичні | 7 | 3 | 1 | 11 |
| Циліндричні | 6 | 2 | 1 | 9 |
| Циліндричні | 5 | 2 | 1 | 8 |
| Два циліндричні та один кульковий | 4 | 2 | 1 | 7 |
| Два циліндричні та один кульковий | 3 | 2 | 1 | 6 |
| Дворядний конічний | 2 | 1 | 1 | 4 |
| Дворядний конічний | 1 | 1 | 1 | 3 |

В результаті проведеного морфологічного аналізу можна зробити висновки, що в сукупності усіх значень варіантів конструкцій буксових вузлів найбільш низькі бали отримала конструктивна схема буксового вузла з дворядними конічними підшипниками. Така конструкція має принципові переваги саме в БВ вантажних вагонів. Буксові вузли з дворядними конічними підшипниками касетного типу сприймають осьові зусилля торцевими частинами роликів з тертям ковзання.

Висновки:

1. Буксові вузли вантажних вагонів є одними з найважливіших елементів ходових частин вантажних вагонів. Їх безвідмовна робота впливає на безпеку руху. Основною особливістю існуючих БВ вантажних вагонів є використання циліндричних роликів підшипників. Але такі БВ за останні роки експлуатації показали свою недостатню надійність. На залізницях почастишали випадки надмірного нагріву БВ через відмову їх різних елементів. В той же час на

залізницях інших країн з успіхом використовуються інші конструктивні схеми буксових вузлів.

2. Проведено морфологічний аналіз конструкцій буксових підшипникових вузлів вантажних вагонів і визначені їх переваги та недоліки. В результаті можна зробити висновки, що в сукупності усіх значень варіантів конструкцій буксових вузлів найбільш низькі бали отримала конструктивна схема буксового вузла з дворядними конічними підшипниками. Така конструкція має принципові переваги саме в БВ вантажних вагонів. Буксові вузли з дворядними конічними підшипниками касетного типу сприймають осьові зусилля торцевими частинами роликів з тертям ковзання.

3. Показано, що переважна більшість досліджень спрямована на поліпшення конструктивних особливостей існуючого варіанта БВ з циліндричними роликівими підшипниками. Але, як правило, ці роботи виконувались емпіричним шляхом. Спостерігається дефіцит теоретичних досліджень в галузі підвищення надійності та працездатності БВ.

Список літератури

1. Протокол наради при заступнику Генерального директора Укрзалізниці Лашко А.Д. від 08.10.2002 [Текст]. – К.: Укрзалізниця, 2002. – 2 с.
2. Конструирование и расчёт вагонов [Текст]: учеб. для вузов ж.-д. трансп. / В.В. Лукин, Л.А. Шадур, В.Н. Котуранов [и др.]. – М.: УМК МПС России, 2000. – 731 с.
3. Чебаненко, В.М. К вопросу выбора рациональной конструкции вагонной роликовой буксы [Текст] / В.М. Чебаненко // Техника железнодорожных дорог. – 1952. – №7. – С. 11-16.
4. Перов, С.В. Совершенствование конструкции вагонных букс с подшипниками качения [Текст]: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.07 / Перов Сергей Викторович. – М., 1988. – 316 с.
5. Мартинов, І.Е. Технічний стан буксових роликотпідшипників вантажних вагонів [Текст] / І.Е. Мартинов // Зб. наук. праць. – Харків: ХарДАЗТ, 2000. – Вип. 41. – С. 38-42.
6. Мартынов, И.Э. Анализ опыта эксплуатации цилиндрических роликотпідшипников букс грузовых вагонов [Текст] / И.Э. Мартынов // Вісник Східноукраїнського державного університету. – Луганськ, 2000. – №5 (27). – С. 157-159.
7. Цюренко, В.Н. Опыт эксплуатации вагонов с буксовыми узлами на подшипниках качения [Текст] / В.Н. Цюренко // Пути совершенствования конструкций буксовых узлов вагонов с подшипниками качения: Труды ВНИИЖТ. – М.: Транспорт, 1982. – Вып. 654. – С. 4-26.
8. Половинкин, А.И. Основы инженерного творчества [Текст]: пособ. для студентов высших техн. учеб. заведений / А.И. Половинкин. – М.: Машиностроение, 1988. – 368 с.

Ключові слова: буксовий вузол (БВ), підшипник, оптимізація, об'єкти, аналіз, синтез, корпусні, безкорпусні.

Анотації

Проведено морфологічний аналіз конструкцій буксових підшипникових вузлів вантажних вагонів, виконані арифметичні обчислення, включаючи порівняльний та факторний аналіз. Показано, що буксові вузли з дворядними конічними підшипниками вантажних вагонів мають принципові переваги. Така конструкція сприймає осьові зусилля торцевими частинами роликів з тертям ковзання.

Проведен морфологический анализ буксовых подшипниковых узлов грузовых вагонов, выполнены арифметические вычисления, включая сравнительный и факторный анализ. Показано, что буксовые узлы с двухрядными коническими подшипниками грузовых вагонов имеют принципиальные преимущества. Такая конструкция воспринимает осевые усилия торцевыми частями роликот с трением скольжения.

Morphological analysis of the axlebox bearing uz-fishing of freight cars, performed arithmetic, including comparative and factorial analysis. It is shown that буксовые nodes with double-row tapered roller bearings of freight cars have major advantages. This design accommodates axial forces end sections clips from the friction of sliding.

УДК 621.822

Д-р техн. наук А.В. Гайдамака (НТУ «ХПІ»)

Doct. of techn. sciences A.V. Gaydamaka

НАДІЙНІСТЬ ЦИЛІНДРИЧНИХ РОЛИКОПІДШИПНИКІВ БУКС ВАГОНІВ І ЛОКОМОТИВІВ

RELIABILITY OF CYLINDRICAL ROLLER BEARINGS CARS AND LOCOMOTIVES

Аналіз публікацій. Циліндричні роликопідшипники букс вагонів і локомотивів відносять до важконавантажених нешвидкісних підшипників, які працюють з радіальним та осьовим навантаженням, більшим від десятої частини допустимої радіальної вантажності, і частотами

обертання, меншими від третини граничних. Найбільш масові циліндричні роликопідшипники букс колісних пар вагонів мають недостатню надійність [1]. Серед можливих відмов їх деталей шосту частину становлять контактно-втомні пошкодження (рис. 1).

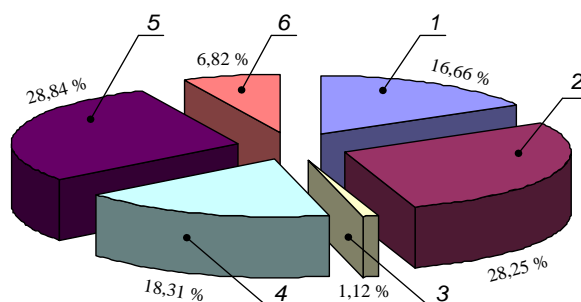


Рис. 1. Розподіл пошкоджень роликопідшипників букс вагонів:

1 – втомні пошкодження кілець та роликів; 2 – корозійні пошкодження кілець та роликів; 3 – тріщини кілець та роликів; 4 – знос та порушення розкарбування латунного сепаратора; 5 – знос торців роликів та бортів кілець; 6 – інші пошкодження

Одним з основних напрямів підвищення ресурсу підшипників кочення є зменшення контактних напружень згідно з виразом

$$\frac{L}{L^*} = \left(\frac{C}{C^*}\right)^{10/3} = \left(\frac{F_0}{F_0^*}\right)^{10/3} = \left(\frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{\max}^*}\right)^{20/3}, \quad (1)$$

де L , L^* , C , C^* , F_0 , F_0^* , σ_{\max} , σ_{\max}^* – відповідно ресурс, динамічна вантажність,

навантаження центрального ролика, максимальне напруження типового і вдосконаленого підшипників.

Найбільш перспективним шляхом зменшення контактних напружень при зберіганні існуючих габаритів роликопідшипника вважається збільшення кількості роликів [2]. При цьому необхідно змінити конструкцію сепаратора, розрахувати його міцність, оцінити надійність підшипника за можливістю

втомного руйнування сепаратора. Однак вказаних розрахунків у вітчизняній і закордонній практиці проектування циліндричних роликотідшипників букс вагонів дотепер не існує, оскільки недостатньо теоретичних досліджень з кінематики та динаміки їх деталей [3, 4], а експериментальні дослідження [5-8] не повною мірою пояснюють особливості функціонування сепараторів. Отже, виникає необхідність розроблення моделей статички, кінематики, динаміки важконавантажених нешвидкісних циліндричних роликотідшипників для методів розрахунку сепараторів на втомну міцність при згині та розрахунку надійності підшипників з урахуванням витривалості сепаратора.

Метою дослідження є удосконалення і розроблення математичних моделей статички, кінематики, динаміки циліндричних роликотідшипників букс вагонів та локомотивів для методів розрахунку сепараторів на втомну міцність при згині та розрахунку надійності підшипників з урахуванням витривалості сепаратора.

Основний матеріал

Для досягнення поставленої мети необхідно розв'язати такі задачі:

- удосконалити моделі розподілу радіального навантаження;

- удосконалити моделі розподілу осового навантаження;
- розробити модель кінематики підшипника в зоні навантаження;
- розробити модель динаміки підшипника в зоні навантаження;
- розробити метод розрахунку сепаратора на витривалість при згині;
- розробити методики розрахунку коефіцієнтів динамічності навантаження сепаратора роликами, концентрації навантаження сепаратора, концентрації напружень в сепараторі;
- розробити метод розрахунку ймовірності безвідмовної роботи підшипника з урахуванням витривалості сепаратора.

1. Удосконалення моделі розподілу радіального навантаження

Дано: радіальне навантаження; *необхідно:* уточнити розподіл радіального навантаження з урахуванням кутів контакту роликів з кільцями, радіального зазора, згину кілець. *Ідея розв'язання* – в геометричних рівняннях замість зв'язку вертикальних і радіальних переміщень контактних точок роликів з внутрішнім кільцем застосовано зв'язок центрів кілець і роликів; фізичні рівняння являють собою зв'язок зближень кілець і роликів з радіальною силою; у статичних рівняннях подано рівновагу внутрішнього кільця.

$$F_1 = F_0 \left(\cos \gamma'_1 + \frac{g}{\delta_0} (\cos \gamma'_1 - 1) - (u_n - u_e) \right),$$

.....

$$F_n = F_0 \left(\cos \gamma'_n + \frac{g}{\delta_0} (\cos \gamma'_n - 1) - (u_n - u_e) \right). \tag{2}$$

$$F_0 = F_r / \left(1 + 2 \sum_{i=1}^n \left(\cos i \gamma' \left(\cos i \gamma' + \frac{g}{\delta_0} (\cos i \gamma' - 1) - (u_n - u_e) \right) \right) \right). \tag{3}$$

$$F_i^* = F_i \sin \left\{ \arccos \frac{[0,5d_n - 0,5(d_T - \delta_{\gamma_i}) + u_n]^2 + [0,5d_e + 0,5(d_T - \delta_{\gamma_i}) + u_e]^2 - (g + \delta_0)^2}{2[0,5d_n - 0,5(d_T - d_{\gamma_i}) + u_n][0,5d_e + 0,5(d_T - d_{\gamma_i}) + u_e]} \right\}, \quad (4)$$

де δ_0 – радіальний зазор; u_n, u_e – деформації зовнішнього і внутрішнього кілець відповідно.

2. Удосконалення моделі розподілу осьового навантаження

Дано: осьове навантаження;
необхідно: уточнити розподіл осьового навантаження з урахуванням ексцентриситетів радіальної та осьової сил, зазорів, згину бортів. *Ідея розв'язання* – в геометричних рівняннях введено кут

перекоосу кілець залежно від ексцентриситету осьової (радіальної) сили; фізичні рівняння являють собою зв'язок зближень бортів кілець з осьовою силою; у статичних рівняннях подано рівновагу роликів з урахуванням ексцентриситету осьової сили.

$$\theta_e = \frac{12\delta_{nr\Sigma} \cdot e_{re}}{l_p^2}, \quad \text{де} \quad \delta_{nr\Sigma} = 8,0 \cdot 10^{-5} \frac{F_{r\Sigma}^{0,9}}{l_r^{0,8}}, \quad (5)$$

$$F_0 = \kappa \cdot (\delta_0 + u_n + u_e), F_1 = \kappa \cdot (\delta_0 + u_n + u_e - l_1), \dots, F_n = \kappa \cdot (\delta_0 + u_n + u_e - l_n), \quad (6)$$

$$\kappa = \frac{F_0}{\delta_0} = \frac{F_1}{\delta_0 + u_n + u_e - l_1} = \dots = \frac{F_n}{\delta_0 + u_n + u_e - l_n}.$$

$$F_1 = F_0 \cdot \left(1 - \frac{l_1}{\delta_0 + u_n + u_e}\right), \dots, F_n = F_0 \cdot \left(1 - \frac{l_n}{\delta_0 + u_n + u_e}\right). \quad (7)$$

$$F_a = F_0 \cdot \left[1 + 2 \left(1 - \frac{l_1}{\delta_0 + u_e + u_n}\right) + \dots + 2 \left(1 - \frac{l_n}{\delta_0 + u_e + u_n}\right)\right], \quad (8)$$

$$F_0 = \frac{\kappa_a \cdot F_a}{z}, \quad \text{де} \quad \kappa_a = \frac{z}{\left[1 + 2 \sum_{i=1}^n \left(1 - \frac{l_i}{\delta_0 + u_n + u_e}\right)\right]}. \quad (9)$$

3. Розроблення моделей кінематики підшипника в зоні навантаження

Дано: обертання внутрішнього кільця підшипника при нерухомому зовнішньому;
необхідно: уточнити кінематику підшипника з урахуванням конструктивних, технологічних та експлуатаційних

факторів. *Ідея розв'язання* – встановлюються причини нерівномірності руху роликів у зоні навантаження ідеального і реального підшипників; вводиться гіпотеза про рух сепаратора; визначається швидкість сепаратора з боковим зазором в ідеальному і реальному підшипниках.

$$\psi = \psi_k + \psi_c, \quad (10)$$

$$t_\psi = \frac{\psi_k + \psi_c}{\omega_{P\gamma}} = t_{\psi_k} + t_{\psi_c}, \quad (11)$$

$$S_P = \omega_P \cdot \frac{d_0}{2} \cdot (t_{\psi_k} + t_{\psi_c}), \quad S_C = \omega_C \cdot \frac{d_0}{2} \cdot t_{\psi_k} \quad (12)$$

$$\omega_C = \omega_{P\gamma} \left[\left(1 + \frac{\psi_c}{\psi_k} \right) - \frac{2S_0}{d_0 \cdot \psi_k} \right]. \quad (13)$$

4. Розроблення моделей динаміки підшипника в зоні навантаження

Дано: радіальне та осьове навантаження; *необхідно:* визначити сили взаємодії сепаратора з деталями підшипника. *Ідея розв'язання* – досліджується кочення ролика всередині і на виході із зони навантаження підшипника

при відсутності проковзування; вводиться гіпотеза про симетричність сил взаємодії сепаратора із роликками, що входять і виходять з зони радіального навантаження підшипника.

4.1. Кочення ролика всередині зони навантаження без проковзування

$$m \ddot{x}_c = F_{f_n}(\varphi) + F_{f_s}(\varphi) - F_{\sigma_n}(\varphi) \cdot \cos \beta_n - F_{\sigma_s}(\varphi) \cdot \cos \beta_s; \quad (14)$$

$$m \ddot{y}_c = mg + F_{\sigma_n}(\varphi) \cdot \sin \beta_n - F_{\sigma_s}(\varphi) \cdot \sin \beta_s; \quad (15)$$

$$I \ddot{\varphi}_c = [F_{f_n}(\varphi) - F_{f_s}(\varphi)] \cdot \frac{D_w}{2} - 2\kappa \cdot F_r(\varphi) - F_{\sigma_n}(\varphi) \cdot h_n - F_{\sigma_s}(\varphi) \cdot h_s; \quad (16)$$

$$\frac{3}{16} m \cdot D_w^2 (\omega_{p1}^2 - \omega_{p0}^2) = [F_{f_n}(\varphi) + F_{f_s}(\varphi) - F_{\sigma_n}(\varphi) \cdot \cos \beta_n - F_{\sigma_s}(\varphi) \cdot \cos \beta_s] \cdot S; \quad (17)$$

$$F_{\sigma_n}(\varphi) + F_{\sigma_s}(\varphi) = F_\sigma(\varphi). \quad (18)$$

Розв'язання системи (14) – (18):

$$F_{f_n}(\varphi) = \frac{3}{64} \cdot \frac{m \cdot D_w^2}{S} (\omega_{p1}^2 - \omega_{p0}^2) - \frac{2\kappa}{D_w} F_r(\varphi) + F_{\sigma_n}(\varphi) \cdot \left(0,5 \cos \beta_n - \frac{h_n}{D_w} \right) + F_{\sigma_s}(\varphi) \cdot \left(0,5 \cos \beta_s - \frac{h_s}{D_w} \right). \quad (19)$$

$$F_{f_s}(\varphi) = \frac{3}{64} \cdot \frac{m \cdot D_w^2}{S} (\omega_{p1}^2 - \omega_{p0}^2) + \frac{2\kappa}{D_w} F_r(\varphi) + F_{\sigma_n}(\varphi) \cdot \left(0,5 \cos \beta_n + \frac{h_n}{D_w} \right) + F_{\sigma_s}(\varphi) \cdot \left(0,5 \cos \beta_s + \frac{h_s}{D_w} \right). \quad (20)$$

$$F_{\delta_n}(\varphi) = \frac{F_{\delta}(\varphi) \cdot \sin \beta_{\delta} + 0,5m \cdot \omega_{\delta}^2(D_0 - D_w) - mg}{\sin \beta_n + \sin \beta_{\delta}}; \quad F_{\delta_{\delta}}(\varphi) = \frac{F_{\delta}(\varphi) \cdot \sin \beta_{\delta} - 0,5m \cdot \omega_{\delta}^2(D_0 - D_w) + mg}{\sin \beta_n + \sin \beta_{\delta}}.$$

4.2. Кочення ролика на виході із зони навантаження до початку проковзування по внутрішньому кільці

$$m \ddot{x}_c = F_{f_n}(\varphi) + F_{f_{\delta}}(\varphi) + mg \cdot \sin \varphi - F_c(\varphi) - F_{\delta_n}(\varphi) \cdot \cos \beta_n - F_{\delta_{\delta}}(\varphi) \cdot \cos \beta_{\delta} + 2F_r(\varphi) \cdot \sin \alpha_i; \quad (21)$$

$$m \ddot{y}_c = mg \cdot \cos \varphi + F_{\delta_n}(\varphi) \cdot \sin \beta_n - F_{\delta_{\delta}}(\varphi) \cdot \sin \beta_{\delta} + f \cdot F_c(\varphi); \quad (22)$$

$$I \ddot{\varphi}_c = [F_{f_n}(\varphi) - F_{f_{\delta}}(\varphi)] \cdot \frac{D_w}{2} - 2\kappa \cdot F_r(\varphi) \cdot \cos \alpha_i - F_{\delta_n}(\varphi) \cdot h_n - F_{\delta_{\delta}}(\varphi) \cdot h_{\delta} - 0,5D_w \cdot f_c \cdot F_c; \quad (23)$$

$$\frac{3}{16} m \cdot D_w^2 (\omega_{p1}^2 - \omega_{p0}^2) = [F_{f_n}(\varphi) + F_{f_{\delta}}(\varphi) + mg \cdot \sin \varphi - F_{\delta_n}(\varphi) \cdot \cos \beta_n - F_{\delta_{\delta}}(\varphi) \cdot \cos \beta_{\delta} + 2F_r(\varphi) \sin \alpha_i] \cdot S; \quad (24)$$

$$F_{\delta_n}(\varphi) + F_{\delta_{\delta}}(\varphi) = F_{\delta}(\varphi). \quad (25)$$

$$F_{f_{\delta}}(\varphi, F_r(\varphi), F_{\delta_n}(\varphi), F_{\delta_{\delta}}(\varphi), F_c(\varphi)) \leq f_c \cdot N(\varphi), \quad (26)$$

де $N(\varphi) = mg \cdot \cos \varphi + F_{\delta_n}(\varphi) \cdot \sin \beta_n - F_{\delta_{\delta}}(\varphi) \cdot \sin \beta_{\delta} + F_r(\varphi) \cdot \cos \alpha_i$.

Розв'язання системи (21) – (26):

$$F_c(\varphi) = \frac{mg(\cos \varphi + 0,5 \sin \varphi) - \frac{9}{64} \cdot \frac{m \cdot D_w^2}{S} (\omega_{p1}^2 - \omega_{p0}^2) - A \cdot C - D \cdot B + S - F_r(\varphi) \cdot \left(\frac{2\kappa}{D_w} \cos \alpha_i + \cos \alpha_i - \sin \alpha_i \right)}{f_c \cdot (D - C + 1,5) + 0,5}, \quad (27)$$

де $A = F_{\delta}(\varphi) \cdot \sin \beta_{\delta} - mg \cdot \cos \varphi + 0,5m \cdot \omega_{\delta}^2 \cdot (D_0 - D_w)$;

$B = F_{\delta}(\varphi) \cdot \sin \beta_{\delta} + mg \cdot \cos \varphi - 0,5m \cdot \omega_{\delta}^2 \cdot (D_0 - D_w)$;

$C = \frac{(h_n/D_w) + 0,5 \cos \beta_n}{\sin \beta_n + \sin \beta_{\delta}}$; $D = \frac{(h_{\delta}/D_w) + 0,5 \cos \beta_{\delta}}{\sin \beta_n + \sin \beta_{\delta}}$; $S = \frac{A \cdot \sin \beta_n - B \cdot \sin \beta_{\delta}}{\sin \beta_n + \sin \beta_{\delta}}$.

5. Розроблення методу розрахунку сепаратора на витривалість при згині

Дано: розрахункова модель сепаратора циліндричного роликопідшипника; необхідно: отримати аналітичні залежності для розрахунку сепаратора циліндричних роликопідшипників на витривалість при

згині. Ідея розв'язання – вводиться гіпотеза про плоску деформацію тонких кілець сепаратора; методом сил визначається момент згину в кільцях сепаратора, застосовується умова міцності у формі допустимих напружень, які визначаються через межу витривалості.

При $0 \leq \theta \leq \alpha$:

$$M(\theta) = -F_c \cdot R_c \cdot \sin \alpha \cdot \sin \theta - \frac{F_c \cdot R_c \cdot \cos \theta}{\pi} (\sin^3 \alpha + \pi \cdot \cos \alpha - \alpha \cdot \cos \alpha + \sin \alpha \cdot \cos^2 \alpha) + \frac{F_c \cdot R_c}{\pi} (\pi - \alpha + \sin \alpha), \quad (27)$$

при $\alpha \leq \theta \leq \pi$:

$$M(\theta) = -F_c \cdot R_c \cdot \{(\sin^2 \alpha - \cos \alpha \cdot \cos \theta + \cos^2 \alpha) + \frac{\cos \theta}{\pi} (\sin^3 \alpha + \pi \cdot \cos \alpha - \alpha \cdot \cos \alpha + \sin \alpha \cdot \cos^2 \alpha) - \frac{1}{\pi} (\pi - \alpha + \sin \alpha)\}. \quad (29)$$

$$\sigma_F = -\frac{M(\theta)}{W} \cdot K \leq [\sigma_F], \quad \text{де } K = K_F \cdot K_V \cdot K_\sigma; \quad (30)$$

$$[\sigma_F] = \sigma_{F_0} / S_F. \quad (31)$$

6. Розроблення методики розрахунку коефіцієнтів динамічності навантаження сепаратора роликми, концентрації навантаження сепаратора, концентрації напружень в сепараторі

Дано: умови експлуатації, особливості конструкції та кінематики підшипника; *необхідно:* розробити методики визначення складових коефіцієнта навантаження сепаратора для розрахунку напружень. *Ідея розв'язання* – визначається коефіцієнт

динамічності взаємодії сепаратора з роликми спрощеним розрахунком ударного навантаження; визначається коефіцієнт концентрації навантаження сепаратора при перекосі до опорного кільця за гіпотезою прямо пропорційної залежності між нормальним навантаженням і контактною деформацією; визначається концентрація напружень в конструкції сепаратора методом скінчених елементів.

6.1. Коефіцієнт динамічності навантаження сепаратора роликми

$$V_p \cdot m_p + V_c \cdot m_c = V_{pc} \cdot (m_p + m_c), \quad (32)$$

$$V_p = \frac{V \cdot d_B}{4R}; \quad V_c = \frac{V \cdot d_B}{4R} \left[\left(1 - \frac{2S_0}{d_0 \cdot \psi} \right) \left(\frac{m_p}{m_c} + 1 \right) - \frac{m_p}{m_c} \right]; \quad V_{pc} = V_p \cdot \left(1 + \frac{2S_0}{d_0 \cdot \psi} \right).$$

$$T = \Pi - \Pi^*, \quad (33)$$

$$T = 0,5(m_p + m_c)(V_p - V_c)^2; \quad \Pi = 0,5c \cdot f_{дин}^2; \quad \Pi^* = (m_p + m_c) \cdot g \cdot f_{дин}.$$

$$f_{дин}^2 - 2f_{cm} \cdot f_{дин} - \frac{f_{cm}}{g} (V_p - V_c)^2 = 0, \quad (34)$$

$$f_{дин} = f_{cm} \cdot K_V, \quad (35)$$

$$K_V = 1 + \sqrt{1 + \frac{5,03E \cdot b \cdot h^3 \cdot (V_p - V_c)^2}{D_0^3 \cdot g^2 \cdot (m_p + m_c)}}. \quad (36)$$

6.2. Коефіцієнт концентрації навантаження сепаратора

$$K_F = \frac{q_{max}}{q_n} = 1 + \frac{3e}{l_k}. \quad (37)$$

7. Удосконалення методу розрахунку ймовірності безвідмовної роботи підшипника з урахуванням витривалості сепаратора

Дано: межа витривалості сепаратора і напруження згину в сепараторі; *необхідно:* удосконалити метод розрахунку ймовірності безвідмовної роботи підшипника кочення за контактнo-втомними пошкодженнями. *Ідея*

розв'язання – пропонується ймовірність безвідмовної роботи підшипника подавати як добуток відповідних ймовірностей за контактнo-втомним пошкодженням і втомним руйнуванням сепаратора; за експериментом визначається межа витривалості сепараторів, розраховуються коефіцієнти варіації межі витривалості і напружень згину сепаратора.

$$P = P_L \cdot P_F. \quad (38)$$

$$u_{pL} = -\frac{\bar{n}_L - 1}{\sqrt{\bar{n}_L^2 \cdot v_c^2 + v_p^2}}, \quad \bar{n}_L = \frac{\bar{c}}{p \cdot L^{1/p}}. \quad (39)$$

$$u_{pF} = -\frac{\bar{n}_F - 1}{\sqrt{\bar{n}_F^2 \cdot v_\sigma^2 + v_\Sigma^2}}, \quad \bar{n}_F = \frac{\bar{\sigma}_{F0}}{\sigma_F}, \text{ де} \quad (40)$$

$$\sigma_F = \frac{M}{W} \cdot K_F \cdot K_V \cdot K_\sigma, \text{ тут} \quad (41)$$

$$M = -\frac{F \cdot R}{\pi} (\sin^3 \alpha + \pi \cdot \cos \alpha - \alpha \cdot \cos \alpha + \sin \alpha \cdot \cos^2 \alpha - \sin \alpha - \pi + \alpha).$$

$$v_\Sigma = \sqrt{v_F^2 + v_V^2}, \quad (42)$$

де $v_F = S_F / \overline{K_F}$; $v_V = S_V / \overline{K_V}$; тут $S_F = (K_{F\max} - K_{F\min}) / 6$; $\overline{K_F} = 0,5(K_{F\min} + K_{F\max})$;

$$S_V = (K_{V\max} - K_{V\min}) / 6; \quad \overline{K_V} = 0,5(K_{V\min} + K_{V\max}).$$

$$v_\sigma = \frac{S_\sigma}{\sigma_{F0}}, \quad \text{де } S_\sigma = (\sigma_{F0\max} - \sigma_{F0\min}) / 6. \quad (43)$$

Висновки:

1. Виявлено дотичні сили на доріжках кочення кілець.

2. Визначено розподіл осьової сили при будь-яких ексцентриситетах осьового і радіального навантажень підшипника з розрахунковим кутом перекосу кілець.

3. Запропоновано механізм передачі руху від роликів до сепаратора та методику визначення середньої швидкості сепаратора.

4. Запропоновано розрахункову модель сепаратора.

5. Запропоновано метод розрахунку сепаратора роликотітшипника на витривалість при згині з урахуванням конструктивних і експлуатаційних факторів.

6. Запропоновано методику визначення коефіцієнтів динамічності навантаження сепаратора роликами, концентрації навантаження при перекосі, концентрації напружень.

7. Запропоновано метод розрахунку ймовірності безвідмовної роботи підшипника з урахуванням опору втомі сепаратора.

Список літератури

1. Мельничук, В.А. К вопросу повышения надёжности буксовых узлов с подшипниками качения [Текст] / В.А. Мельничук, А.В. Донченко, И.Э. Мартынов // Залізничний транспорт України. – 2002. – №5. – С. 34-37.

2. Волков, Н.Н. Подшипники качения колесных пар вагонов и локомотивов [Текст] / Н.Н. Волков, Н.В. Родзевич. – М.: Машиностроение, 1972. – 168 с.

3. Андриевский, В.Г. Влияние зазоров в гнездах сепараторов на работу деталей подшипника качения [Текст] / В.Г. Андриевский, А.В. Гайдамака, С.М. Шнырь // Подшипниковая промышленность. – 1983. – № 2. – С. 3-9.

4. Гайдамака, А.В. О причинах появления сил между телами качения и сепаратором в подшипниках [Текст] / А.В. Гайдамака // Зб. наук. праць. – Харків: УкрДАЗТ, 2003. – Вип. 54. – С. 111-116.

5. Аверин, Н.А. Исследование нагруженности буксовых подшипников локомотивов при эксплуатации с повышенными осевыми нагрузками [Текст]: автореф. дис... канд. техн. наук: 05.22.07 / Н.А. Аверин. – М., 1982. – 19 с.

6. Акбашев, Б.З. Некоторые итоги экспериментального исследования работы сепараторов цилиндрических роликотітшипников локомотивов [Текст] / Б.З. Акбашев, Р.М. Девин // Подшипниковая промышленность. – 1969. – № 3. – С. 10.

7. Лосев, А.В. Исследование работы сепараторов железнодорожных роликовых подшипников при высоких скоростях движения [Текст]: автореф. дис... канд. техн. наук: 05.22.07 / А.В. Лосев. – М., 1972. – 21 с.

8. Шавшишвили, А.Д. Исследование работоспособности подшипников качения букс вагонов, предназначенных для эксплуатации со скоростями движения до 200 км/ч [Текст]: автореф. дис... канд. техн. наук: 05.07.22 / А.Д. Шавшишвили. – М., 1981. – 23 с.

9. Цюренко, В.Н. Надежность роликовых подшипников в буксах вагонов [Текст] / В.Н. Цюренко, Петров В.А. – М.: Транспорт, 1982. – 96 с.

Ключові слова: підшипник, радіальне, осьове навантаження.

Анотації

Наведено результати удосконалення моделей розподілу радіального та осевого навантаження між тілами кочення підшипника, а також результати розроблення моделей кінематики та динаміки деталей в зоні навантаження підшипника для методів розрахунку сепаратора на витривалість при згині і розрахунку ймовірності безвідмовної роботи підшипника з урахуванням опору втомі сепаратора.

Представлены результаты усовершенствования моделей распределения радиальной и осевой нагрузок между телами качения подшипника, а также результаты разработки моделей кинематики и динамики деталей в зоне нагружения подшипника для методов расчёта сепараторов на выносливость при изгибе и расчёта вероятности безотказной работы подшипника с учётом сопротивления усталости сепаратора.

In article results of improvement of models of distribution of radial and axial loadings between bodies of swing of the bearing and development of models of kinematics and dynamics of details are given in a zone of loading of the bearing for methods of calculation of separators on endurance at a bend and calculation of probability of no-failure operation of the bearing taking into account resistance of fatigue of a separator.

УДК 629.4.06:621.822.614

*Д-р техн. наук І.Е. Мартинов,
старші викладачі В.Г. Равлюк, М.Г. Равлюк*

*Doct. of techn. sciences I.E. Martynov,
cent. lecturers V.H. Ravlyuk, N.H. Ravlyuk,*

ФОРМУВАННЯ СЛОВНИКА ДІАГНОСТИЧНИХ ОЗНАК ДЛЯ ДІАГНОСТУВАННЯ БУКСОВИХ ВУЗЛІВ ВАГОНІВ З ПІДШИПНИКАМИ КОЧЕННЯ

THE FORMATION OF THE DICTIONARY DIAGNOSTIC SYMPTOMS FOR DIAGNOSIS OF AXLEBOX UNITS OF CARS WITH ROLLING BEARINGS

Вступ. Широке застосування у промисловості методів та засобів технічної діагностики забезпечує перехід на якісно новий рівень експлуатації машини, що залежить від її фактичного технічного

стану, а не від жорсткого графік планово-попереджувальних ремонтів [1].

Використання засобів діагностики дозволяє збільшити міжремонтний період, значно зменшити експлуатаційні витрати,

зокрема, за рахунок зниження потреби в запасних частинах і зниження трудомісткості ремонтних робіт.

За допомогою пристроїв діагностики вдається без попереднього розбирання виявити 36% пошкоджень роторів і 35% пошкоджень підшипників.

При побудові реальних систем діагностування виникає питання про розміри алфавіту класів технічних станів і словника діагностичних ознак. Якщо зафіксувати розмір словника ознак, то розширення алфавіту класів приводить до зменшення вірогідності розпізнавання. Розширення словника ознак, хоча й приводить до збільшення вірогідності розпізнавання, вимагає, як правило, збільшення витрат ресурсів на реалізацію систем: апаратурних, обчислювальних, тимчасових тощо. Раціональний вибір діагностичних ознак, тобто відповідним чином наведених характеристик коливальних процесів, чутливих до зміни технічного стану підшипників кочення, значною мірою визначає успіх діагностування [1-4].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Як правило, розвиток несправностей підшипникових вузлів та зубчастих передач супроводжується наростанням рівня шуму, вібрацією, підвищенням температури [1]. Однак ці ознаки свідчать про наявність вже досить розвинених несправностей і не дають змоги виявляти несправності, що зароджуються, тобто носять оцінюючий, констатуючий характер.

Методи й засоби вібродіагностування підшипників локомотивів та вагонів описано в працях РПЗТ, ХПТ, ТашПТ, ВНДІЗТ та ін. [2, 3]. У той же час досліджень, що спрямовані на формування словника діагностичних ознак підшипників

буксових вузлів вагонів з використанням методів вібродіагностики, проводиться надто мало [2, 4, 5, 7].

За існуючою технологією контролю стан підшипників буксового вузла оцінюється за непрямыми параметрами: наявністю металевої стружки в мастилі; зміною температури корпусу букси; зміною вібрації в штатних точках у діапазоні роторних частот.

Мета статті – створення ефективного словника діагностичних ознак для ідентифікації технічного стану елементів підшипників кочення.

Викладення основного матеріалу. При виборі діагностичних ознак необхідно враховувати ряд вимог, що впливають із завдання оптимізації системи діагностування. Насамперед ознаки повинні бути однозначно пов'язані зі станом об'єкта й утворювати достатню систему для забезпечення достовірного діагнозу. Кращі ознаки, які дозволяють виявляти дефекти на якомога більш ранніх стадіях їх розвитку. Ознаки повинні забезпечувати необхідну глибину діагнозу, не ускладнюючи його процедури й не збільшуючи вартості засобів діагностування [1, 4, 6, 7].

Формування робочого словника діагностичних ознак звичайно проводиться в кілька етапів. На першому кроці побудови системи діагностування утворюється апріорний словник ознак, який уточнюється на наступних ітераціях розроблення системи. Робочий словник діагностичних ознак формується з урахуванням їх інформативності. Щодо інформативності ознак (урахуванням їх роздільних властивостей) слід помітити таке: якщо ознаки u_1, u_2, \dots, u_n розпізнаваних станів статистично незалежні, тобто слухна умова

$$p_i(u_1, \dots, u_n) = \prod_{j=1}^n p_i(u_j), \quad i = 1, \dots, n, \quad (1)$$

де $p_i(u)$ - щільності розподілу ознак в i -му класі, тоді це є достатньою умовою рівності безумовної й умовної інформативності ознак або, що рівносильне, достатній умові адитивності інформації:

$$J(u_1, \dots, u_n) = \sum_{j=1}^n J(u_j), \quad (2)$$

де $J(u_j)$ - кількість інформації, що міститься в j -й ознаці.

Якщо діагностування стану підшипника кочення розглядати як процес одержання інформації, необхідної для зменшення невизначеності її стану, то як захід невизначеності береться ентропія [8-10].

$$H = -\sum_{i=1}^m p_i \log_2 p_i, \quad (3)$$

де p_i - апіорна ймовірність стану підшипника кочення $\left(\sum_{i=1}^m p_i = 1\right)$;

m - число станів підшипника кочення. При $p_i = 1$ $H = 0$, тобто ніякої невизначеності в стані підшипника кочення немає. Якщо $p_1 = p_2 = \dots = p_m = 1/m$, тоді $H = \log_2 m$, що відповідає максимальному значенню невизначеності.

Кількість інформації про стан підшипника кочення, що міститься в u_j ознаці, можна визначити як різницю початкової й залишкової невизначеності після вимірювання ознаки u_j :

$$J = H_0(u_j) - H(u_j), \quad (4)$$

де $H_0(u_j)$ - ентропія стану за j -ю ознакою до проведення діагностування;

$H(u_j)$ - ентропія стану за тією ж ознакою після проведення діагностування.

Очевидно, що найбільш корисними ознаками є ті, які інваріантні (нечутливі) до змін усередині класу й різко змінюються при переході від одного класу станів до іншого [2-5].

Всі їх ознаки, що характеризують стан підшипника кочення, при вимірюванні можуть одержувати випадкові значення як у результаті похибок вимірювань, так і в результаті розкиду параметрів станів, що належать одному класу. Найбільш інформативними є такі характеристики віброакустичного сигналу, які мало змінюються від експерименту до експерименту при заданні тих самих параметрів технічного стану, тобто мають найменшу дисперсію за умови, що середні значення цих ознак для різних дефектних станів досить відрізняються один від одного, інакше кажучи, дисперсія за всією сукупністю станів велика. Для виділення ознак, що характеризуються мінімальною дисперсією, будується кореляційна матриця ознак:

$$K = \begin{vmatrix} K_{11} & \dots & K_{1n} \\ \dots & \dots & \dots \\ K_{n1} & \dots & K_{nn} \end{vmatrix}, \quad (5)$$

у якій ступінь кореляційних ознак оцінюється за формулою

$$K_{ij} = \frac{\sum_{l=1}^q (u_{il} - Mu_i)(u_{jl} - Mu_j)}{q-1}, \quad (6)$$

де Mu_i й Mu_j - оцінки математичних очікувань ознак u_i , і u_j ;

q - число повторних експериментів.

Якщо ознаки незалежні, тобто $K_{ij} = K_{ji} = 0$, і їхня кореляційна матриця діагональна, легко можна встановити, які ознаки мають мінімальну дисперсію, а

отже, характеризуються більшою інформативністю.

У віброакустичній діагностиці часто приходять до вибору таких ознак, кожна з яких характеризує певну несправність або дефект, так звані "характерні" ознаки, а мінімізація опису об'єкта проводиться виходячи з фізичних міркувань.

Однією з основних вимог до діагностичної ознаки є висока чутливість, тобто більша відносна швидкість її зміни $\partial u / \partial r$ при зміні параметра технічного стану від нормального W_H до дефектного W_D :

$$J = \left| \frac{u_D - u_H}{u_H} \right|. \quad (7)$$

Не менш важливою властивістю діагностичної ознаки є монотонність його зміни при розвитку дефекту, тобто відсутність екстремуму $\partial u / \partial r$ в діапазоні зміни параметра технічного стану.

Вимірювання інформативних ознак обумовлено характером звукоутворення з появою несправності й пов'язане зі структурою сигналу. Саме тому найважливіша роль приділяється моделі формування й зміни віброакустичного сигналу з появою й розвитком дефекту.

Більше за інші розроблено детерміновані моделі, у яких коливальні процеси подаються періодичними функціями, пов'язаними з обертанням або періодичним зіткненням елементів підшипника кочення. Інформативними ознаками тут є амплітуда, тривалість і момент появи імпульсу, а також амплітуда, частота й фаза гармонічного сигналу. Моделі з детермінованими сигналами виправдали себе й дають гарні результати у випадку діагностування порівняно низькооберткових механізмів і з малою кількістю джерел порушення коливань [5].

Набагато складніше виявити дефект, що зароджується, у високообертковому механізмі з більшим числом взаємозалежних джерел порушення. Віброакустичні сигнали в таких об'єктах, як

правило, є випадковими процесами, а діагностичними ознаками служать досить складні характеристики сигналів (спектри, кореляційні функції, кепстри, моментні характеристики законів розподілу ймовірностей тощо).

Якщо незалежні дефекти S_i викликають незалежні впливи $g_k(f_j, S_i)$ на різних частотах f_j , то за принципом суперпозиції реакція лінійної системи в частотній області на вплив дефектів проявляється в спектрі коливань на частотах, характерних для кожного дефекту. Система функціональної залежності виду

$$s_i = F_i(u_{j1}, \dots, u_{jm}), \quad i = 1, \dots, m;$$

$j = 1, \dots, n$ розпадається в цьому випадку на незалежні співвідношення виду $s_i = F_i(u_j)$,

$n = m$. Слід зазначити, що при одночасному впливі декількох дефектів, що викликають зміну амплітуди коливань механізму на одній і тій же частоті, дана модель непридатна. Для того, щоб за спектром вібрації розрізнити дефекти, що викликають кореляційні впливи на механізм, слід звернутися до аналізу не безпосередніх проявів дефекту на частоті його впливу, а до супутніх явищ, що проявляються в інших діапазонах частот і на інших частотах внаслідок змін структури сигналу (викликаних, наприклад, амплітудною модуляцією) або скористатися регресійною моделлю.

У загальному випадку результати діагностичних випробувань підшипників кочення можна подати у вигляді матриці даних, у кожному рядку якої наведений набір ознак $U_{i,j}$, що описують один з m класів станів підшипників кочення,

$$\|U\| = \begin{bmatrix} u_{11} & u_{12} & u_{1m} \\ u_{21} & u_{22} & u_{2n} \\ \dots & \dots & \dots \\ u_{m1} & u_{m2} & u_{mn} \end{bmatrix}. \quad (8)$$

При цьому довільний набір діагностичних ознак не завжди є оптимальний, що дозволяє розділити класи станів підшипників кочення.

Відомо, однак, що найбільш зручною формою показання діагностичної інформації є діагональна матриця

$$\|U\| = \begin{bmatrix} u_{11} & 0 & 0 \\ 0 & u_{22} & 0 \\ \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & u_{mn} \end{bmatrix}, \quad (9)$$

у якій число ознак дорівнює числу класів станів, що діагностуються ($n = m$), а

кожному стану поставлена у відповідність "характерна" діагностична ознака.

При діагностуванні реальних машин матрицю виду (9) побудувати практично не можливо. По-перше, надзвичайно складно знайти одновимірну ознаку, чутливу лише до одного з дефектів. По-друге, одновимірною ознакою, як правило, неадекватно описує поведінку складної механічної системи, особливо в низькочастотному діапазоні. У даній ситуації для поділу класів станів і ідентифікації несправностей об'єкта діагностування можна звернутися до побудови багатовимірної діагностичної моделі на основі групових ознак в ортогональному базисі. Більш прийнятною є така форма подання інформації [9, 10]:

$$\|U\| = \begin{bmatrix} (u_{11}, u_{12}, u_{1m}) & (0, 0, \dots, 0) & \dots & (0, 0, \dots, 0) \\ (0, 0, \dots, 0) & (u_{21}, u_{22}, u_{2k_2}) & \dots & (0, 0, \dots, 0) \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ (0, 0, \dots, 0) & (0, 0, \dots, 0) & \dots & (u_{m1}, u_{m2}, u_{mk_m}) \end{bmatrix}, \quad (10)$$

де кожному виду несправності поставлена у відповідність сукупність характерних ознак $\{u_{i1}, u_{i2}, \dots, u_{ik_i}\}$, причому необов'язково однакової розмірності, тобто $k_i \neq k$. Сформовані в такий спосіб вектори діагностичних ознак різних несправностей виявляються взаємно ортогональними векторами.

Одним з етапів процедури діагностування в цьому випадку є пошук інформативних діагностичних ознак на основі фізичної моделі звукоутворення, відповідної до кожного виду несправності, потім мінімізація числа ознак і виділення компактних множин істотних, найбільш інформативних ознак кожного класу й інваріантних до факторів, що заважають, об'єднаних у незалежні групи.

Подання діагностичних ознак в ортогональних базисах суттєво спрощує процедуру діагностування експлуатаційних дефектів. Оцінку зміни i -го структурного параметра підшипників кочення можна здійснювати, наприклад, за зміною метрики вектора ознак $U_i(t)$, сформованого для i -ї несправності, не турбуючись про поведінку діагностичних ознак інших дефектів. Особливо просто ця процедура реалізується в тому випадку, коли як носії діагностичної інформації використовуються характеристики демодульованих віброакустичних процесів у зонах вимушених і власних частот слабких вузлів буксового вузла, що лімітують його ресурс [1, 3, 6, 8-10]. При зародженні або розвитку локальних пошкоджень контактуючих поверхонь типу викришування або задирки одного з вузлів підшипників кочення в

спектрі віброакустичного сигналу в межах вимушеної частоти kf_z дефектного вузла з'являються або підсилюються комбінаційні частоти $kf_z \pm lf_d$, ($l = 1, 2, \dots$), де f_d - характерна частота потрапляння дефекту в зону контакту. Формування вектора діагностичних ознак проводиться шляхом виділення зі спектра амплітудної або фазової обвідної, частотних складових, кратних частоті потрапляння дефекту в зону контакту, для чого необхідне застосування операції синхронної гребінчастої фільтрації обвідної сигналу. У такий спосіб реалізується адаптація ознакового простору до дефекту. Наявність сукупностей таких характерних діагностичних ознак дозволяє побудувати діагностичну модель, що розпадається на m незалежних елементів (за числом діагностуючих несправностей). При формуванні характерних діагностичних ознак беруть до уваги фізичні процеси порушення коливань під дією несправностей, напрямку діючих сил і їх частотний склад, функції зв'язку з іншими агрегатами. Для повноти опису коливальних процесів і характеру їх поширення по конструкціях букс вимірювання коливальних процесів у

підшипниках кочення доцільно робити спеціальними датчиками, установленими в безпосередній близькості від джерел порушення коливань.

Висновок. При оцінці технічного стану підшипників кочення вимірювання можна виконувати трикомпонентними вібродатчиками (або трьома датчиками, орієнтованими у вертикальному, горизонтальному й осьовому напрямках), установленими на буксових вузлах. Однак для діагностичної мети можна використовувати не всі дані вимірювань, а лише основну інформацію з датчиків у напрямку діючих сил. Для діагностики стану опорних підшипників кочення напрямок вимірювання повинен бути радіальним, а для діагностики упорних підшипників необхідно також урахувувати характеристики осьової вібрації.

Для формування незалежних діагностичних ознак стану контактуючих поверхонь або взаємодіючих з робочим середовищем елементів підшипника надзвичайно корисною є інформація, отримана при аналізі демодульованих вузькосмугових віброакустичних процесів у зоні високочастотних резонансів за межами основних частот вимушених коливань.

Список літератури

1. Баркова, Н.А. Вибрационная диагностика машин и оборудования. Расчет основных частот вибрации узлов машин, параметров измерительной аппаратуры и практическая экспертиза [Текст] / Н.А.Баркова, А.А. Борисов. – СПб.: Изд. центр СПбГМТУ, 2009. – 111 с.
2. Генкин, М.Д. Виброакустическая диагностика машин и механизмов [Текст] / М.Д. Генкин, А.Г. Соколова. — М.: Машиностроение, 1987. — 288 с.
3. Неразрушающий контроль [Текст]: справочник: в 7 т. / под общ. ред. В.В. Клюева. Т. 7: в 2 кн. Кн. 2: Вибродиагностика / Ф.Я. Балицкий, А.В. Барков, Н.А. Баркова [и др.]. — М.: Машиностроение, 2005. — 829 с.
4. Ту, Дж. Принципы распознавания образов [Текст] / Дж.Ту, Р. Гонсалес; пер. с англ.; под ред. Ю.И.Журавлева. — М.: Мир, 1978. — 411 с.
5. Равлюк, В.Г. Вібродіагностика та методи діагностування підшипників кочення буксових вузлів вагонів [Текст] / В. Г. Равлюк // Зб. наук. праць ДонІЗТ. — Донецьк, 2010. — Вип. 21. — С. 177-189.

6. Барков, А.В. Вибрационная диагностика машин и оборудования. Анализ вибрации [Текст] / А.В. Барков, Н.А. Баркова; СЗУЦ. — СПб.: СПбГМТУ, 2004. — 156 с.

7. Равлюк, В.Г. Методологія вібродіагностування буксових вузлів вагонів з підшипниками кочення [Текст] / В.Г. Равлюк, М.Г. Равлюк // Зб. наук. праць ДонІЗТ. — Донецьк, 2011. — Вип. 123. — С. 141-146.

8. Васильева, Р.В. Требования к датчикам для стационарного контроля вибрации машин роторного типа [Текст] / Р.В. Васильева, К.Р. Цеханский // Труды ЦНИИТМАШ. — М., 1988. — №204. — С.101-106.

9. Горелик, А.Л. Методы технической диагностики машин и механизмов [Текст] / А.Л. Горелик, Ф.Я. Балицкий, А.Н. Требунский. — М.: НТЦ «Информатика», 1990. — 204 с.

10. Соколова, А.Г. Методы акустической диагностики зарождающихся дефектов механизмов [Текст] / А. Г. Соколова // Точность и надежность механических систем. Задачи и методы технической диагностики. — Рига: Риж. политехн. ин-т, 1984. — С. 38-48.

Ключові слова: вібродіагностування, підшипник кочення, діагностика, словник, діагностична ознака, спектр вібрації, стан, датчик.

Анотації

Описано етапи формування робочого словника діагностичних ознак для оцінки ідентифікації технічного стану підшипників кочення.

Розроблено детерміновані моделі, у яких коливальні процеси подано періодичними функціями, що пов'язані з обертанням або періодичним зіткненням елементів підшипників кочення, які дають гарні результати у випадку діагностування низькооборотних механізмів.

Описаны этапы формирования рабочего словаря диагностических признаков для оценки идентификации технического состояния подшипников качения.

Разработаны детерминированные модели, в которых колебательные процессы представлены периодическими функциями, связанными с вращением или периодическим столкновением элементов подшипников качения, которые дают хорошие результаты в случае диагностирования низкооборотных механизмов.

Describes the stages in the formation of a working vocabulary of diagnostic features for assessment of identification of the technical condition of rolling bearings.

Developed deterministic model in which the oscillatory processes are presented periodic functions associated with the rotation or periodic clash of the elements of rolling bearings, which give good results in case of diagnosis of low-speed mechanisms.

УДК 629.592:620.178

*Канд. техн. наук Ю.Я. Водянніков,
Т.В. Шелейко,
інж. С.М. Свистун (ДП «УкрНДІВ»)*

*Cand. of techn. sciences Y.Ya. Vodyannikov,
T.V. Sheleyko, eng. S.M. Svistun*

ВІДПОВІДНІСТЬ ГАЛЬМІВНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ПАСАЖИРСЬКОГО ПОЇЗДА З ДИСКОВИМИ ГАЛЬМАМИ ЗАДАНИМ ЗНАЧЕННЯМ ГАЛЬМІВНОГО ШЛЯХУ

COMPLIANCE WITH BRAKE PERFORMANCE PASSENGER TRAINS WITH DISC BRAKES GIVEN VALUE OF STOPPING DISTANCE

Представив д-р техн. наук, професор І.Е. Мартинов

Постановка проблеми. Створення швидкісного та високошвидкісного пасажирського руху неможливе без використання високоефективних гальмівних систем, до яких у першу чергу слід віднести дискові гальма, що все більше застосовуються у вітчизняному пасажирському вагонобудуванні: ПАТ «Крюківський вагонобудівний завод» створив модельний ряд пасажирських вагонів з дисковими гальмами.

Разом з тим відсутність нормативних вимог до дискових гальмівних систем викликає певні труднощі для оцінки їх

гальмівної ефективності, оскільки на відміну від колодкових дискові гальма реалізують силу натиснення не на поверхнях кочення колісних пар (рис. 1), а на дисках, розташованих на осі колісної пари (рис. 2) або центрах коліс (рис. 3). При цьому реалізований коефіцієнт тертя між диском і накладкою залежить лише від матеріалу накладки (Бекоріт (Німеччина) – 0,38, Френопласт (Польща) – 0,35, Косіда (Чехія) – 0,32) і зберігає своє постійне значення упродовж всього періоду гальмування (рис. 4).

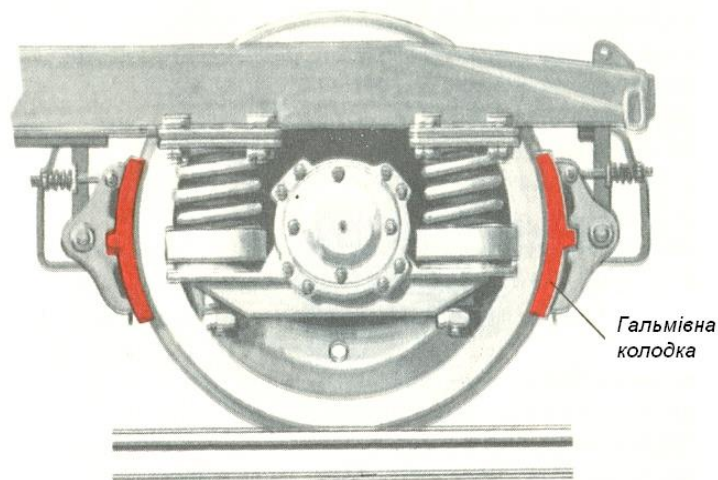


Рис. 1. Реалізація сили натиснення колодковою гальмівною системою

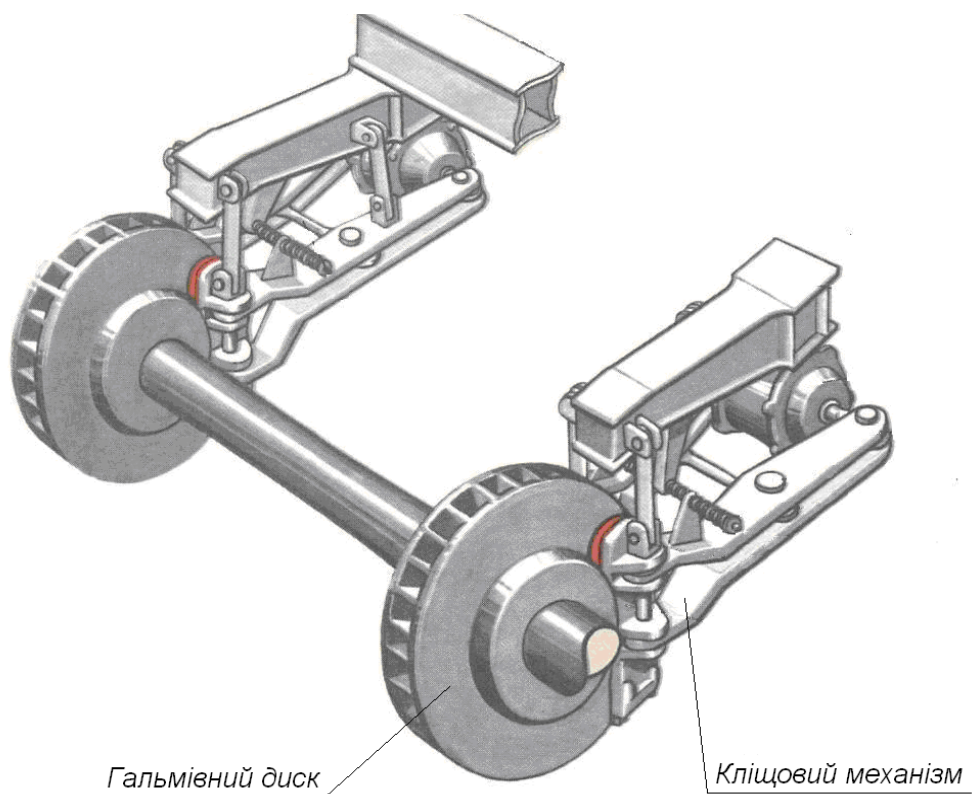


Рис. 2. Гальмівні диски, розташовані на осі колісної пари

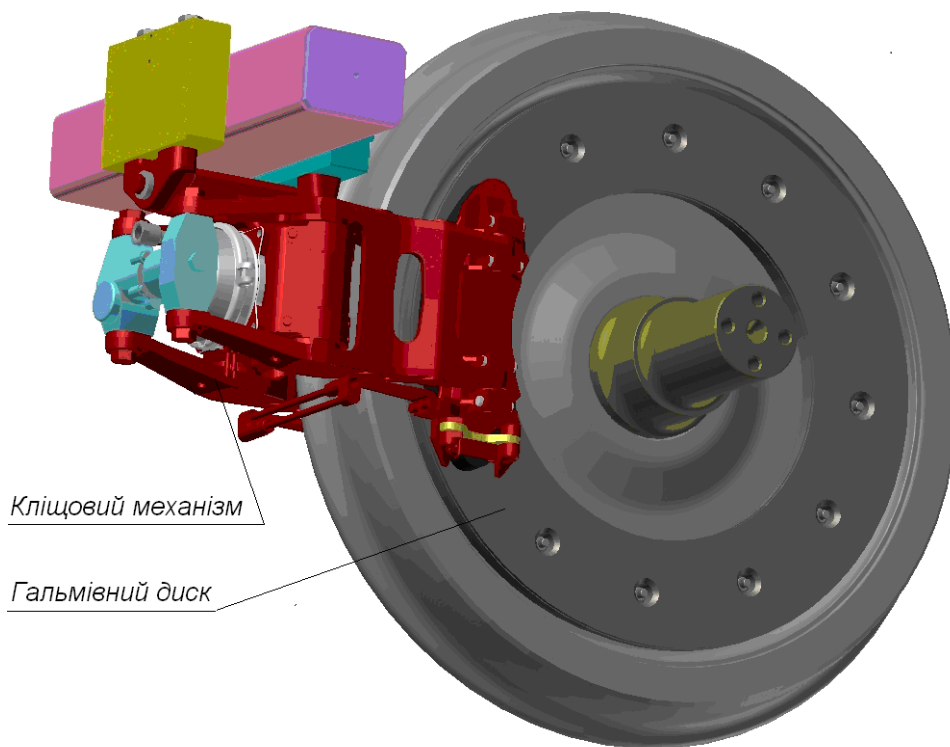


Рис. 3. Гальмівний диск, розташований на колісному центрі

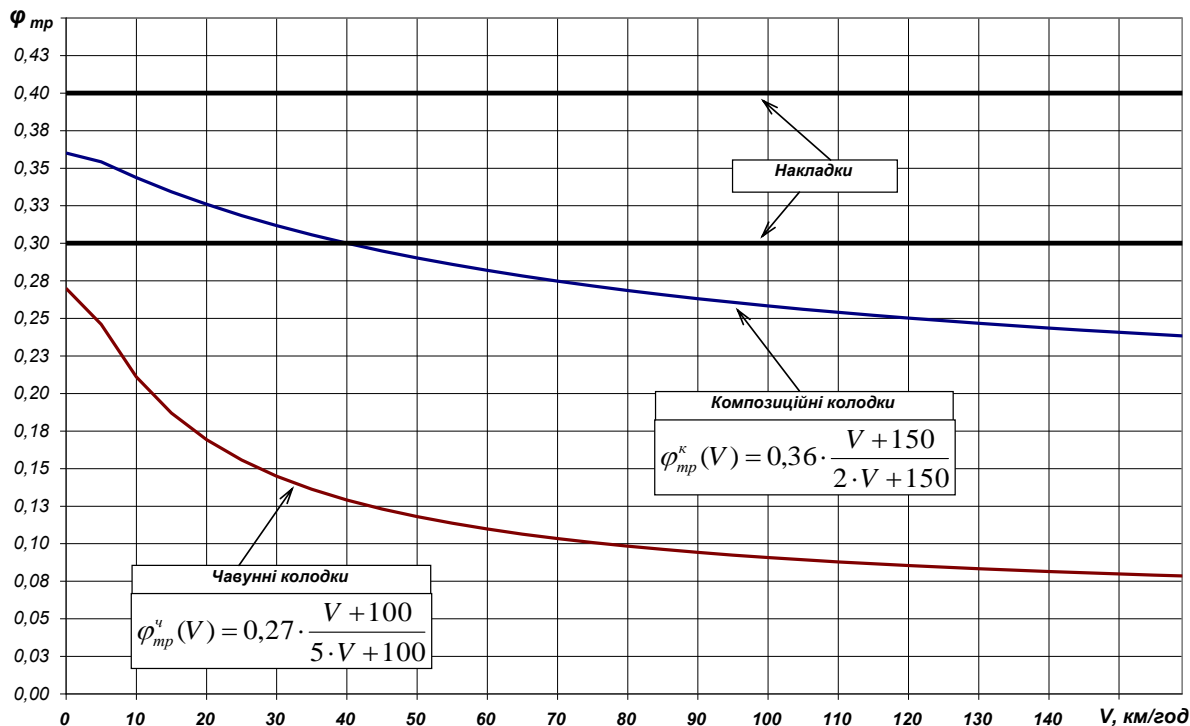


Рис. 4. Залежність коефіцієнтів тертя від швидкості руху

Вказані суттєві відмінності колодкових і дискових гальм зумовлюють необхідність вибору інших критеріїв для оцінки гальмівної ефективності дискових гальмівних систем у порівнянні з колодковими.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Гальмівна ефективність пасажирських вагонів з колодковими гальмами оцінюється за величиною гальмівного коефіцієнта (розрахункового коефіцієнта сили натиснення колодок на поверхні кочення коліс), визначеного як відношення сумарної розрахункової сили натиснення усіх колодок на колеса до ваги вагона. Для допустимих максимальних швидкостей руху поїздів встановлено нормативними документами єдине найменше гальмівне натиснення у перерахуванні на чавунні колодки на кожні 100 тс ваги поїзда [1]. Крім того, гальмівний коефіцієнт для пасажирського поїзда з композиційними колодками та швидкостями руху до 160 км/год за електропневматичного гальмування

повинен бути не менше ніж 0,28 і 0,3 – за пневматичного [2]. При цьому гальмівні шляхи пасажирських поїздів визначаються за таблицями або номограмами залежно від величини гальмівного коефіцієнта [3].

Рух поїзда як єдиної маси у разі несталого гальмування описується нелінійним диференціальним рівнянням [4]:

$$\frac{d^2 S}{dt^2} = -\zeta \cdot \{b_{\delta}(\delta_{\ddot{a}}(t), \varphi_{\delta p}) + \omega_{ox}(v) \pm i_c\} \quad (1)$$

де ζ – питоме уповільнення поїзда;

$\omega_{ox}(v)$ – питомий основний опір руху;

$\pm i_c$ – величина ухилу колії;

b_T – питома гальмівна сила, що визначається за формулою [4]:

$$b_{\delta} = \delta_{\ddot{a}}(t) \cdot \varphi_{\delta \delta} \quad (2)$$

де $\varphi_{тр}$ – коефіцієнт тертя колодок (накладок);

$\delta_{\ddot{a}}(t)$ – дійсний коефіцієнт сили натиснення гальмівних колодок на колеса або, у разі застосування дискового гальма, накладок на диски, приведений до поверхні кочення колеса:

$$\delta_{\ddot{a}} = \frac{r_{\delta\delta}}{R} \cdot \frac{\sum_{i=1}^m \hat{E}_{\ddot{a}i}}{Q+T}, \quad (3)$$

$K_{\delta i}$ – дійсна сила натиснення i -ї накладки на диск;

m – кількість гальмівних накладок;

Q – корисне навантаження (вантажопідйомність) вагона;

T – тара вагона;

r_{mp} – радіус тертя гальмівного диска;

R – розрахунковий радіус колеса по колу кочення для нових коліс.

З аналізу формул (1)-(3) стає очевидним, що універсальною характеристикою, яка б враховувала особливості як колодкового, так і дискового гальма, може бути питома гальмівна сила, а за критерій під час визначення параметрів дискової гальмівної системи служить гальмівний шлях пасажирського поїзда.

Мета статті. Запропонувати процедуру оцінювання відповідності гальмівної ефективності пасажирського поїзда з дисковими гальмами заданим значенням гальмівного шляху, де як характеристика була б питома гальмівна сила.

Викладення матеріалу. У практиці розрахункових досліджень країн СНД найбільше розповсюдження отримав метод числового інтегрування диференціального рівняння руху (1) за інтервалами швидкостей, коли для спрощення під час розв'язання гальмівних задач вводиться допущення, що гальмівна сила, питома опір руху і величина ухилу у прийнятому інтервалі швидкостей є постійними

величинами, а дійсний гальмівний шлях обчислюється як результат підсумовування гальмівних шляхів, визначених за інтервалами швидкостей [4]:

$$S_T = \frac{V_0 \cdot t_i}{3,6} + \sum_1^n \frac{4,17 \cdot (v_i^2 - v_{\hat{e}}^2)}{b_T + \omega_{ox} \pm i_c}, \quad (4)$$

де S_T – повний гальмівний шлях, м;

V_0 – швидкість на початку гальмування, км/год;

n – кількість інтервалів;

V_i і $V_{\hat{e}}$ – початкова і кінцева швидкість поїзда у прийнятому розрахунковому інтервалі швидкостей, км/год;

t_i – час підготування автогальм до дії, с.

Для пасажирських поїздів [5]:

за пневматичного гальмування

$$t_i = 4 - \frac{5 \cdot i_c}{b_T}; \quad (5)$$

за електропневматичного гальмування

$$t_i = 2 - \frac{3 \cdot i_c}{b_T}. \quad (6)$$

Виходячи з прийнятого критерію гальмівної ефективності пасажирських поїздів з дисковими гальмами були побудовані номограми залежності питомої гальмівної сили від гальмівного шляху (рис. 5-10).

Як приклад визначимо гальмівну ефективність, яка забезпечувала б максимальний гальмівний шлях пасажирського поїзда на площадці за екстреного пневматичного гальмування для швидкості 160 км/год не більше ніж 1300 м. Послідовність вибору характеристик може бути подана такими операціями:

1. За номограмою на рис. 6 визначаємо питому гальмівну силу поїзда для гальмівного шляху 1300 м, що складає $b_T = 0,091$.

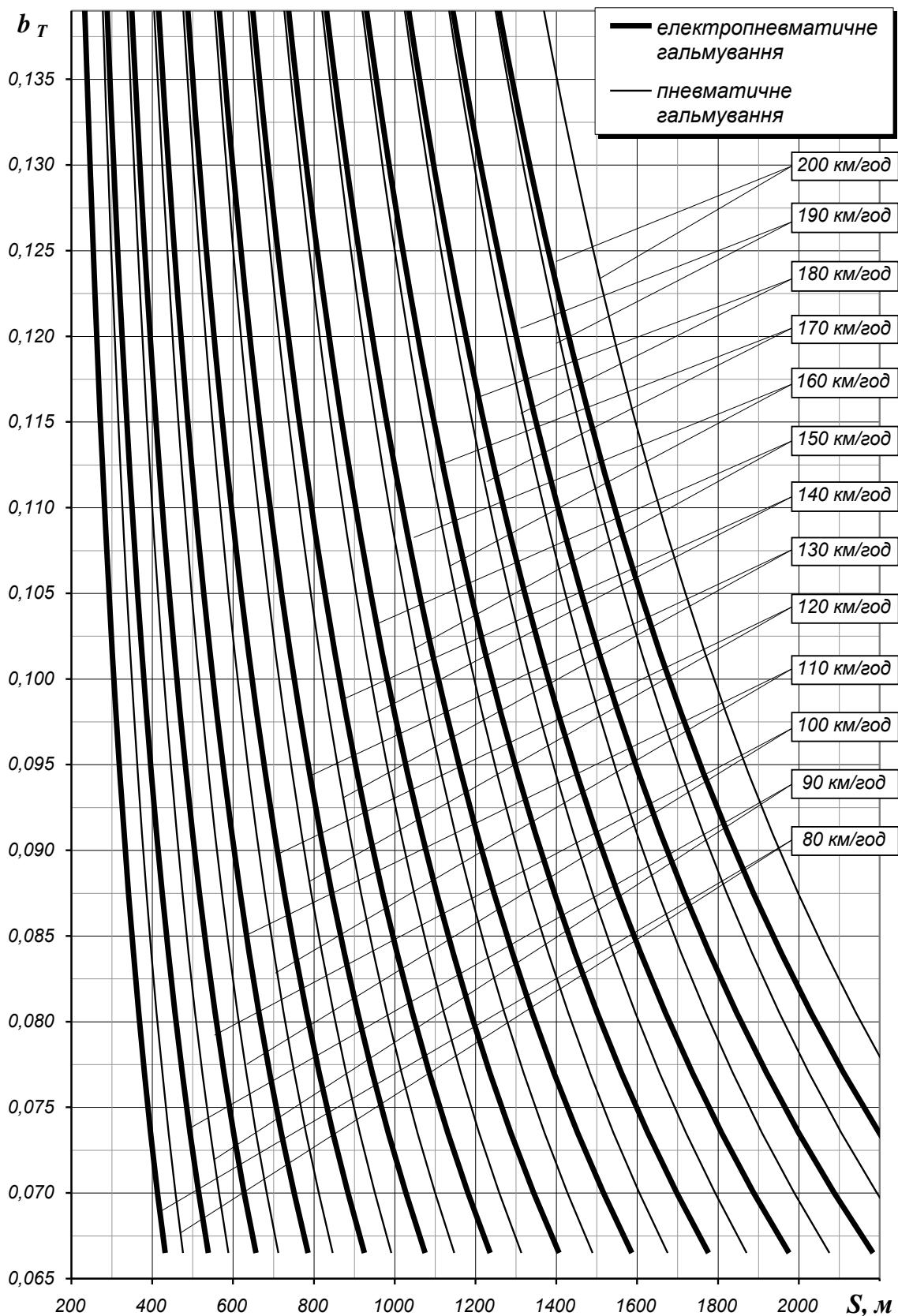


Рис 5. Номограма для визначення питомої гальмівної сили пасажирського поїзда у разі екстреного гальмування на площадці

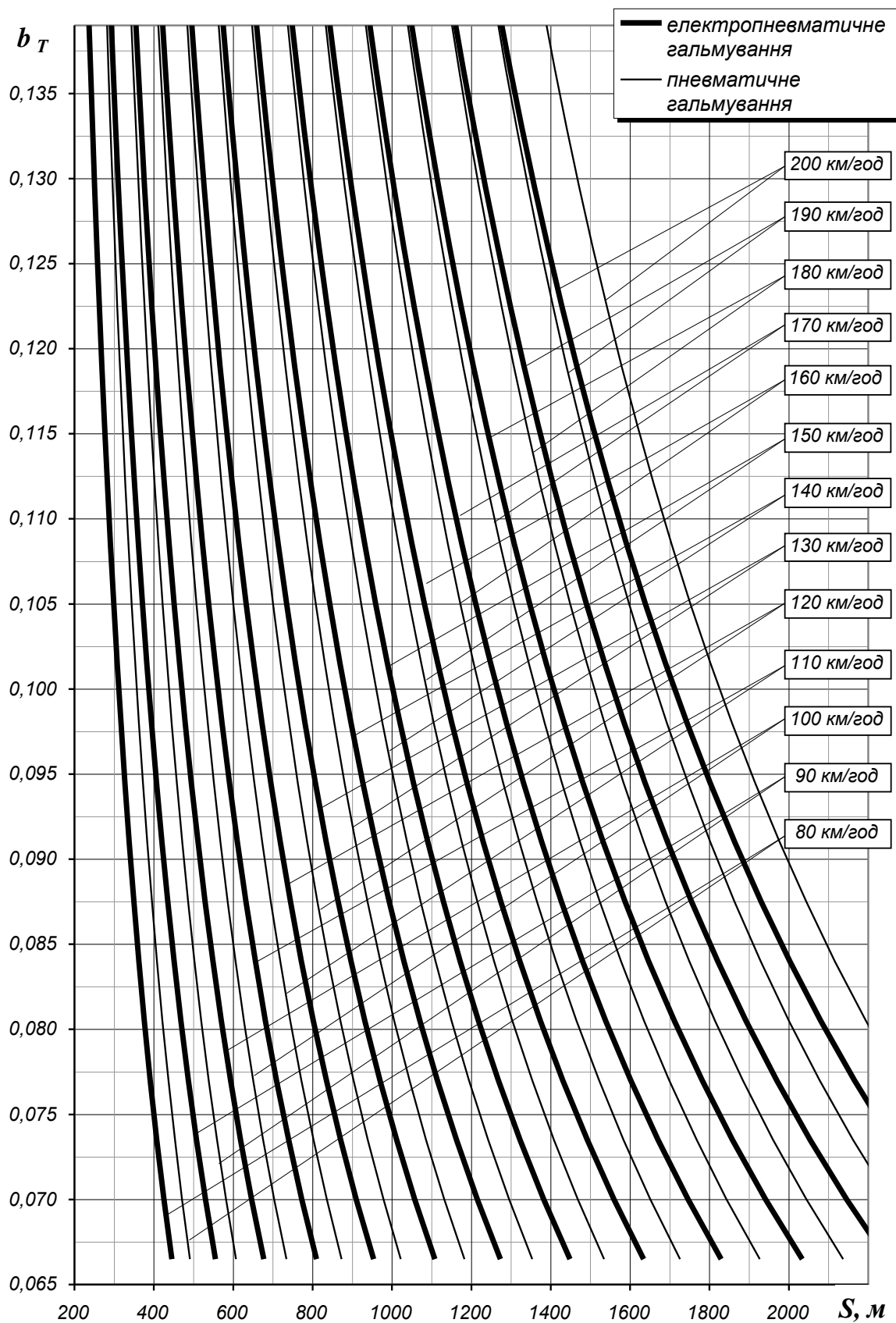


Рис. 6. Номограма для визначення питомої гальмівної сили пасажирського поїзда у разі екстреного гальмування на спуску 2 ‰

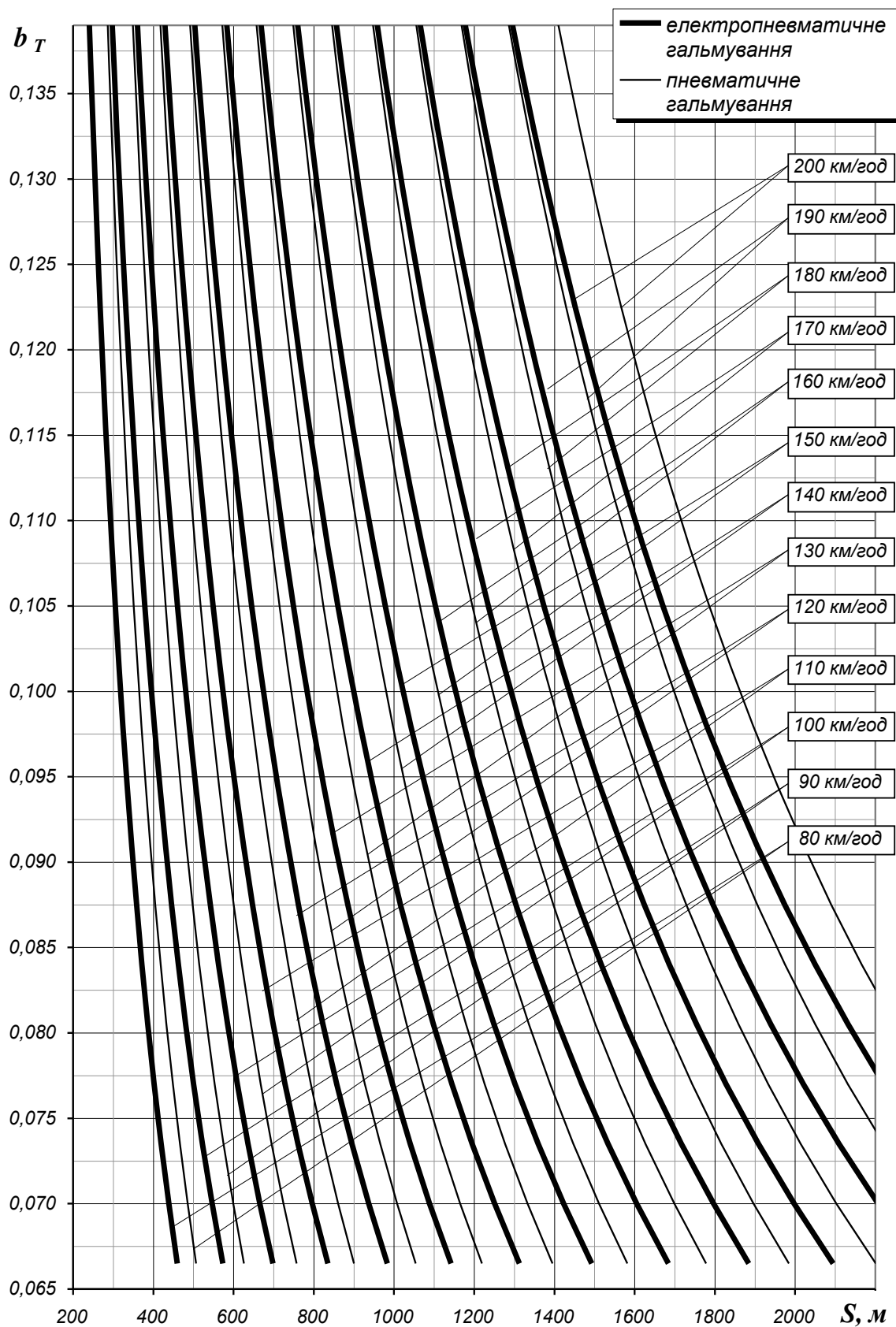


Рис. 7. Номограма для визначення питомої гальмівної сили пасажирського поїзда у разі екстреного гальмування на спуску 4 ‰

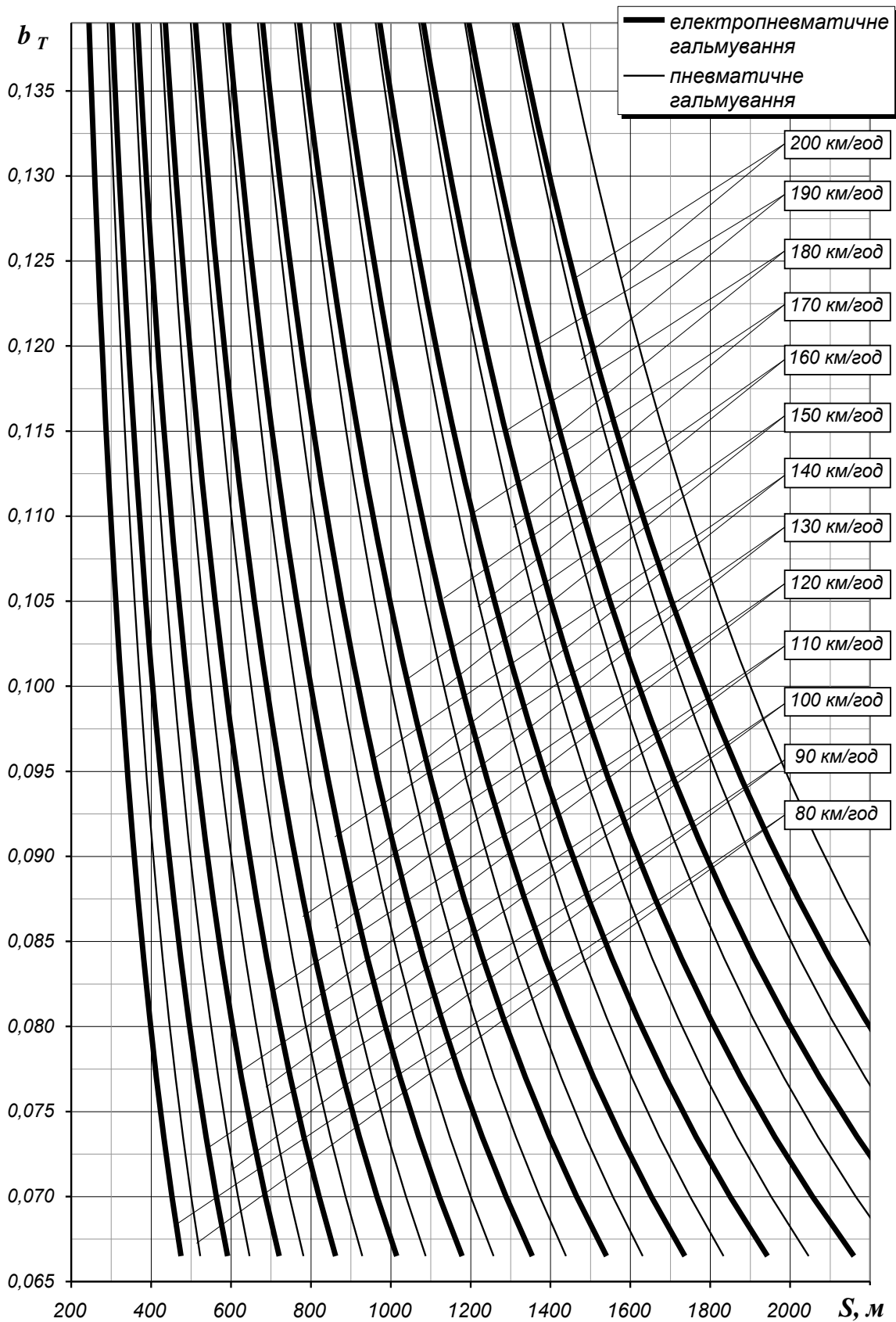


Рис. 8. Номограма для визначення питомої гальмівної сили пасажирського поїзда у разі екстреного гальмування на спуску 6 ‰

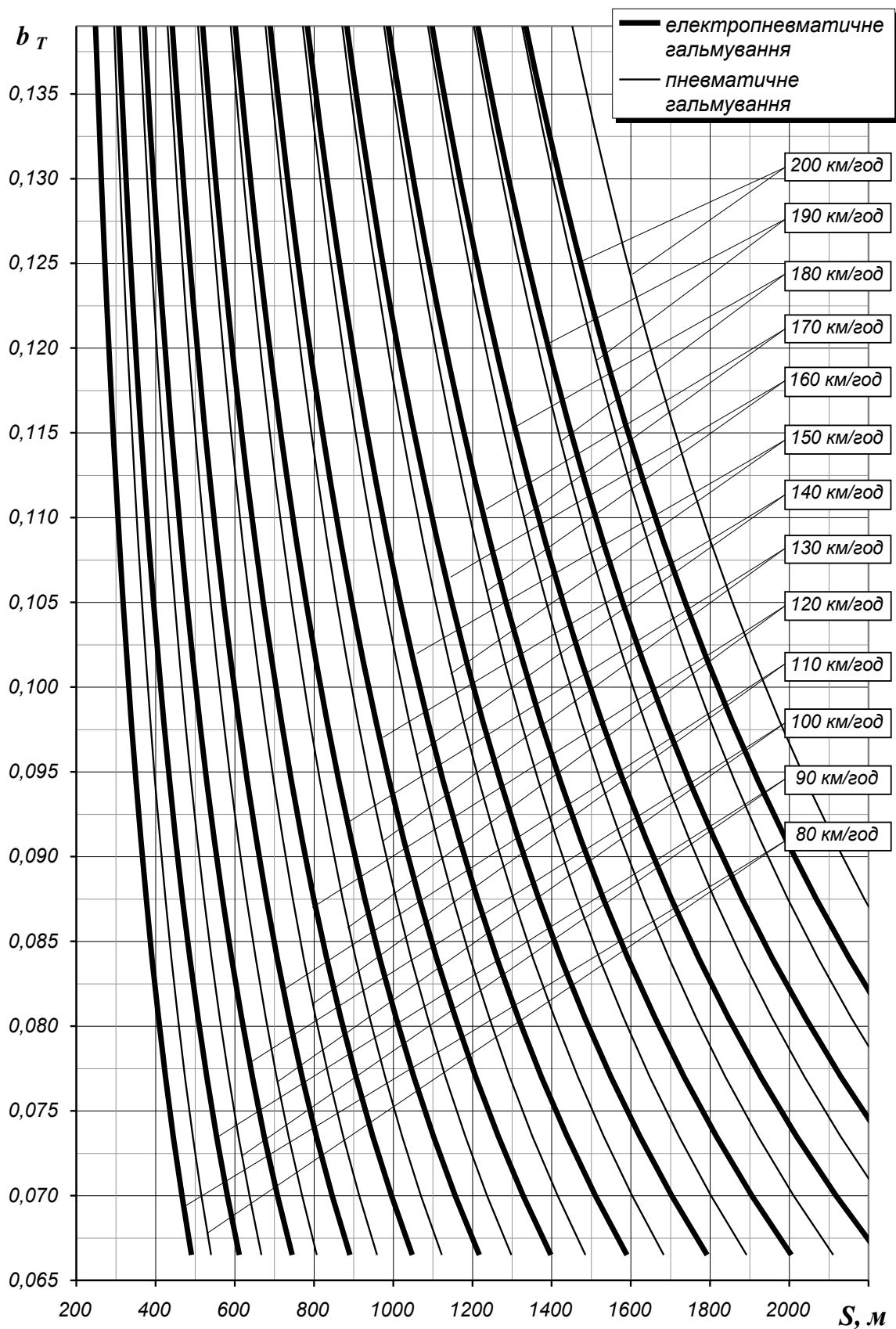


Рис. 9. Номограма для визначення питомої гальмівної сили пасажирського поїзда у разі екстреного гальмування на спуску 8 ‰

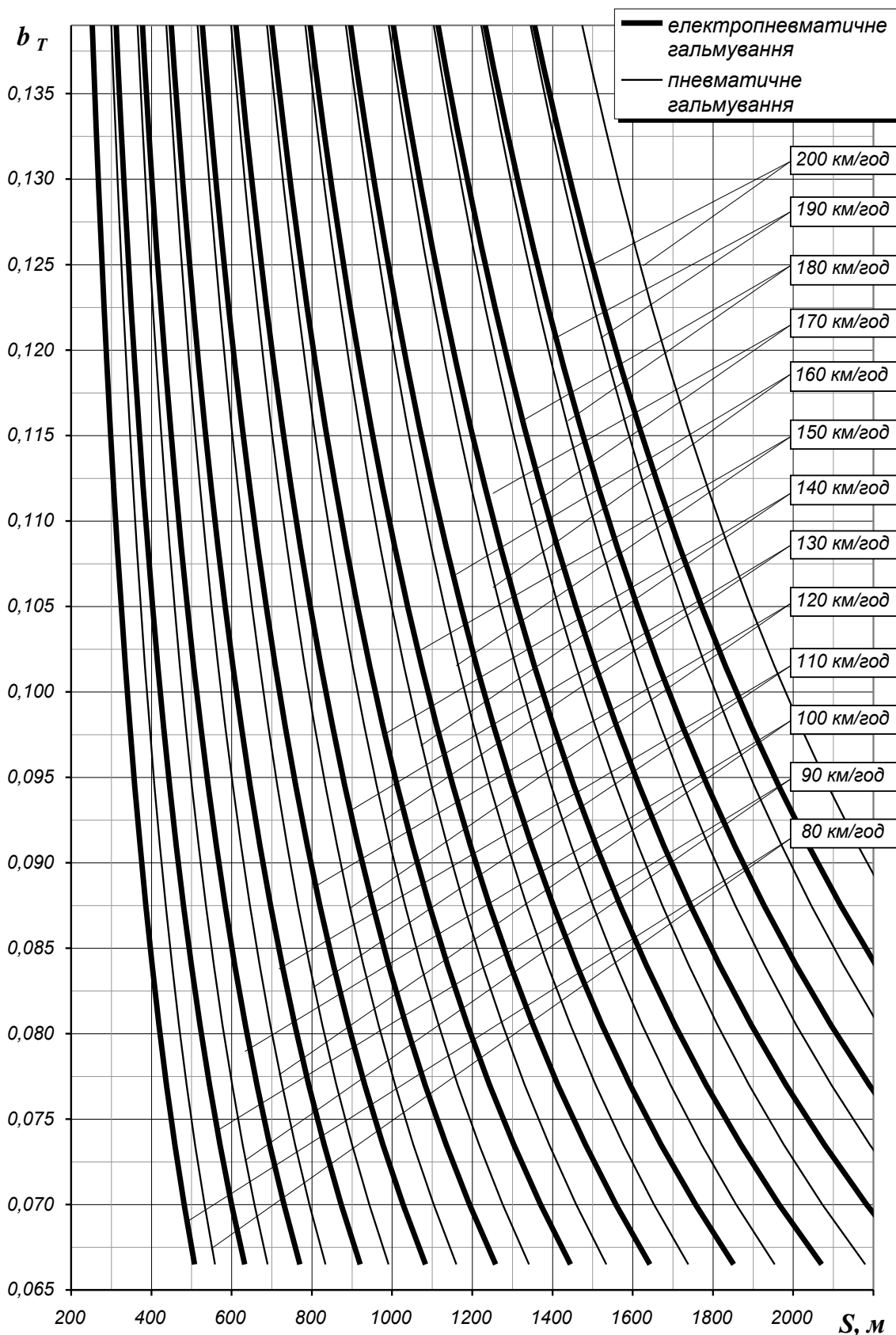


Рис. 10. Номограма для визначення питомої гальмівної сили пасажирського поїзда у разі екстреного гальмування на спуску 10 %

2. Визначаємо гальмівні шляхи поїзда у разі швидкості на початку гальмування 160 км/год на нормованих спусках 6 і 10 ‰, які не повинні відповідно до [6] перевищувати 1600 і 1700 м. За номограмами на рис. 8 і 10 знайдемо $S(-6 ‰)=1380$ м і $S(-10 ‰)=1450$ м, що відповідає вказаній вимозі.

Таким чином, мінімально допустиме значення питомої гальмівної сили пасажирського поїзда задля реалізації гальмівного шляху на площадці 1300 м зі швидкості 160 км/год складає $|b_T| = 0,091$.

Також розглянемо обернену задачу, коли необхідно визначити питому гальмівну силу, яка забезпечувала б гальмівні шляхи пасажирського поїзда 1600 і 1700 м у разі швидкості на початку гальмування 200 км/год за екстреного пневматичного гальмування на нормованих спусках 6 і 10 ‰.

Використовуючи номограми на рис. 8 і 10, знаходимо $b_T(-6 ‰) = 0,1225$,

$b_T(-10 ‰) = 0,119$. Вибираючи найбільше значення, допустима величина питомої гальмівної сили складає $|b_T| = 0,119$. При цьому гальмівний шлях пасажирського поїзда на площадці у разі швидкості на початку гальмування 200 км/год буде дорівнювати 1516 м (рис. 6).

Висновки. Пропоновані номограми дозволяють на стадії проектування одиниць пасажирського рухомого складу з дисковими гальмами виконувати вибір питомої гальмівної сили, що відповідає заданому значенню гальмівного шляху.

Таким чином, відповідність гальмівної ефективності пасажирського поїзда з дисковими гальмами заданим значенням гальмівного шляху на стадії проектування одиниць пасажирського рухомого складу може перевірятися з використанням запропонованого алгоритму і номограм залежності питомої гальмівної сили від гальмівного шляху.

Список літератури

1. ЦТ-ЦВ-ЦЛ-0015 Інструкція з експлуатації гальм рухомого складу на залізницях України [Текст]. – К.: Транспорт України, 2002. – 143 с.
2. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных) [Текст]. – М.: ГосНИИВ-ВНИИЖТ, 1996. – 260 с.
3. Р 549/2. Методика расчета тормозов пассажирских вагонов колеи 1520 мм [Текст]. – Варна, Республика Болгария: Организация сотрудничества железных дорог, 2005. – 12 с.
4. Гребенюк, П.Т. Правила тормозных расчетов [Текст] / П.Т. Гребенюк / Труды ВНИИЖТ. – М.: Интекст, 2004. – 112 с.
5. Иноземцев, В.Г. Нормы и методы расчета автотормозов [Текст] / В.Г. Иноземцев, П.Т. Гребенюк. – М.: Транспорт, 1971. – 56 с.
6. ЦШ-0001. Інструкція з сигналізації на залізницях України [Текст]. – К.: ТОВ «Інпрес», 2008. – 160 с.

Ключові слова: пасажирський поїзд, дискове гальмо, колодкове гальмо, гальмівний шлях, питома гальмівна сила, гальмівний коефіцієнт.

Анотації

Запропоновано процедуру оцінювання відповідності гальмівної ефективності пасажирського поїзда чинним нормативним вимогам, де за універсальну характеристику гальмівної системи беруть питому гальмівну силу, а за критерій – гальмівний шлях пасажирського поїзда. Наведено номограми для визначення питомої гальмівної сили

пасажирського поїзда з дисковим гальмом за заданим значенням гальмівного шляху в діапазоні швидкостей (80-200) км/год.

Предложена процедура оценки соответствия тормозной эффективности пассажирского поезда действующим нормативным требованиям, где в качестве универсальной характеристики тормозной системы принята удельная тормозная сила, а за критерий – тормозной путь пассажирского поезда. Представлены номограммы для определения удельной тормозной силы пассажирского поезда с дисковым тормозом по заданному значению тормозного пути в диапазоне скоростей (80-200) км/ч.

Conformity assessment method of the passenger train braking efficiency to operating normative requirements, where specific braking force is taken as a universal braking force characteristic, and braking distance of a passenger train is taken as its criterion, was proposed. Nomograms for determining specific braking force of the passenger train with the disk brake by a given value of the braking distance in the speed range (80-200) km/h are given.

УДК 621.833: 629.423.2

*Канд. техн. наук С.В. Бобрицький,
канд. економ. наук О.В. Громова*

*Cand. of techn. sciences S.V. Bobritskiy,
cand. of econom. sciences E.V. Gromova*

**ОСОБЛИВОСТІ ВИЗНАЧЕННЯ РОЗРАХУНКОВОГО
ЕКОНОМІЧНОГО ЕФЕКТУ ПРИ ВИКОРИСТАННІ УДОСКОНАЛЕНОЇ
ТЕХНОЛОГІЇ РЕМОНТУ ТЯГОВИХ ЗУБЧАТИХ ПЕРЕДАЧ
РУХОМОГО СКЛАДУ**

**FEATURES OF DETERMINATION OF CALCULATION ECONOMIC
EFFECT AT THE USE OF THE IMPROVED TECHNOLOGY OF REPAIR
OF HAULING GEARINGS OF MOBILE COMPOSITION**

Представив д-р техн. наук, професор О.В. Устенко

Постановка проблеми у загальному вигляді та її зв'язок з важливими науковими та практичними завданнями. Відповідно до основних положень державних і цільових програм [1...3] одним з пріоритетних напрямків розвитку залізниць є створення і впровадження рухомого складу (РС) нового покоління. В той же час через низькі темпи такого

оновлення набувають актуальності питання, пов'язані з підтримкою існуючого РС у працездатному стані в експлуатації.

Одним з основних модулів конструкції РС, що безпосередньо впливає на безпеку руху, є екіпажна частина, до складу якої входить тягова зубчата передача (ТЗП). В роботі [4] зазначено, що для контролю зносу зубців зубчатих коліс

необхідне отримання їх цифрових версій в удосконаленій технології ремонту з подальшим підбором їх пар в залежності від ступеня зносу для отримання якнайкращих характеристик зачеплення, міцності та надійності.

Аналіз останніх досліджень і публікацій показав, що підходи та методики для розрахунку економічного ефекту від впровадження удосконаленої технології ремонту не достатньо висвітлені.

Мета статті і викладення основного матеріалу. Метою статті є висвітлення розробленого підходу та відповідної методики для визначення економічного ефекту в удосконаленій технології ремонту РС.

Методичний аспект запропонованого підходу передбачає таку послідовність дій:

1) визначаються витрати на проведення позапланового ремонту одиниці ТЗП;

2) виконується розрахункова оцінка кількості позапланових ремонтів при використанні традиційних технологій та за методикою [5] визначається очікуване зменшення їх кількості при впровадженні удосконаленої технології ремонту;

3) здійснюється оцінка очікуваного економічного ефекту.

На основі описаного підходу була розроблена відповідна методика, основні положення якої наведені нижче.

Витрати на позаплановий ремонт одиниці ТЗП в загальному вигляді розраховуються за формулою

$$B_{iP} = \tilde{N}_D + \ddot{O}_\emptyset + \gamma \cdot \ddot{O}_{\hat{C}} , \quad (1)$$

де C_P - собівартість ремонту ТЗП, грн;

$C_{ш}$ - ціна шестерні ТЗП;

γ - коефіцієнт, що враховує частку відмов зубчатих коліс ТЗП в порівнянні з відмовами шестерні;

$C_{ЗК}$ - ціна зубчатого колеса ТЗП.

Собівартість ремонту ТЗП розраховується за формулою

$$\tilde{N}_D = \hat{A}_{ND} + \hat{A}_f + \hat{A}_{\hat{X}} + (\hat{A}_{ND} + \hat{A}_f + \hat{A}_{\hat{X}}) \cdot \varepsilon , \quad (2)$$

де B_{CP} - витрати на заробітну плату з нарахуваннями на виконання слюсарних робіт з переформування ТЗП, грн;

B_O - витрати на заробітну плату з нарахуваннями, пов'язані з виконанням робіт по обміру елементів ТЗП, грн;

B_D - витрати на заробітну плату з нарахуваннями, пов'язані з дефектоскопією елементів ТЗП, грн;

ε - коефіцієнт, що враховує відрахування на соціальні заходи.

Витрати на заробітну плату за слюсарні роботи з переформування ТЗП розраховуються за формулою

$$\hat{A}_{ND} = (1 + \alpha + \beta) \cdot T_{CP} \cdot \hat{A}_{\hat{A}NDN} , \quad (3)$$

де T_{CP} - нормативна трудомісткість операцій з переформування ТЗП, год;

$E_{ГТСС}$ - годинна тарифна ставка слюсаря IV розряду з ремонту рухомого складу, грн/год;

α - коефіцієнт, що враховує виплату додаткової заробітної плати;

β - коефіцієнт, який враховує виплату премій, за вилугу років та ін.

Витрати на заробітну плату з нарахуваннями, пов'язані з виконанням робіт по обміру елементів ТЗП, розраховуються за формулою

$$\hat{A}_f = (1 + \alpha + \beta) \cdot T_f \cdot \hat{A}_{\hat{A}fNf} , \quad (4)$$

де T_O - нормативна трудомісткість операцій з обмірювання елементів ТЗП, год;

$E_{ГТСО}$ - годинна тарифна ставка обмірника, грн/год.

Витрати на заробітну плату з нарахуваннями, пов'язані з дефектоскопією елементів ТЗП, розраховуються за формулою

$$\hat{A}_{\bar{A}} = (1 + \alpha + \beta) \cdot T_{\bar{A}} \cdot \hat{A}_{\bar{A}O\bar{N}\bar{A}}, \quad (5)$$

де $T_{Д}$ - нормативна трудомісткість операцій з дефектації елементів ТЗП, грн;

$E_{ГТСД}$ - годинна тарифна ставка техника-дефектоскопіста, грн/год.

Одноразові витрати на впровадження нових технічних рішень, які спрямовані на покращення показників роботи ТЗП, ΔK включають витрати на придбання спеціального устаткування, фотокамери з об'єктивом та спалахом, ноутбука з принтером, відповідного програмного забезпечення.

Річний економічний ефект розраховується за формулою

$$\Delta E = \Delta B_{PIЧ} - \Delta K, \quad (6)$$

де $\Delta B_{PIЧ}$ - річна економія витрат на неплановий ремонт ТЗП, грн.

$$\Delta B_{PIЧ} = \sum B_{PP}^B - \sum B_{PP}^H, \quad (7)$$

де $\sum B_{PP}^B$ - річні витрати на позаплановий ремонт ТЗП до впровадження нових технічних рішень, грн;

$\sum B_{PP}^H$ - річні витрати на неплановий ремонт ТЗП після впровадження нових технічних рішень, грн.

$$\sum \hat{A}_{ID}^A = \hat{A}_{ID} \cdot N_{D^{\times}}^A, \quad (8)$$

$$\sum \hat{A}_{ID}^I = \hat{A}_{ID} \cdot N_{D^{\times}}^I. \quad (9)$$

Звідси річний економічний ефект

$$\Delta E = (\hat{A}_{ID} \cdot N_{D^{\times}}^A + \hat{A}_{ID} \cdot N_{D^{\times}}^I) - \Delta \hat{E}. \quad (10)$$

Після розрахунку річного економічного ефекту розраховується коефіцієнт дисконтування, який враховує нерівноцінність поточних і майбутніх витрат та результатів

$$\alpha_t = (1 + E_H)^{t_P - t}, \quad (11)$$

де E_H - норма дисконту, $E_H = 0,1$;

t_P - рік початку використання технічних рішень;

t - поточний рік.

Описана методика використовується для визначення розрахункового економічного ефекту від використання удосконаленої технології ремонту ТЗП РС залізниць. Так, при ремонті ТЗП електропоїздів серії EP-2 [6] економічний ефект при розрахунковому періоді 10 років склав 494120 грн.

Висновки і рекомендації щодо подальшого використання. Наведені в статті матеріали дозволяють враховувати особливості визначення розрахункового економічного ефекту при використанні удосконаленої технології ремонту ТЗП РС. Їх доцільно використовувати в дослідженні, які спрямовані на створення нового та модернізацію існуючого РС.

Список літератури

1. Державна цільова програма реформування залізничного транспорту [Електронний ресурс]: постанова Кабінету Міністрів України від 16.12.2009 р. № 1390 – К., 2009. – Режим доступу: <http://zakon4.rada.gov.ua/laws/show/1390-2009-%D0%BF>.

2. Стратегія розвитку залізничного транспорту на період до 2020 року [Електронний ресурс]: розпорядження Кабінету Міністрів України від 16.12.2009 р. №1555-р. – К., 2009. – Режим доступу: <http://zakon4.rada.gov.ua/laws/show/1555-2009-%D1%80>.

3. Програма оновлення локомотивного парку залізниць України [Текст], затв. постановою КМУ № 840 від 01.08.2011 р. // Урядовий кур'єр. – 2011. – № 155, 26 листопада.

4. Мороз, В.І. Нова методика визначення експлуатаційних зносів профілів зубців та підбору парних коліс тягових зубчатих передач [Текст] / В.І. Мороз, О.В. Братченко, С.В. Бобрицький // Зб.наук.праць УкрДАЗТ. – Харків, 2010. – Вип. 117. – С.12-16.

5. Калабухін, Ю.Є. Оцінка економічної ефективності впровадження нових методів ремонту тягових зубчатих передач залізничного рухомого складу [Текст] / Ю.Є. Калабухін, О.В. Громова, С.В. Бобрицький // тези доп. 74-ї Міжнар. наук.-практ. конф. – У кн.: Зб. наук. праць Укр. держ. акад. залізнич. трансп. – Харків: УкрДАЗТ, 2012. – Вип. 129. – С. 240.

6. Мороз, В.І. Особливості проведення ремонту тягових зубчатих передач моторвагонного рухомого складу [Текст] / В.І. Мороз, С.В. Бобрицький // Тези доп. XVIII Міжнар. наук.-практ. конф.: «Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я» MicroCAD-2010. – Харків: НТУ «ХП», 2010. – Ч.1. – С. 266.

Ключові слова: рухомий склад, електропоїзд EP-2, тягова зубчата передача, зубчаті колеса, технологія ремонту, розрахунковий економічний ефект.

Анотації

Обґрунтовано доцільність впровадження розроблених в УкрДАЗТ нового підходу та відповідних технологій з контролю технічного стану і ремонту ТЗП, які ґрунтуються на отриманні цифрових версій зубців шестерень і зубчатих коліс з подальшим підбором їх пар в залежності від ступеня зносу для отримання якнайкращих характеристик зацеплення, міцності та надійності. Наведено методику визначення розрахункового економічного ефекту з урахуванням ремонтно-експлуатаційного аспекту формування економічної ефективності за рахунок використання нових методів визначення зносів зубців шестерень та коліс і забезпечення міцності та надійності ТЗП при обґрунтованому формуванні пар «шестерня - колесо» для подальшої експлуатації. Подані результати розрахунку економічного ефекту від впровадження удосконаленої технології ремонту ТЗП електропоїздів серії EP-2.

Обоснована целесообразность внедрения разработанных в УкрГАЗТ нового подхода и соответствующих технологий по контролю технического состояния и ремонта ТЗП, которые основываются на получении цифровых версий зубьев шестерен и зубчатых колес с дальнейшим подбором их пар в зависимости от степени износа для получения наилучших характеристик зацепления, прочности и надежности. Приведена методика определения расчетного экономического эффекта с учетом ремонтно-эксплуатационного аспекта формирования экономической эффективности за счет использования новых методов определения износов зубьев шестерен и колес и обеспечения прочности и надежности ТЗП при обоснованном формировании пар «шестерня- зубчатое колесо» для дальнейшей эксплуатации. Представлены результаты расчета экономического эффекта от внедрения усовершенствованной технологии ремонта ТЗП электропоездов серии ЭР-2.

In the article expedience of introduction is grounded developed in UKRGAZHT of new approach and proper technologies on control of the technical state and repair of TZP, which are based on the receipt of digital versions of points of cog-wheels and gear-wheels with the further selection of their pair depending on the degree of wear for the receipt of the best descriptions of

hooking, durability and reliability. The method of determination of calculation economic effect is resulted taking into account a repair-operating aspect formings of economic efficiency due to using of new methods of determination of wears of points of cog-wheels and wheels and providing of durability and reliability of TZP for the grounded forming of pair of «shesternya- gear-wheel» for further exploitation. The results of calculation of economic effect are presented from introduction of the improved technology of repair of TZP of electric trains of series of ER-2.

УДК 629.4.077-592

*Канд. техн. наук В.В.Бондаренко,
асист. Я.В. Дерев'янчук*

*Cand. of techn. sciences V.V. Bondarenko,
assistant Ya.V. Derevianchuk*

УДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМИ КОНТРОЛЮ ЕЛЕКТРОПНЕВМАТИЧНИХ ГАЛЬМ ПОЇЗДІВ

IMPROVEMENT OF CONTROL ELECTRO-BRAKE TRAINS

Представив д-р техн. наук, професор І.Е. Мартинов

Вступ. Електропневматичні гальма сучасного пасажирського рухомого складу відіграють важливу роль у забезпеченні безпеки руху. Вони мають відмінну керованість, синхронність ступенів гальмування і відпуску, дозволяють точно регулювати швидкість руху і зупинку поїзда.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. У проаналізованій літературі [1-3] відмічено ряд недоліків існуючих електропневматичних гальм, зокрема відсутність обмеження тиску в гальмовому циліндрі при гальмуванні положенням ВА крана машиніста та неавтоматичність дії. Одними з основних недоліків є незадовільне забезпечення контролю та недостатня надійність їх роботи, що значною мірою залежить від надійності електричного кола, особливо міжвагонних з'єднань та інше. Зі збільшенням кількості одиниць рухомого складу в поїзді на

передній план виходить проблема відсутності надійного управління та контролю роботи електропневматичних гальм.

На залізницях Росії та України застосовують декілька простих систем. Контроль електричного кола при найбільш розповсюдженій схемі електропневматичних гальм (рис. 1) здійснюється за рахунок контрольного проводу №2 і подачі через нього, кінцевого замикача (КЗ) і робочого проводу №1 змінної напруги. Про справність електричного кола сигналізує сигнальна лампа, ввімкнена послідовно. Для підвищення надійності роботи електропневматичних гальм використовують дублювання живлення електроповітророзподільників (ЕПР) по контрольному проводу №2 шляхом замикання перемикача (ДП), але при цьому втрачається контроль електричного кола.

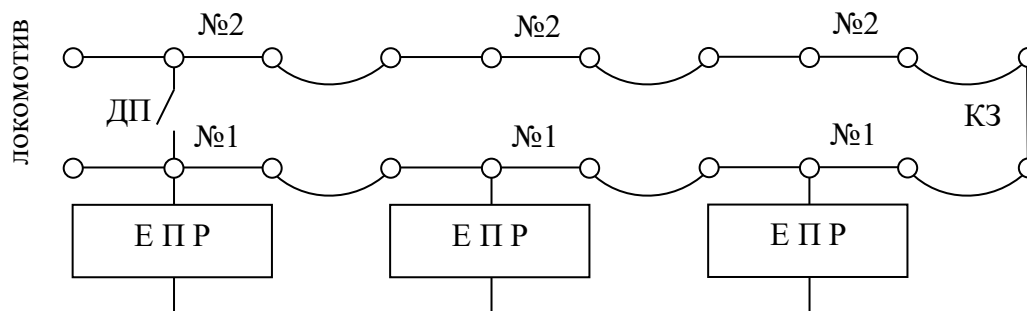


Рис. 1. Найбільш розповсюджена схема контролю електропневматичних гальм

Удосконалити систему електропневматичних гальм поїзда можливо шляхом введення в кожному вагоні датчиків тиску (ДТ) гальмового циліндра (рис. 2), що дає змогу при гальмуванні з'єднувати робочий №1 і контрольний №2 проводи, підвищуючи надійність електричного з'єднання навіть одночасно в декількох місцях. До з'єднувального рукава хвостового вагона під'єднують кінцеву заглушку з напівпровідниковим діодом, що дозволяє при відпущених гальмах, при подачі

позитивного імпульсу напруги на робочому проводі №1 відносно контрольного №2 контролювати невідпущені гальма. Датчик тиску (ДТ) на загальмованому вагоні замикає робочий №1 і контрольний №2 проводи. При повністю відпущених гальмах струм не проходить. При подачі негативного імпульсу напруги на робочому проводі №1 відносно контрольного №2 контролюють електричне коло, що проходить через ці проводи, і діод у кінцевому замкачі (КЗ).

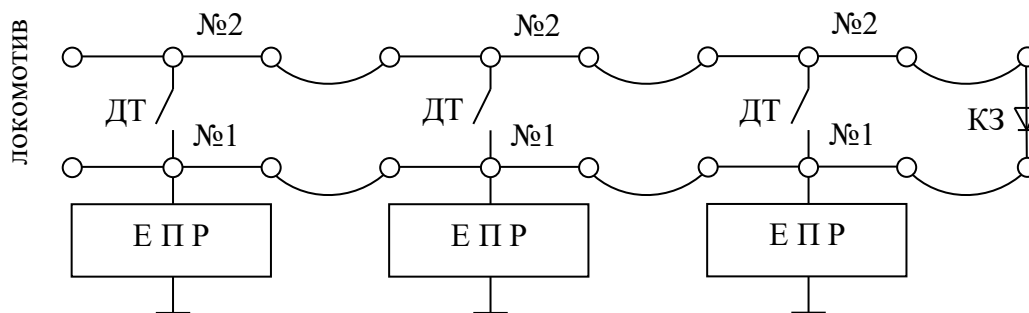


Рис. 2. Система контролю гальм, що розроблена російськими винахідниками

Мета статті. Розроблення нової сучасної системи дистанційного контролю електропневматичних гальм поїздів, яка призначена для виявлення несправностей та попередження можливих відмов гальмової системи під час рейсу та при технічному обслуговуванні і ремонті поїздів.

Виклад основного матеріалу. На кафедрі вагонів УкрДАЗТ під керівництвом доктора технічних наук І.Е. Мартинова розроблена нова система дистанційного контролю електропневматичних гальм поїздів, яка дозволяє під час рейсу поїзда та на зупинці (при технічному обслуговуванні і ремонті) здійснювати контроль технічного

стану гальм, випробування та ідентифікацію несправностей [4]. Діючий прототип системи контролю гальм поїздів (рис. 3) перевірено на базі гальмової

випробувальної лабораторії, яка дозволяє імітувати роботу гальм пасажирських та вантажних вагонів.



Рис. 3. Прототип системи дистанційного контролю гальм поїздів на базі випробувальної станції кафедри вагонів:

1 – світлова індикація вагона, 2 – датчик Д1 гальмового циліндра, 3 – датчик Д2 гальмової магістралі, 4 – датчик Д3 електропневматичного гальма, 5 – блок АЦП, 6 – ПК штабного вагона або АРМ ПТО, 7 – кран машиніста

Датчики Д1-Д3 реєструють такі параметри гальмової системи вагона: Д1 – тиск в гальмовому циліндрі, Д2 – тиск в гальмовій магістралі і Д3 – напругу на електроповітророзподільнику для контролю електропневматичних гальм.

Отримані від датчиків Д1-Д3 сигнали оцифровують та порівнюють з їх еталонними значеннями за допомогою електричної схеми (рис. 4) на основі мікроконтролера Atmega, який встановлено на вагоні. Поява відхилення свідчить про одну з діагностичних ознак. Рід несправності виявляється за величиною відхилення.

Вимірювання величини і полярності напруги на робочому проводі електроповітророзподільника відносно

корпусу здійснюється через обмежувач резистор R11. Діоди VD3 і VD4 пропускають струм залежно від полярності: +50 В через верхній за схемою, -50 В через нижній, при змінній напрузі діоди відкриваються по черзі. Конденсатори С6-С9 згладжують стрибки напруги та усувають високочастотні завади. Оптопарі 4N25 забезпечують повну гальванічну розв'язку електричного кола управління електропневматичними гальмами й електричного кола пристрою. Напруга з оптопар подається на аналого-цифровий перетворювач мікроконтролера Atmega, де обробляється за заданою програмою. До роз'єму XS5 підключають аналогові датчики для вимірювання тиску Д1, Д2 та

інші датчики з аналоговим вихідним сигналом. На виводах роз'єму XS3 вимірюють дискретний сигнал. Про роботу

гальма в основних режимах сигналізують відповідні світлодіоди, що під'єднують до роз'єму XP2.

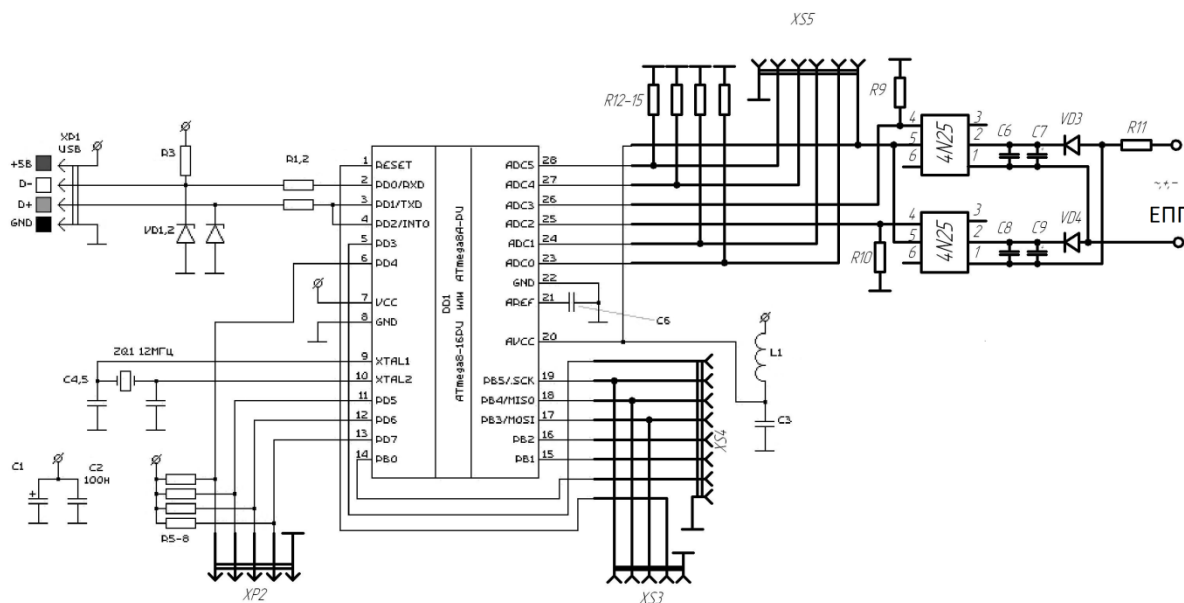


Рис. 4. Схема контролю напруги електропневматичних гальм

Для візуалізації основних режимів роботи гальмового обладнання та розширення функцій системи було додатково розроблено систему індикації стану гальм (рис. 5) з виводом інформації на кузовні світлодіоди (встановлено по 4 діоди різного кольору з кожного боку вагона). Показання світлодіодів слід читати так:

„зелений” – електропневматичні гальма працюють, гальмо відпущене;

„жовтий” – тиск у гальмовому циліндрі (ГЦ) відповідає першому ступеню гальмування;

„червоний” – тиск у ГЦ відповідає другому і наступним ступеням гальмування, повному службовому гальмуванню та екстремому гальмуванню;

„білий” – тиск у ГЦ перевищує допустимий.

Дана система індикації забезпечує зручність при випробуванні та контролі роботи гальм за рахунок світлової індикації вимірюного рівня і стану.

Запропонована схема може працювати автономно, від бортового

джерела електричної енергії. При підключенні по USB-кабелю можна здійснювати бездротову передачу даних на електронно-обчислювальний комплекс вагона для зберігання, обробки і передачі в інформаційно-діагностичну мережу поїзда згідно з [5] або провідну мережу. Встановлення на локомотиві та вагонах допоміжних модулів дозволяє здійснювати не тільки контроль, а й управління електропневматичними гальмами. Електропневматичні гальма можуть також бути доповнені пристроями для регулювання гальмівної сили в залежності від швидкості руху, що значно зменшує гальмівний шлях при високих швидкостях руху і використанні чавунних колодок. Застосування модулів управління і контролю електропневматичними гальмами дозволяє реалізовувати інтелектуальні протиюзові системи, що значно зменшують гальмівний шлях, запобігають пошкодженню колісних пар незалежно від стану колії.



Рис. 5. Світлова індикація режимів роботи гальм:

1 – зелений колір; 2 – жовтий колір; 3 – червоний колір; 4 – білий колір

Висновки. Розроблена система дистанційного контролю дозволяє:

- контролювати величину та полярність напруги на робочому проводі електроповітророзподільника кожного вагона;

- контролювати величину напруги з аналогових датчиків інших систем;

- контролювати стан дискретних датчиків;

- здійснювати світлову сигналізацію роботи електропневматичних гальм;

- здійснювати сигналізацію роботи інших систем в залежності від стану датчиків;

- зберігати звіт про технічний стан об'єкта, для подальшого запису на бортовий електронно-обчислювальний комплекс;

- передавати дані на електронно-обчислювальний комплекс для зберігання, подальшої обробки і передачі на сервер по стандартному USB кабелю;

- контролювати кількість спрацювань електропневматичних гальм вагона або інших систем, що дозволить ремонтувати їх по реальному ресурсу та збільшити міжремонтні терміни;

- здійснювати керування зовнішніми модулями ЕПГ.

Список літератури

1. Иноземцев, В.Г. Автоматический тормоз [Текст]: учебник / В.Г. Иноземцев, В.М. Казаринов, В.Ф. Ясенцев. – М.: Транспорт, 1981. – 464 с.

2. Афонин, Г.С. Устройство и эксплуатация тормозного оборудования подвижного состава [Текст]: учебник для нач. проф. образования / Г.С. Афонин, В.Н. Браценков, Н.В. Кондратьев. – М.: Издательский центр «Академия», 2005. – 304 с.

3. Удальцов, А.Б. Укращення тормозной волни [Текст] /А.Б. Удальцов, С.Е. Либин // Локомотив. – 2006. – №3. – С.40-43.

4. Спосіб дистанційного контролю автоматичних гальм рейкового рухомого складу [Текст]: пат. України на корисну модель 55429 МПК (2009) В 61 К 9/00 G 015 5/14 / В.В. Бондаренко, Я.В. Дерев'янчук; власник Українська державна академія залізничного транспорту. – № u 201007799; заявл. 21.06.2010; опубл. 10.12.2010, Бюл. №23. – 4 с.

5. Спосіб забезпечення доступу до Інтернету у поїздах [Текст]: пат. 68074 України МПК (2012.01) G09F 19 / О.В. Устенко, В.В. Бондаренко, Д.І. Скуріхін; заявник та патентовласник Українська державна академія залізничного транспорту. - № u201111167; заявл. 20.09.2011; опубл. 12.03.2012, Бюл № 5.

Ключові слова: дистанційний контроль, гальма поїздів.

Анотації

Авторами розроблена нова система дистанційного контролю електропневматичних гальм поїздів, яка дозволяє під час руху поїзда та на зупинці, при технічному обслуговуванні і ремонті, здійснювати контроль технічного стану гальм, випробування та ідентифікацію несправностей. Оброблена інформація з датчиків гальмової системи вагона передається до бортового терміналу штабного вагона та/або наземного терміналу по каналах дротового зв'язку або GSM/GPRS та Wi-Fi.

Авторами розроблена нова система дистанційного контролю електропневматических тормозов поездов, которая позволяет во время движения поезда и на остановке, при техническом обслуживании и ремонте, осуществлять контроль технического состояния тормозов, опробование и идентификацию неисправностей. Обработанная информация с датчиков тормозной системы вагона передается на бортовой терминал штабного вагона и / или наземного терминала по каналам проводной связи или GSM / GPRS и Wi-Fi.

The authors developed a new system of trains electropneumatic brake remote control, which allows control of their technical condition, checking and identifying faults during race and stop. Processed information is transferring from sensors of brakes to the onboard terminal and /or ground terminal using wire connection or GSM / GPRS and Wi-Fi.

УДК 629.4.014 (477)

*Канд. техн. наук О.С. Крашенінін (УкрДАЗТ),
інженери В.В. Даценко, Д.О. Бабков
(Укрзалізниця),
асп. Б.Б. Ласинович (УкрДАЗТ)*

*Cand. of techn. sciences O.S. Krasheninin,
engineers V.V. Datsenko, D.O. Babkov,
postgraduate B.B. Lasynovich*

КОМПЛЕКСНА СИСТЕМА КОНТРОЛЮ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ЛОКОМОТИВІВ У ЛОКОМОТИВНИХ ДЕПО

INTEGRATED CONTROL SYSTEM MAINTENANCE OF LOCOMOTIVES IN LOCOMOTIVE DEPOT

Представив д-р техн. наук, професор А.П. Фалендиш

Постановка проблеми. Сучасні вимоги до локомотивів та необхідність їх оновлення в умовах погіршення технічного стану локомотивного парку виникає необхідність в модернізації системи технічного обслуговування і поточного ремонту локомотивів. Перехід від планово-попереджувальної системи утримання локомотивів до системи обслуговування за технічним станом є одним з актуальних питань для залізничного транспорту. Одним з методів вирішення цих завдань є впровадження в локомотивному господарстві комплексної системи діагностування. Це дозволить суттєво покращити умови експлуатації локомотивів, скоротити витрати на підтримку його технічного стану, покращити якість обслуговування і ремонту локомотивів, уповільнити зношування деталей, що можуть спричинити пошкодження в експлуатації.

Аналіз упровадження і використання систем діагностування на залізничному транспорті за кордоном, впровадження систем оптимізації технічного обслуговування транспортних засобів на інших видах транспорту дає змогу зробити

висновок про високу ефективність використання систем діагностування при переході до системи ремонту за станом локомотивів з урахуванням їх експлуатаційної надійності. Сучасний рівень розвитку технічних засобів контролю дозволяє організувати спільну роботу систем управління, діагностування, системи контролю місця перебування локомотива, систем бездротової передачі інформації на пункти технічного обслуговування локомотивів [1].

Аналіз досліджень і публікацій. В окремих депо почала застосовуватися система ТО, ПР локомотивів, що передбачає використання засобів діагностування і враховує їх технічний стан, але тільки як доповнення до діючої системи. За рахунок використання засобів діагностування покращується контроль якості обслуговування і ремонту локомотивів, контролювання показників роботи окремих вузлів та систем, але недоліком цієї системи є значне зростання витрат на утримання ремонтної дільниці через високу собівартість засобів діагностування та збільшення кількості технічних операцій [2].

Виклад основного матеріалу. Ефективне використання засобів діагностування передбачає відхід від планово-попереджувальної системи обслуговування локомотивів і проведення технічних операцій з утримання їх в стані, що відповідає вимогам забезпечення безвідмовної роботи. Таким заходом є впровадження системи діагностування, яка забезпечує три рівні контролю стану локомотивів (оперативний контроль, періодичний контроль і технологічний контроль) (рис. 1).

Оперативний контроль здійснюється в процесі експлуатації локомотивів, що дозволяє оперативно, в будь-який час отримати основну інформацію щодо стану вузла, агрегату чи системи, показників роботи, можливості виникнення загрози пошкодження. Оперативний контроль передбачає можливість аналізу технічного стану основного обладнання локомотивів безпосередньо в процесі експлуатації. Зокрема, забезпечення високого рівня контролю потребують дизель-генераторні установки тепловозів, тягові електродвигуни, силове обладнання, тягові редуктори, буксові вузли, що зазнають сильних навантажень в процесі експлуатації.

Періодичний контроль здійснюється під час проведення ТО локомотивів в депо, для оцінки динаміки зношування вузлів і прогнозування подальшого його розвитку, що здатні призвести до поломки вузла чи

деталі. Він дозволяє забезпечити своєчасне усунення загрози виникнення серйозного пошкодження вузла та оцінити погіршення його експлуатаційних якостей.

Технологічний контроль проводиться після проведення ремонтних робіт та операцій з відновлення вузла, усунення несправностей і дозволяє визначити якість та ефективність ремонтних робіт, що проводились, стан вузла на момент післяремонтного обстеження. Він проводиться під час післяремонтних випробувань локомотивів та дозволяє уникнути експлуатації неякісно відремонтованого обладнання, що не відповідає вимогам післяремонтного технічного стану локомотивів [3].

Така система діагностування дозволяє ефективно використовувати можливості засобів діагностування, що складають її комплекс, і забезпечує досягнення таких важливих показників:

- забезпечує наскрізний контроль обладнання локомотивів як після його ремонту, так і в період експлуатації;
- дозволяє скоротити витрати на утримання ремонтної дільниці завдяки скороченню трудових витрат, витрат на паливо, електроенергію, скороченню часу на обслуговування локомотивів;
- дозволяє зменшити ймовірність виникнення неконтрольованого зносу деталей та їх пошкодження і, як результат, скорочення витрат на позапланові ремонти.



Рис. 1. Трирівнева система діагностування

Впровадження комплексної тривірневої системи діагностування (рис. 1) передбачає такі заходи:

- покращення збору інформації про несправності локомотивів, причини їх виникнення, величини напрацювання вузлів до відмови;
- визначення систем та вузлів, що зазнають найбільшого зносу;
- розподіл вузлів та обладнання за групами для діагностування;
- розроблення на базі груп діагностування комплексної тривірневої

системи діагностування, визначення необхідного обладнання і засобів діагностування;

- оцінка середніх витрат на утримання локомотива при діючій системі обслуговування локомотива, і після впровадження комплексної тривірневої системи діагностування для переходу обслуговування локомотивів за їх технічним станом.

Структура комплексної тривірневої системи діагностування локомотивів зображена на рис. 2.

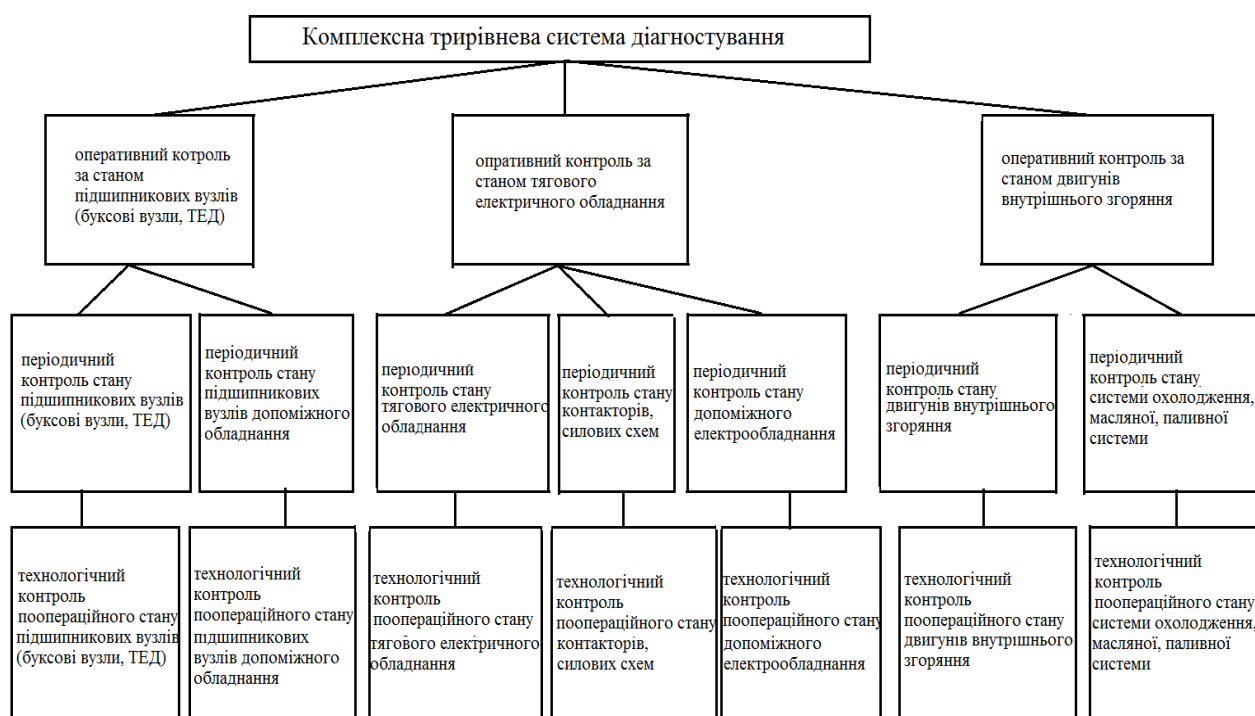


Рис. 2. Розширена структура комплексної тривірневої системи діагностування

Збір інформації про несправності локомотивів та її обробка дозволяють визначити вузли і системи, що потребують першочергового моніторингу і більш частої перевірки технічного стану, розробити програму обстежень локомотива та її періодичність.

Виділення груп з діагностування вузлів необхідно проводити відповідно до впроваджуваного діагностичного обладнання, яке в більшості випадків

орієнтоване на однотипні деталі, що зустрічаються в різних вузлах.

Висновки:

1. Тривірнева система діагностування повинна базуватись на інструментальному та інформаційному забезпеченні шляхом оцінки технічного стану локомотивів.

2. В основу тривірневої системи діагностування слід покласти систематизованість стаціонарних та мобільних засобів з адаптацією їх до конкретних умов організації ТО, ПР.

Список літератури

1. Боднар, Б.Є. Використання інформації бортових систем діагностування з метою прогнозування зміни технічного стану вузлів локомотива [Текст] / Б.Є. Боднар, О.Б. Очкасов // Проблеми механіки залізничного транспорту: Безпека руху, динаміка, міцність рухомого складу та енергозбереження: XII Міжнар. конф. Тези доп / Мінтранс України; ДНУЗТ ім. акад. В. Лазаряна. – Дніпропетровськ: ДНУЗТ, 2008. – С. 37.
2. Основні положення системи технічного обслуговування та ремонту з діагностуванням тягового рухомого складу ЦТ-0035 [Текст]; затв. наказом №47-Ц від 01.02.2002 р. – К., 2002. – 47 с.
3. Комплексная система управления надежностью железнодорожной техники. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: www/URL: <http://www.niitkd.com/main.php?id=55>.

Ключові слова: трирівнева система діагностування, планово-попереджувальна система ТО, ПР локомотивів, система обслуговування та ремонту за технічним станом локомотивів, оперативний контроль стану вузла, періодичний контроль стану вузла, технологічний контроль стану вузла.

Анотації

Упровадження комплексної системи діагностування дасть змогу створити раціональну систему утримання локомотивів у депо за рахунок скорочення витрат на ремонт, покращення якості виконання ремонту, подовження ресурсу обладнання локомотивів.

Внедрение комплексной системы диагностирования позволит создать рациональную систему содержания локомотивов в депо за счет сокращения расходов на ремонт, улучшения качества выполнения ремонта, продления ресурса оборудования локомотивов.

Implementation of a comprehensive system diagnostics will create a rational system locomotives in depot maintenance by reducing the cost of repairing, improving quality of repairs, extend the life of equipment of locomotives.

УДК 629.4.027

Здобувач В.М. Ільчишин (ДП «Укррефтранс»)

Researcher V.M. Ilchyshyn

**ДО ПИТАННЯ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ
КАСЕТНИХ ПІДШИПНИКІВ БУКСОВИХ ВУЗЛІВ ВАНТАЖНИХ ВАГОНІВ**

**QUESTIONS TO INCREASE USE CASSETTE BEARINGS AXLE
UNIT FREIGHT CARS**

Представив д-р техн. наук, професор І.Е. Мартинов

Постановка проблеми у загальному вигляді, її зв'язок з важливими науковими та практичними завданнями. Одним з шляхів підвищення ефективності

залізничного транспорту є зменшення експлуатаційних витрат. Впровадження вагонів нового покоління дозволяє за рахунок підвищеної надійності не лише

збільшити безпеку руху, але й зменшити собівартість перевезення вантажів.

Однією з ознак вагона нового покоління є використання підшипників касетного типу. Їх поширення на залізницях зумовлене такими перевагами:

- застосування конічних касетних роликів підшипників істотно полегшує процеси проведення монтажних і технічного обслуговування, оскільки підшипник поставляється у складі готової букси. В результаті скорочуються витрати матеріальних і трудових ресурсів на проведення монтажних і технічних робіт;

- від потрапляння забруднень ззовні підшипникові вузли надійно захищені комбінованими ущільненнями;

- використання касетних роликів підшипників дозволяє принципово змінити систему ремонту і технічного обслуговування роликів букс.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Вимоги до ресурсу буксових підшипників сформульовані у діючому нормативному документі [1] і складають для вантажних вагонів не менше 1,5 млн км пробігу. Але в [1] під ресурсом розуміють так званий γ -відсотковий ресурс при $\gamma=90\%$. В той же час відомо, що середній ресурс підшипників перевищує γ -відсотковий ресурс в 2-3 рази. Тобто для вантажних вагонів строк служби буксових підшипників повинен складати десятки років, що абсолютно не відповідає дійсності і доведено в роботах [2-4].

В нормативному документі [5] встановлено, що гарантійний термін експлуатації касетних підшипників повинен складати не менше 800 тис. км пробігу. В той же час необхідно зазначити, що це дуже узагальнене значення, яке не враховує особливості сьогоденної експлуатації вантажних вагонів: вагони мають власника, який відповідає за їх технічний стан. Капітальний та деповський ремонт вагонів здійснюється на базовому підприємстві, а не у

випадковому депо (тобто відходимо від знеособленої експлуатації). Крім того, навантаження, наприклад, на критий вагон і напіввагон, дуже відрізняються і мають імовірнісний характер.

Метою дослідження є оцінка працездатності буксового вузла (БВ) з урахуванням зовнішніх впливів, які можуть набувати випадкових значень під час експлуатації вагонів, й визначення імовірності безвідмовної роботи буксового вузла в залежності від швидкості та режиму руху.

Основна частина. Припустимо, що буксовий вузол вагона має певний ресурс, який був вкладений у буксу при її виготовленні. Оскільки конструктивно всі буксові вузли однакові, можна вважати, що вони саме на момент виготовлення мають однаковий ресурс. А закономірності витрачання цього ресурсу залежатимуть від режиму експлуатації конкретного буксового підшипникового вузла, який пов'язаний з режимом експлуатації конкретного вагона та має випадковий характер. Таким чином, граничний ресурс R буксових вузлів можна інтерпретувати як випадкову величину з розмірністю часу (або пробігу).

Припустимо, що кожному i -му вузлу відповідає граничний ресурс $R_i \geq 0$. Значення R_i утворюють послідовність взаємно незалежних однаково розподілених випадкових величин. Таким чином, граничний ресурс R БВ, що розглядаються, можна інтерпретувати як випадкову величину з розмірністю часу (або пробігу).

Як показник надійності, який підлягає перерахунку, використовуємо імовірність безвідмовної роботи, що залежить від часу t і режиму експлуатації $\varepsilon(x)$ вузла

$$R\{t > t\} = p(t, \varepsilon), \quad (1)$$

де t - напрацювання вузла до відмови;

$$\varepsilon = \varepsilon(x), \text{ де } 0 \leq x \leq t.$$

У цьому випадку допускаємо адитивний характер витрачання ресурсу. Тоді модель витрачання t ресурсу в процесі експлуатації матиме такий вигляд:

$$R_\varepsilon(t) = \int_0^t v[\varepsilon(x)] dx, \quad (2)$$

де $v[\varepsilon(x)]$ - швидкість витрачання ресурсу, що залежить від режиму експлуатації.

Момент відмови τ конструкції визначається з умови

$$R = R_\varepsilon(t) \equiv \int_0^\tau v[\varepsilon(x)] dx. \quad (3)$$

Однією з ознак ресурсних випробувань є стабільність режимів навантаження, тобто $\varepsilon(x) \equiv \varepsilon_0$. Це цілком справедливо для умов експлуатації

вагонів у замкнутих маршрутах, оскільки порожній пробіг і простій вагонів мінімальні, а профіль колії і кліматичні умови практично не змінні.

Припустимо, що в постійному режимі експлуатації проводяться випробування N абсолютно однакових вузлів. Моменти їх відмов $\tau_1(\varepsilon_0), \tau_2(\varepsilon_0), \dots, \tau_N(\varepsilon_0)$ вважатимемо значеннями граничних ресурсів

$$\tau(\varepsilon_0) = R_i. \quad (4)$$

Таким чином, випробування в режимі ε_0 дадуть можливість одержати закон розподілення напрацювання вузлів до граничного ресурсу R . Надалі позначимо через $p_0(t)$ імовірність події, яка полягає в тому, що за час t ресурс R не вичерпається

$$p_0(t) = P\{R > t\}. \quad (5)$$

Функція $R_\varepsilon(t)$ монотонно зростає. Тоді

$$p(t) = P\{\tau > t\} = P\{R > R_\varepsilon(t)\} = p_0(R_\varepsilon(t)) \quad (6)$$

Якщо середнє напрацювання конструкції істотно більше за оборот вагона, можна допустити, що випадковий процес $v(t)$ буде ергодичним, тобто при

$t \rightarrow \infty$ інтегральне середнє $v(t)$ буде сходитися за імовірністю до деякої константи:

$$\frac{1}{t} \int_0^t v(t) dt \rightarrow u, \quad (7)$$

де u — середня швидкість витрачання ресурсу.

Випадковий процес $v(t)$ є ергодичним в тому сенсі, що для граничного переходу (7) справедливий закон великих чисел. Тоді справедливе рівняння

$$\lim P\{\alpha\tau > t\} = p_0(ut). \quad (8)$$

Якщо час життєвого циклу букси (ut) у багато разів більший за час використання вагона t , то можна застосувати наближене правило перерахунку

$$p(t) \cong p_o(ut). \quad (9)$$

Критий вантажний вагон може послідовно знаходитися в трьох станах: простій, якому відповідає швидкість ви-

трачання ресурсу v_1 і час перебування в цьому стані t_1 , порожній пробіг (відповідно v_2 та t_2) і пробіг в навантаженому стані (відповідно v_3 та t_3).

Тоді для інтервалу часу, що складається з n циклів обороту вагона, інтегральне середнє процесу $v(t)$ буде мати такий вигляд:

$$\frac{1}{t} \int_0^t v(t) dt = \frac{v_1 \frac{t_1^1 + t_1^2 + \dots + t_1^n}{n} + v_2 \frac{t_2^1 + t_2^2 + \dots + t_2^n}{n} + v_3 \frac{t_3^1 + t_3^2 + \dots + t_3^n}{n}}{\frac{t_1^1 + t_1^2 + \dots + t_1^n + t_2^1 + t_2^2 + \dots + t_2^n + t_3^1 + t_3^2 + \dots + t_3^n}{n}}. \quad (10)$$

При $t \rightarrow \infty$ ліва частина формули (10) наближатиметься до u . Права частина формули (10), у свою чергу згідно з

законом великих чисел, наближатиметься до такого значення:

$$C = \frac{v_1 \cdot t_1 + v_2 \cdot t_2 + v_3 \cdot t_3}{T}, \quad (11)$$

де $T = t_1 + t_2 + t_3$ - оборот вагона.

Для розрахунку інтегрального середнього u в роботі запропоновано як показник технологічного циклу використовувати оборот вагона.

Тоді $u = \sum_1^3 \frac{T_i}{T} v_i$ і можна знайти швидкість витрачання ресурсу. При цьому в першому режимі (простій) швидкість витрачання ресурсу v_1 дорівнює 0, а у третьому (навантажений режим) v_3 дорівнює 1.

Але, розглядаючи навантажений режим експлуатації вагона, необхідно зазначити, що він теж складається з випадкових складових: статичного завантаження вагона, яке залежить від роду вантажу, що в ньому перевозиться, та

середньої дальності перевезення вантажу. Розрахунки проводились у відповідності до даних, що характеризують режим експлуатації вагонів на Одеській залізниці. Було встановлено, що при середньому статичному навантаженні на вагон 62 т та дальності завантаженого рейсу 376 км швидкість витрачання ресурсу у критих вагонів на 13% менше, ніж у напіввагонів. Це дозволяє збільшити ресурс підшипників до 832 тис. км пробігу.

Висновки. Проведені розрахунки свідчать, що ресурс буксових підшипників залежить від режиму експлуатації вагона. Це дає можливість відійти від знеособленого режиму експлуатації та встановлювати ресурс буксових підшипників у залежності від типу вагона.

Список літератури

1. Нормы для расчета и проектирования новых и модернизируемых вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных) [Текст]. – М., 1983. – 258 с.

2. Костеева, Т.Н. Работоспособность подшипников в буксах грузовых вагонов с нагрузкой от оси рельсы 250 кН [Текст] / Т.Н. Костеева // Пути совершенствования конструкций буксовых узлов вагонов с подшипниками качения: Труды ВНИИЖТ. – М.: Транспорт, 1982. – Вып. 654. – С. 26-31.

3. Цюренко, В.Н. Надежность роликовых подшипников в буксах вагонов [Текст] / В.Н. Цюренко, В.А. Петров. – М.: Транспорт, 1982. – 96 с.

4. Мартинов, І.Е. Технічний стан буксових роликопідшипників вантажних вагонів [Текст] / І. Е. Мартинов // Зб. наук. праць. – Харків: ХарДАЗТ, 2000. – Вип. 41. – С. 38-42.

5. Інструктивні вказівки "Підшипники вагонні дворядні касетного типу. Норми безпеки" [Текст]: ЦВ-0125. – К.: Укрзалізниця, 2011. – 27 с. – (Відомчий нормативний документ Державної адміністрації залізничного транспорту України).

Ключові слова: буксовий вузол, підшипник, надійність, режим експлуатації, ресурс.

Анотації

Виконана оцінка працездатності буксового вузла з урахуванням зовнішніх впливів, які можуть набувати випадкових значень під час експлуатації вагонів. Запропоновано визначати ресурс буксового вузла в залежності від рівня завантаженості та дальності вантажного рейсу.

Выполнена оценка работоспособности буксового узла с учетом внешних воздействий, которые могут принимать случайные значения во время эксплуатации вагонов. Предложено определять ресурс буксового узла в зависимости от уровня загрузки и дальности грузового рейса.

The estimation of serviceability of the axle-box site, with consideration of external impacts that may take random values during operation of the cars. Proposed to define resource axle-box site, depending on the level of activity and range of cargo flight.

УДК 629.48.001.76

Соискатель Е.Р. Можейко (ПАО КрВСЗ)

Researcher E.R. Mozheiko

ИННОВАЦИОННЫЕ РАЗРАБОТКИ ПАО "КРЮКОВСКИЙ ВАГНОСТРОИТЕЛЬНЫЙ ЗАВОД"

INNOVATION PJSC "KRYUKOVSKY RAILWAY CAR BUILDING WORKS"

Представил д-р техн. наук, профессор И.Э. Мартынов

На заседании комитета Некоммерческого партнерства "Объединение производителей железнодорожной техники" по координации производителей

грузовых вагонов и их компонентов, которое состоялось в октябре 2012 г. в Саратове (РФ), были утверждены параметры, обеспечивающие инноваци-

онность грузовых вагонов. Это вагоны, характеристики которых позволят оператору или владельцу вагона получить больший экономический эффект по сравнению с используемыми сегодня вагонами за счет увеличения грузоподъемности, межремонтного пробега, повышения уровня надежности, а владельцу инфраструктуры позволят снизить затраты на ее содержание.

В настоящее время универсальный подвижной состав с типовыми характеристиками уже сейчас в профиците, что приводит к перегрузке инфраструктуры железных дорог и снижению спроса на рынке грузового вагоностроения. В связи с чем самое время подумать, каким парком будет осуществляться перевозка грузов в последующие 20 лет и как поднять производительность перевозок. Очевидно, что преимущества инновационных вагонов изменят отношение к ним собственников вагонов.

По объективным причинам инновационный подвижной состав имеет более

высокую стоимость за счет применения дорогостоящих комплектующих, и собственники вагонов не всегда считают выгодным приобретение таких вагонов. Однако применение вагонов, которые оказывают менее негативное влияние на инфраструктуру железных дорог за счет улучшения технико-экономических показателей и обеспечения уменьшения затрат на их техническое обслуживание, показывает, что целесообразнее производить замену устаревшего подвижного состава вагонами с улучшенными техническими характеристиками.

ПАО «Крюковский вагоностроительный завод» в 2005 году одним из первых вагоностроительных заводов на пространстве СНГ приступил к изготовлению инновационного подвижного состава – полувагонов моделей 12-7023 и 12-7023-01 на тележках модели 18-7020 с нагрузкой от колесной пары на рельс 23,5 тс.

Основными преимуществами полувагонов модели 12-7023, 12-7023-01 являются:

| Инновационные полувагоны | Полувагоны с типовыми техническими характеристиками |
|--|---|
| Увеличение межремонтных сроков от постройки до первого деповского ремонта – 4 года или 500 тыс. км | 3 года (210 тыс. км) |
| Увеличение междеповского срока ремонта – 2 года или 250 тыс. км | 2 года (110 тыс. км) |
| Увеличение срока до капитального ремонта – 16 лет | 11 лет |
| Увеличение срока службы – 32 года | 22 года |
| Уменьшение затрат на техническое обслуживание и проведение плановых видов ремонтов | |

При проектировании инновационных полувагонов моделей 12-7023 и 12-7023-01 использованы следующие технические решения, направленные на увеличение межремонтных сроков:

- основные несущие элементы кузова изготовлены из проката из

низколегированной стали повышенной прочности марки 12Г2ФД;

- автосцепное устройство с износостойкой наплавкой;

- поглощающие аппараты повышенной энергоемкости не ниже класса Т1;

- безрезьбовое соединение трубопроводов тормозной системы.

В качестве ходовых частей использованы тележки модели 18-7020 со следующими конструктивными решениями:

- крупное вагонное литье усиленной конструкции;
- балки надрессорные, оборудованные горизонтальными площадками для установки съемных боковых скользунов;
- упруго-катковые скользуны постоянного контакта;
- рессорное подвешивание с нелинейной силовой характеристикой;
- колесные пары, оборудованные подшипниками двухрядными коническими кассетного типа ТВУ 130×230×150 с установкой адаптеров;
- колеса повышенного качества и твердости из стали марки Т с профилем катания ИТМ-73.

В тележке модели 18-7020 применены следующие элементы для защиты пар трения:

- прокладка полимерная в подпятниковом месте балки надрессорной;
- клинья фрикционные из высокопрочного чугуна с установкой полимерной наладки;
- планки фрикционные из износостойкой стали;
- скобы износостойкие в буксовом проеме.

Результаты испытаний по воздействию на путь полувагонов моделей 12-7023 и 12-7023-01 на тележках модели 18-7020 показали, что применение в их конструкции перечисленных технических решений способствует обеспечению на отдельных участках пути улучшенных показателей по воздействию на путь до 20% в сравнении с вагонами типовой конструкции. В отношении инфраструктуры такой вагон не имеет ограничений скорости ниже конструкционной (120 км/ч) ни в груженом, ни в порожнем состоянии, в связи с чем показатели его динамического воздействия на путь существенно ниже.

Партия данных полувагонов (в количестве 1000 шт.), начиная с 2006 года, успешно эксплуатируется на железных дорогах Украины. Дополнительно из их общего числа выбрана партия в количестве 50 шт., эксплуатация которой проходит в замкнутом маршруте под контролем специалистов Днепропетровского национального университета железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна (ДНУЖТ).

Специалистами Государственной администрации железнодорожного транспорта Украины, ДНУЖТ, ПАО "КВСЗ" постоянно проводятся комиссионные осмотры данной партии полувагонов, ведется статистический анализ их эксплуатационных показателей.

Результаты анализа эксплуатационных износостойкостей показывают следующее:

- подтверждается ресурс полувагонов по эксплуатационному периоду от постройки до первого деповского ремонта – 4 года, при этом средний поток отказов опытных вагонов составил 0,093 отказа/10 тыс.км или 0,685 отказа/год;
- постепенно накапливаемые неисправности (износы ходовых частей и пятниковых опор) за межремонтный период не достигли граничных нормативных пределов (ни одной отцепки вагонов для устранения сверхнормативного износа не потребовалось);
- снижена интенсивность изнашивания поверхности катания колес, в результате чего пробег полувагонов между переточками колес достиг порядка 350 тыс.км;
- интенсивность износостойкостей в сочленении адаптера с боковыми рамами снижена до уровня, когда восстановление контактирующих поверхностей при деповских ремонтах вагона не требуется;
- показатели надежности вагонов существенно выше, а значит, меньше простоев в неисправном состоянии.

Подконтрольная эксплуатация полувагонов в инвентарном парке Укрзализныци на протяжении более чем 6 лет подтвердила их высокую экономическую эффективность. Экономический эффект от эксплуатации полувагонов моделей 12-7023 и 12-7023-01 на тележках модели 18-7020 нового поколения на один вагон составляет ориентировочно 1 726 \$ в год, и получается за счет:

- увеличения срока службы в 1,45 раза (32 года против 22 лет);
- увеличения межремонтных пробегов в 2 раза – с 210 тыс. км до 500 тыс. км, в том числе по обточке колес;
- сокращения стоимости жизненного цикла полувагона по сравнению с серийным в пересчете на 1 год нормативного срока службы более чем в 2,8 раза;
- сокращения затрат на тягу поездов в связи с уменьшением коэффициента трения и сопротивления движению поезда до 10%.

В 2008 году получено разрешение Комиссии Совета по железнодорожному транспорту полномочных специалистов вагонного хозяйства железнодорожных администраций на эксплуатацию полувагонов модели 12-7023, 12-7023-01 на тележках модели 18-7020 в межгосударственном сообщении.

В 2012 году Белорусской железной дороге переданы в эксплуатацию 500 полувагонов модели 12-7023 на тележках модели 18-7020 производства ПАО «КВСЗ».

Таким образом, оптимальная конструкция полувагонов мод. 12-7023, 12-7023-01 и тележки модели 18-7020, использование в конструкции полувагона высококачественных узлов и деталей, изготовленных на ПАО «КВСЗ» и предприятиях-поставщиках свидетельствуют о высокой надежности инновационных полувагонов.

Критериям инновационности соответствуют не только полувагоны моделей

12-7023 и 12-7023-01. Уже сегодня ПАО «Крюковский вагоностроительный завод» предлагает целый ряд инновационных грузовых вагонов различных типов. Это – контейнерная 80-футовая платформа модели 13-7024-01, вагоны-хопперы для перевозки зерна модели 19-7016-01 и модели 19-7053-01 с повышенным объемом кузова на тележках модели 18-7020. Данные вагоны уже имеют допуск к эксплуатации в межгосударственном сообщении. Завод видит перспективу использования инновационной железнодорожной техники и продолжает работу по распространению тележки модели 18-7020 под другими серийно выпускаемыми моделями грузовых вагонов.

Стратегией вагоностроителей в развитии инновационной техники должно стать создание вагонов увеличенной производительности, которые позволят сократить расходы на содержание инфраструктуры, эксплуатацию, отправку грузов.

В настоящее время ПАО «КВСЗ» ведет широкомасштабную работу по постановке на серийное производство вагонов-цистерн. В частности, с 2012 года начата работа по созданию вагона-цистерны для перевозки нефтепродуктов модели 15-7076, включающая в себя закупку современного оборудования для производства данных вагонов.

Целью является постановка на серийное производство вагона-цистерны для нефтепродуктов с диаметром котла 3200 мм для последующей реализации железнодорожным администрациям и компаниям-перевозчикам пространства колеи 1520 мм, а также расширение номенклатурного ряда грузовых вагонов для более полного удовлетворения потребностей потенциальных заказчиков и укрепления имиджа ПАО «КВСЗ» как крупнейшего и надежного предприятия отрасли.

В будущем планируется расширение модельного ряда вагонов-цистерн на базе вновь создаваемого вагона-цистерны модели 15-7076.

Всевозрастающее в последние годы количество грузоперевозок на основных направлениях железных дорог стран СНГ подтверждает необходимость создания подвижного состава нового поколения с увеличенной до 25,0 тс осевой нагрузкой и повышенной надежностью ходовых частей, от конструкции которых во многом зависит стабильная эксплуатация грузовых вагонов.

Украинские вагоностроители также заинтересованы в создании таких вагонов.

В настоящее время на ПАО «КВСЗ» ведутся работы по постановке на производство полувагона и вагона-хоппера с увеличенной грузоподъемностью на грузовой тележке модели 18-9836 «Моушн Контрол» с осевой нагрузкой 25,0 тс. Вагоны уже прошли приемочные испытания и рекомендованы межведомственной комиссией к изготовлению установочной серии.

Ключевые слова: вагоностроение, инновационные разработки, производство.

Аннотации

Розкрито основні перспективи розвитку вітчизняного вагонобудування в умовах сучасності, що дозволяють виходити на ринок і бути конкурентоспроможними не тільки на державному рівні, але і на міжнародному.

Раскрыты основные перспективы развития отечественного вагоностроения в условиях современности, позволяющие выходить на рынок и быть конкурентоспособными не только на государственном уровне, но и на международном.

In the article basic prospects of development of domestic car building in modern conditions, allowing to enter the market and be competitive not only at the state level, but also internationally.

УДК 621.436

Канд. техн. наук О.В. Братченко

Cand. of techn. sciences O.V. Bratchenko

НОВИЙ ПІДХІД ДО ПРОЕКТУВАННЯ ВИСОКОЕФЕКТИВНИХ ГАЗОРОЗПОДІЛЬНИХ КУЛАЧКІВ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК ТЕПЛОВОЗІВ

A NEW APPROACH TO DESIGN HIGH EFFICIENCY GAS-DISTRIBUTING POWER CAMS PLANTS LOCOMOTIVES

Представив д-р техн. наук, професор О.В. Устенко

Постановка проблеми і аналіз останніх досліджень у напрямку її вирішення. Виконання основних положень Державної цільової програми реформу-

вання залізничного транспорту на 2010-2015 роки (затверджена Постановою КМУ №1390 від 16.12.2009 р.) пов'язане з необхідністю зниження витрат на

експлуатацію та ремонт наявного тягового рухомого складу. Це визначило актуальність науково-дослідних розробок, спрямованих на підвищення паливної економічності і надійності енергетичних установок типу Д49, Д80, які використовуються у складі тепловозів експлуатаційного парку Укрзалізниці.

Одними з перспективних досліджень у цьому напрямку слід вважати роботи з поліпшення процесів газообміну в циліндрах енергетичних установок тепловозів (ЕУТ), що досягається за рахунок ефективного функціонування кулачкових механізмів газорозподілу (КМГР) [1,2]. При цьому в розв'язанні задачі досягнення високих значень часу-перерізу (ЧП) клапанів, забезпеченні потрібних фаз газорозподілу при дотриманні вимог міцності і надійності КМГР в цілому ключова роль належить кулачкам привода впускних і випускних клапанів [3,4].

Аналіз літературних джерел показав, що в конструкції приводів впускних і випускних клапанів ЕУТ типу Д49, Д80 використовуються тангенціальні кулачки, профілі яких окреслені прямими і дугами кіл [5]. Для забезпечення якісного робочого процесу в циліндрах ЕУТ ефективність за ЧП клапанів у таких кулачків є достатньою. Але при їх застосуванні в КМГР спостерігаються прояви незадовільної динаміки – виникають «м'які» удари (миттєві за часом стрибкові зміни прискорень ланок), що в експлуатації тепловозів призводить до пошкоджень поверхонь робочих профілів газорозподільних кулачків, відмов певних вузлів клапанних приводів, а також зниження показників паливної економічності і надійності ЕУТ в цілому [6].

Це визначило доцільність використання в конструкції КМГР сучасних ЕУТ безударних газорозподільних кулачків. Разом з тим відомі методи синтезу безударних профілів (наприклад, методи Курца, «Полідайн»,

Драбкіна Я.І.) [5,7,8] не забезпечують отримання потрібних, особливо для форсованих ЕУТ, значень ЧП клапанів.

За результатами проведених в Українській державній академії залізничного транспорту досліджень були розроблені нові методи проектування високоефективних безударних газорозподільних кулачків, профілі яких описуються заданими за відповідними умовами базовими безрозривними кривими прискорень штовхачів КМГР, що складаються з 12-14 окремих сполучених відрізків [9,10]. Причому кожний з відрізків характеризується певними параметрами (протяжністю і рівнями прискорень в характерних точках), шукані величини яких повинні задовольняти прийняті умови на проектування КМГР. Це визначає багатоетапність і суттєву трудомісткість процесу профілювання нових високоефективних безударних кулачків привода клапанів сучасних ЕУТ.

Мета статті і викладення основного матеріалу. В статті наведено опис нового підходу до проектування високоефективних газорозподільних кулачків ЕУТ, який на відміну від вказаного вище базується на використанні математичних залежностей, отриманих для розрахунків координат профілів кулачків, кінематичних і динамічних характеристик КМГР. Його особливістю є формування та подальше використання базової кривої прискорень штовхача, яка характеризується малою кількістю відрізків (тобто параметрів, величини яких безпосередньо задовольняють не тільки задані за вимогами робочого процесу умови, а й встановлені обмеження на виготовлення та характеристики функціонування КМГР).

На рис. 1 для отримання розрахункових залежностей запропонована базова крива зміни аналогів прискорень роликів штовхача (клапана) a_{qi} за кутом обертання кулачка φ_i для ділянки віддалення кутової протяжності φ_B .

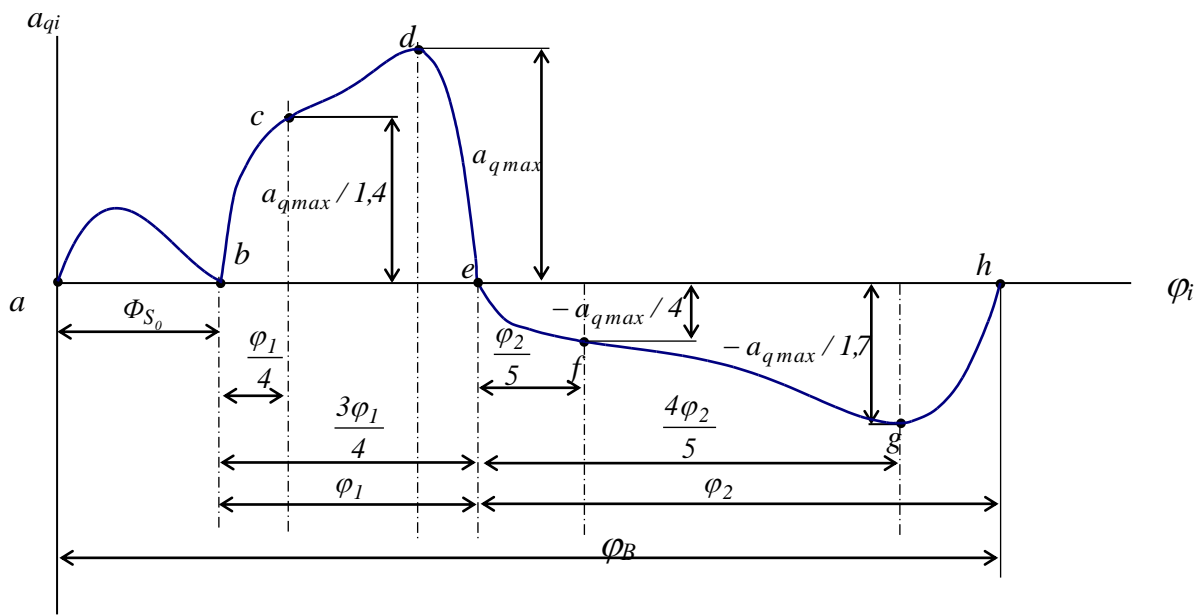


Рис.1. Базова крива прискорень роликів штовхача КМГР енергетичної установки тепловоза, яку синтезовано у відповідності до запропонованого підходу

На ділянці наближення (фазовий кут φ_H) комплексна крива складається лише з трьох сполучених відрізків: вибирання теплового зазора $a-b$ (протяжністю Φ_{S_0}), додатних прискорень $b-e$ (протяжністю φ_1), від'ємних прискорень штовхача $e-h$ (протяжністю φ_2). На кожному відрізку криві описуються власними поліномами відповідних ступенів. При заданих максимальному переміщенні штовхача (клапана) S_{max} , куті дії кулачка φ_d (фазах газорозподілу), величинах теплового зазора S_0 і аналогу швидкості штовхача в кінці відрізка $a-b$ v_{q0} (відповідає швидкості посадки клапана на сідло) синтезування складної базової кривої здійснюється шляхом задання вказаних на рис. 1 координат опорних точок (a, b, c, d, e, f, g, h), кожна з яких відповідає визначеній умові виконання одного з обмежень, що враховуються в [10].

Нижче наведені отримані на основі запропонованої базової кривої математичні

залежності для визначення поточних значень аналогів прискорень a_{qi} , аналогів швидкостей v_{qi} і переміщень S_i штовхача за кутом повороту кулачка φ_i для кожного з відзначених відрізків.

Відрізок $a-b$: $0 \leq \varphi_i \leq \Phi_{S_0}$

$$a_{qi} = A_0 \varphi^3 + B_0 \varphi^2 + C_0 \varphi;$$

$$v_{qi} = \frac{1}{4} A_0 \varphi^4 + \frac{1}{3} B_0 \varphi^3 + \frac{1}{2} C_0 \varphi^2;$$

$$S_i = \frac{1}{20} A_0 \varphi^5 + \frac{1}{12} B_0 \varphi^4 + \frac{1}{6} C_0 \varphi^3,$$

де A_0, B_0, C_0 - коефіцієнти, що визначаються з урахуванням наведених вище вимог при розв'язанні системи рівнянь

$$\begin{cases} A_0 \Phi_{S_0}^3 + B_0 \Phi_{S_0}^2 + C_0 \Phi_{S_0} = 0; \\ \frac{1}{4} A_0 \Phi_{S_0}^4 + \frac{1}{3} B_0 \Phi_{S_0}^3 + \frac{1}{2} C_0 \Phi_{S_0}^2 = v_{q0}; \\ \frac{1}{20} A_0 \Phi_{S_0}^5 + \frac{1}{12} B_0 \Phi_{S_0}^4 + \frac{1}{6} C_0 \Phi_{S_0}^3 = S_0. \end{cases}$$

Відрізок *b-e*: $0 \leq \varphi_i \leq \varphi_1$

$$a_{qi} = A_1 \varphi_i^n + B_1 \varphi_i^m + C_1 \varphi_i^p + D_1 \varphi_i^q;$$

$$v_{qi} = \frac{1}{(n+1)} A_1 \varphi_i^{n+1} + \frac{1}{(m+1)} B_1 \varphi_i^{m+1} + \frac{1}{(p+1)} C_1 \varphi_i^{p+1} +$$

$$+ \frac{1}{(q+1)} D_1 \varphi_i^{q+1} + v_{q0};$$

$$S_i = \frac{1}{(n+1)(n+2)} A_1 \varphi_i^{n+2} + \frac{1}{(m+1)(m+2)} B_1 \varphi_i^{m+2} + \frac{1}{(p+1)(p+2)} C_1 \varphi_i^{p+2} +$$

$$+ \frac{1}{(q+1)(q+2)} D_1 \varphi_i^{q+2} + v_{q0} \varphi_i + S_0,$$

де A_1, B_1, C_1, D_1 - коефіцієнти, що визначаються з урахуванням наведених вище вимог з системи рівнянь

$$\left\{ \begin{array}{l} A_1 \varphi_1^n + B_1 \varphi_1^m + C_1 \varphi_1^p + D_1 \varphi_1^q = 0; \\ A_1 (0,25 \varphi_1)^n + B_1 (0,25 \varphi_1)^m + C_1 (0,25 \varphi_1)^p + D_1 (0,25 \varphi_1)^q = \frac{a_{q \max}}{1,4}; \\ A_1 (0,75 \varphi_1)^n + B_1 (0,75 \varphi_1)^m + C_1 (0,75 \varphi_1)^p + D_1 (0,75 \varphi_1)^q = a_{q \max}; \\ A_1 n (0,75 \varphi_1)^{n-1} + B_1 m (0,75 \varphi_1)^{m-1} + C_1 p (0,75 \varphi_1)^{p-1} + D_1 q (0,75 \varphi_1)^{q-1} = 0. \end{array} \right.$$

Показники ступенів полінома приймаються з урахуванням вимог на проектування із вказаних інтервалів значень: $n = 1 \dots 3$; $m = 5 \dots 7$; $p = 0,1 \dots 0,9$; $q = 3 \dots 5$.

Відрізок *e-h*: $0 \leq \varphi_i \leq \varphi_2$

$$a_{qi} = A_2 \varphi_i^r + B_2 \varphi_i^s + C_2 \varphi_i^t + D_2 \varphi_i^u;$$

$$v_{qi} = \frac{1}{(r+1)} A_2 \varphi_i^{r+1} + \frac{1}{(s+1)} B_2 \varphi_i^{s+1} + \frac{1}{(t+1)} C_2 \varphi_i^{t+1} +$$

$$+ \frac{1}{(u+1)} D_2 \varphi_i^{u+1} + v_{qle};$$

$$S_i = \frac{1}{(r+1)(r+2)} A_2 \varphi_i^{r+2} + \frac{1}{(s+1)(s+2)} B_2 \varphi_i^{s+2} + \frac{1}{(t+1)(t+2)} C_2 \varphi_i^{t+2} +$$

$$+ \frac{1}{(u+1)(u+2)} D_2 \varphi_i^{u+2} + v_{qle} \varphi_i + S_{le},$$

де A_2, B_2, C_2, D_2 - коефіцієнти, що визначаються з урахуванням наведених вище вимог із системи рівнянь

$$\left\{ \begin{array}{l} A_2\varphi_2^r + B_2\varphi_2^s + C_2\varphi_2^t + D_2\varphi_2^u = 0; \\ A_2(0,2\varphi_2)^r + B_2(0,2\varphi_2)^s + C_2(0,2\varphi_2)^t + D_2(0,2\varphi_2)^u = -\frac{a_{q\max}}{4}; \\ A_2(0,8\varphi_2)^r + B_2(0,8\varphi_2)^s + C_2(0,8\varphi_2)^t + D_2(0,8\varphi_2)^u = -\frac{a_{q\max}}{1,7}; \\ A_2r(0,8\varphi_2)^{r-1} + B_2s(0,8\varphi_2)^{s-1} + C_2t(0,8\varphi_2)^{t-1} + D_2u(0,8\varphi_2)^{u-1} = 0. \end{array} \right.$$

Показники ступенів полінома приймаються з урахуванням вимог на проектування із вказаних інтервалів значень: $r = 0, 1 \dots 0,5$; $s = 1 \dots 3$; $t = 3 \dots 7$; $u = 3 \dots 9$.

У наведених формулах постійні інтегрування S_{IE} і v_{qIE} визначаються за умов плавного сполучення ділянок профілю кулачка, тобто рівняння переміщень штовхача S , а також аналогів швидкості v_q і прискорень штовхача a_q в точці e сполучення окремих кривих на ділянках.

Запропонований новий підхід до проектування високоефективних газорозподільних кулачків використовувався в

пошукових дослідженнях, спрямованих на удосконалення конструкції кулачкових механізмів газорозподілу ЕУТ типу Д49 і Д80. Нижче як приклад наведені матеріали розрахункових досліджень з проектування безударних високоефективних газорозподільних кулачків ЕУТ типу Д80.

В основу розрахунків було покладено використання наведених вище математичних залежностей. Отримані результати у вигляді графіків переміщень S_k , швидкостей v_k і прискорень a_k клапанів подані на рис.2.

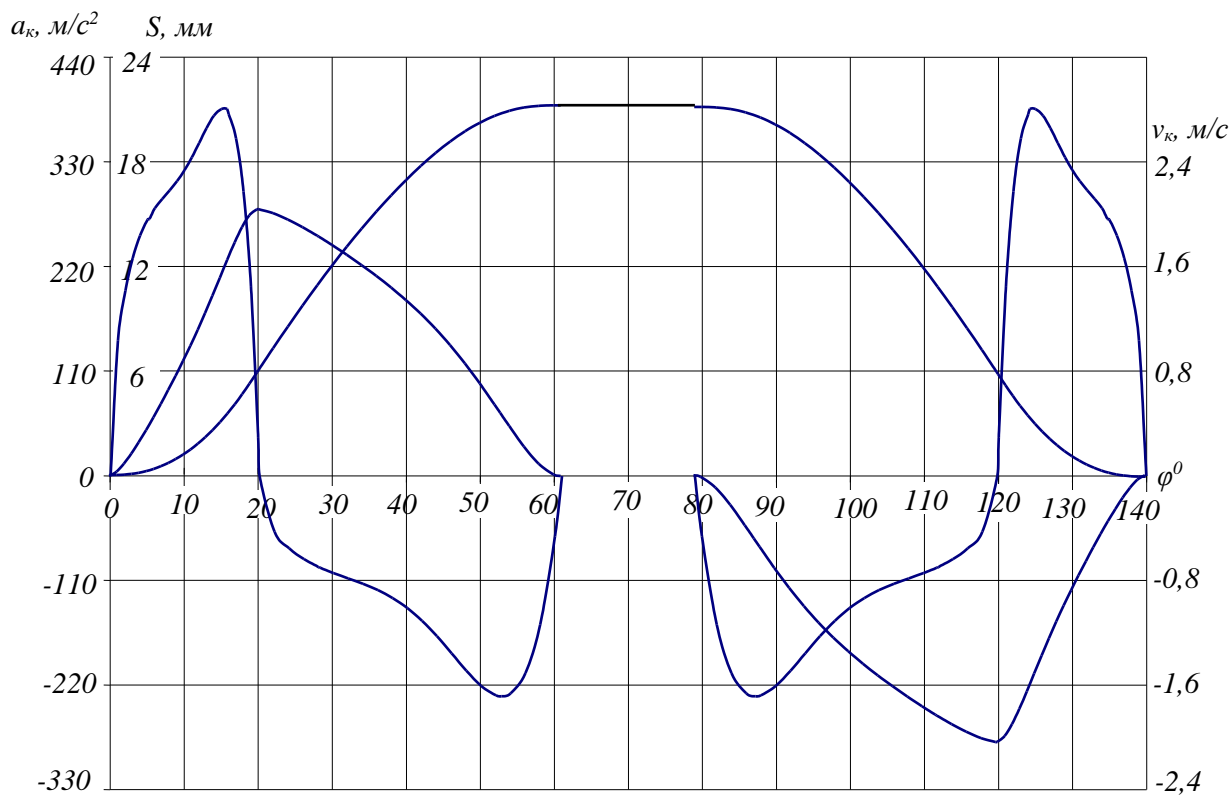


Рис. 2. Кінематичні характеристики клапанів ЕУТ типу Д80 з новими безударними високоефективними кулачками

Їх аналіз показав, що при використанні запропонованих газорозподільних кулачків замість серійних тангенціальних при штатних конструктивних параметрах і вимогах на проектування забезпечується збільшення ЧП клапанів на 15...17%, зниження контактних напружень у парі «кулачок-ролик штовхача» на 20%, безрозривний характер роботи кінематичного ланцюга КМГР, допустимі швидкості посадки клапанів на сідло. При цьому у порівнянні з методами, описаними в роботах [9,10], суттєво (на 20%) знижується трудомісткість проведених пошукових досліджень.

Висновки і перспективи використання. Наведені в статті матеріали дають змогу вирішувати складні завдання проектування безударних високо-ефективних газорозподільних кулачків ЕУТ. У порівнянні з кулачками, які спрофільовані за відомими методиками, вони забезпечують досягнення гранично високих значень ЧП клапанів в умовах заданих обмежень.

Запропонований підхід доцільно використовувати при створенні нових і удосконаленні існуючих КМГР енергетичних установок тепловозів.

Список літератури

1. Володин, Л.И. Локомотивные энергетические установки [Текст]: учеб. для вузов ж.-д. трансп. / Л.И. Володин, В.З. Зюбанов, В.Д. Кузьмич [и др.]; под ред. А.И. Володина. – М.: ИПК «Желдориздат», 2002. – 718 с.
2. Поварков, И.Л. Совершенствование систем воздухообеспечения тепловозных дизелей [Текст] / И.Л. Поварков, Г.Г. Антохин. – М.: ИНТЕКСТ, 1999. – 190 с.
3. Мороз, В.І. Оцінка резервів поліпшення експлуатаційних показників тепловозних дизелів типу Д80 за рахунок модернізації механізму привода клапанів [Текст] / В.І. Мороз, О.В. Братченко, О.А. Логвіненко // Зб. наук. праць. – Харків: ХарДАЗТ, 2000. – Вип. 41. – С. 10-13.
4. Мороз, В.І. Удосконалення конструкції транспортних технічних засобів [Текст] / В.І. Мороз, О.В. Братченко // Залізничний транспорт України. – 2004. – № 3. – С. 24-26.
5. Марченко, А.П. Двигуни внутрішнього згоряння [Текст]: серія підручників у 6 т. Т.2. Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин / А.П. Марченко, М.К. Рязанцев, А.Ф. Шеховцов. – Харків: Прапор, 2004. – 384 с.
6. Исследование состояния ремонтного фонда дизелей типа Д49, подлежащих капитальному ремонту [Текст]. Ч. 5. Привод распределительного вала. Лоток распределительного вала. Распределительный вал. Антивибратор маятниковый и демпфер вязкостный. Водяной насос. Проектно-конструкторско-технологическое бюро по ремонту локомотивов. – Полтава, 1990. – 71 с.
7. Корчемный, Л.В. Механизм газораспределения двигателя: Кинематика, динамика, расчет на прочность [Текст] / Л.В. Корчемный. – М.: Машиностроение, 1964. – 211 с.
8. Эфендиев, А.И. О профилировании кулачка клапанного привода для тепловозного дизеля с высоким наддувом [Текст] / А.И. Эфендиев, Я.И. Дабкин // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: Вища шк., 1969. – Вып. 9. – С. 134-145.
9. Мороз, В.І. Методика проектування високоефективних кулачків привода клапанів форсованих тепловозних дизелів [Текст] / В.І. Мороз, О.В. Братченко, О.А. Логвіненко // Зб. наук. праць. – Харків: УкрДАЗТ, 2002. – Вип. 51. – С. 47-53.
10. Мороз, В.І. Новий підхід до динамічного синтезу безударних профілів газорозподільних кулачків транспортних дизелів [Текст] / В.І. Мороз, О.В. Братченко, К.В. Астахова // Зб. наук. праць. – Харків: УкрДАЗТ, 2008. – Вип.99. – С. 242-249.

Ключові слова: енергетична установка тепловоза, кулачковий механізм газорозподілу, газорозподільний кулачок, час-переріз, динамічні характеристики.

Анотації

Запропоновано новий підхід до проектування високоефективних газорозподільних кулачків енергетичних установок тепловозів. Відзначено, що особливістю такого підходу є формування та подальше використання базової кривої прискорень штовхача, яка на відміну від відомих при обмеженій кількості шуканих параметрів ураховує не тільки задані за вимогами робочого процесу умови, а й встановлені обмеження на виготовлення та характеристики функціонування механізмів газорозподілу. Надано результати проектування нових кулачків привода клапанів енергетичної установки типу Д80, проведеного з використанням розробленого математичного опису. Показано, що застосування кулачків з новими профілями забезпечить суттєве підвищення часу-перерізу клапанів, а також прийнятні динамічні характеристики привода. Обґрунтовано рекомендації щодо використання розглянутого підходу при конструюванні нових і модернізації існуючих енергетичних установок тепловозів.

Предложен новый подход к проектированию высокоэффективных газораспределительных кулачков энергетических установок тепловозов. Отмечено, что особенностью такого подхода является формирование и дальнейшее использование базовой кривой ускорений толкателя, которая в отличие от известных при ограниченном числе искомых параметров учитывает не только заданные по требованиям рабочего процесса условия, но и установленные ограничения на изготовление и характеристики функционирования механизмов газораспределения. Представлены результаты проектирования новых кулачков привода клапанов энергетической установки типа Д80, проведенного с использованием разработанного математического описания. Показано, что применение кулачков с новыми профилями обеспечит существенное повышение время-сечение клапанов, а также приемлемые динамические характеристики привода. Обоснованы рекомендации по использованию рассмотренного подхода при проектировании новых и модернизации существующих энергетических установок тепловозов.

New approach is offered to planning of high-effective gas-distributing fists of power plants of diesel engines. It is marked that forming and further use of base curve of accelerations of tappet, which unlike the sought after parameters known at the limited number takes into account not only the terms set on the requirements of working process, and but also set limitations, on making and descriptions of functioning of mechanisms of gas-distributing, is the feature of such approach. The results of planning of new fists of drive of valves of power plant as Ä80, conducted with the use of the developed mathematical description, are represented. It is shown that application of fists with new types will provide the substantial increase time-section of valves, and also acceptable dynamic descriptions of drive. Recommendations are grounded on the use of the considered approach at planning of new and modernizations of existent power plants of diesel engines.

УДК 629.463.62:656.073.235:656.66

*Канд. техн. наук Р.І. Візняк,
старш. викл. А.О. Ловська*

*Cand. of techn. sciences R.I. Viznyak,
sen. lecturer A.A. Lovskaya*

РОЗШИРЕННЯ ФУНКЦІОНАЛЬНИХ ОСОБЛИВОСТЕЙ УНІВЕРСАЛЬНИХ ВАГОНІВ-ПЛАТФОРМ З МЕТОЮ ПЕРЕВЕЗЕННЯ КОНТЕЙНЕРІВ У МІЖНАРОДНОМУ ЗАЛІЗНИЧНО-ВОДНОМУ СПОЛУЧЕННІ

THE EXPANSION OF FUNCTIONAL PECULIARITIES OF VERSATILE FLAT CARS FOR THE PURPOSE OF TRANSPORTING CONTAINERS IN INTERNATIONAL RAILWAY COMMUNICATION

Представив д-р техн. наук, професор І.Е. Мартинов

Постановка проблеми. З метою підвищення вантажообігу у напрямках міжнародних транспортних коридорів (МТК) останнім часом простежується інтенсифікація експлуатації контейнерів, перевезення яких забезпечується вагонами-платформами (ВПФ). Для підвищення вантажообігу за допомогою контейнерів у напрямку МТК у найближчий час прогнозується здійснення перевезень контейнерів ВПФ із залученням залізнично-поромної складової за маршрутами “Україна – Грузія” та “Україна – Туреччина” [1], що є новим альтернативним рішенням у сегменті комбінованого транспорту.

З метою забезпечення безпеки руху ВПФ, завантажених контейнерами, через море та збереження як вантажів, так і самих вагонів необхідним є дослідження динаміки та міцності системи “ВПФ – контейнер” за даних умов експлуатації. Тому це завдання було поділено на два етапи: 1) дослідження міцності ВПФ; 2) дослідження міцності контейнера. У даній статті наведені результати досліджень міцності ВПФ, завантаженої контейнерами, при

перевезенні залізничним поромом (ЗП) в умовах хвилювання моря.

Мета статті. Розроблення заходів щодо підвищення безпеки руху контейнерів, розміщених на ВПФ, а також їх міцності та стійкості при перевезеннях в міжнародному залізнично-водному сполученні (МЗВС).

Викладення основного матеріалу статті. З метою підвищення контейнерообігу за допомогою ВПФ останнім часом проводяться заходи, що пов’язані із модернізацією існуючих конструкцій ВПФ, шляхом встановлення на них фітингових упорів, наприклад, Проект НВЦ “Вагони” 4426-02.00.00.000 “Переоборудование платформ модели 13-401 (13-Н004) под перевозку крупнотоннажных контейнеров, с погрузкой и выгрузкой контейнеров на платформе” [2].

На кафедрі “Вагони” УкрДАЗТ було розроблено конструкцію ВПФ для покращення її експлуатації в МЗВС (рис. 1). Як вагон-прототип використана ВПФ моделі 13-401 побудови Дніпродзержинського вагонобудівного заводу. Для закріплення контейнерів на ВПФ

пропонується оснащення її фітинговими упорами у відповідності до [2]. З метою оцінювання стійкості рівноваги контейнерів з урахуванням нової схеми закріплення ВПФ відносно палуби ЗП було проведено попередні розрахунки, які показали, що в умовах “великих” кутів крену ЗП стійкість контейнерів при закріпленні їх фітинговими упорами не забезпечується. Для забезпечення стійкості рівноваги контейнера від перекидання відносно рами ВПФ в умовах хвилювання моря як конструкційне рішення пропонується розташування на ній спеціальних опорних елементів у вигляді

вертикальних скорочених стояків, зв’язаних повздовжніми балками. Місця розміщення та встановлення даних опорних елементів на повздовжніх балках ВПФ були визначені у відповідності до зон розміщення запірних пристроїв бортів, що дає можливість провести їх уніфікацію та підтримувати технічний стан при існуючій ремонтній базі. Також не буде технічних труднощів при демонтажі даних опорних елементів у випадку виникнення необхідності у поверненні ВПФ універсальності, якщо буде спад контейнерообігу та з’явиться потреба у попередній конструкції.

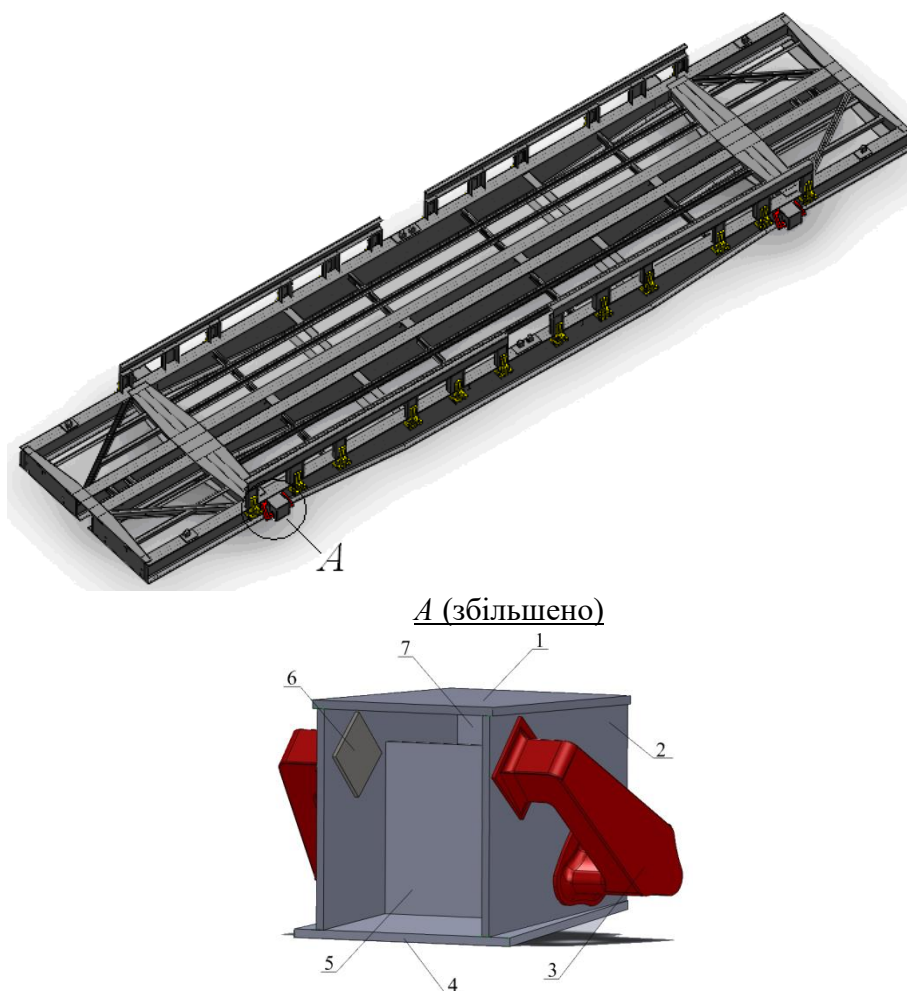


Рис. 1. Просторова модель ВПФ удосконаленої конструкції:

- 1 – верхній лист;
- 2 – вертикальний лист;
- 3 – вузол для закріплення гака ланцюгової стяжки;
- 4 – нижній лист;
- 5 – підсилювальна діафрагма;
- 6 – підсилювальні накладки;
- 7 – передній лист

Для забезпечення закріплення несучої конструкції ВПФ на палубі ЗП вона оснащена спеціальною надбудовою, на якій розміщуються вузли для гаків ланцюгових стяжок (рис. 1). З урахуванням даних конструкційних рішень існує несиметричність розміщення опорних елементів за довжиною контейнера. Тому для дослідження міцності контейнера при даній схемі закріплення необхідним є

розрахунок його навантаження через запорні елементи.

Схема розміщення опорних елементів за довжиною повздовжньої балки рами ВПФ наведена на рис. 2. Для визначення зусиль, які будуть діяти на контейнер через опорні елементи ВПФ, відбувалося розбиття її довжини на відрізки довжиною l_i .

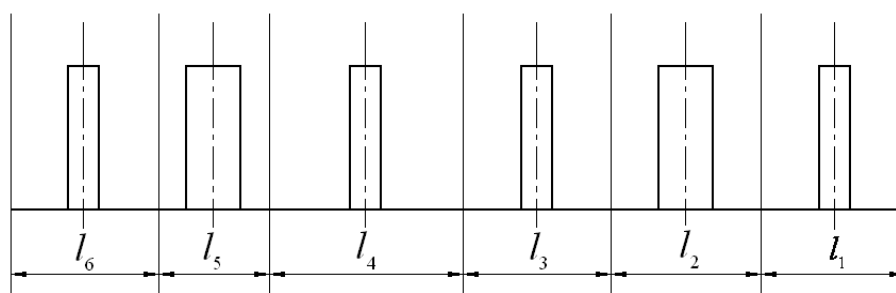


Рис. 2. Схема розміщення опорних елементів за довжиною повздовжньої балки рами ВПФ

При цьому величина зусилля, яке буде діяти на контейнер через опори ВПФ, визначено за формулою

$$P_{on} = m \cdot a = V \cdot \rho \cdot a = (l_i \cdot b_{en} \cdot h_{en}) \rho \cdot a, \quad (1)$$

де b_{en}, h_{en} – відповідно внутрішня ширина та висота контейнера, м;

ρ – щільність насипного вантажу, м^3 ;

a – прискорення, яке діє на контейнер та вантаж, розміщений в ньому при перевезенні ЗП морем в умовах його хвилювання, $\text{м}/\text{с}^2$.

Визначимо об'єм зон контейнера, що відповідають довжинам відрізків l_i .

$$V_i = l_i \cdot b_{en} \cdot h_{en}. \quad (2)$$

Розрахункові значенні отриманих величин занесені до табл. 1.

За насипний вантаж приймаємо пшеницю ($\rho = 785 \text{ кг}/\text{м}^3$), оскільки у відповідності до даних з перевезення

вантажів за 2009 р. в експортному напрямку через Одеський МТП, який є передовим за вантажообігом в Україні, відсоток перевезення даного вантажу складає 14%, що є одним з найбільш масових.

Відсоткове співвідношення навантаження на опорні елементи ВПФ складе: перший опорний елемент з боку правої консолі – 14%; другий – 13,5%; третій – 17,0%; четвертий – 26,5%; п'ятий – 8,3%; шостий – 20,7%.

З урахуванням даного відсотка навантаження загальна величина бокового навантаження, яке є сумою інерційного та вітрового навантажень складе:

$$P_1 = P_1' + (P_g \cdot P_{\%}), \quad (3)$$

де P_g – вітрове навантаження, яке діє на бокову проекцію контейнера, розміщеного на ВПФ, m^2 ;

$P_{\%}$ – відсоткова частка навантаження, яке діє на контейнер через опорний елемент ВПФ.

Необхідно зазначити, що окрім вертикальних опорних елементів ВПФ компенсувати бокові навантаження контейнера будуть також фітингові упори, розміщені на основних повздовжніх балках ВПФ. Висота розміщення упора на плиті $h_{\phi} = 0,086$ м, а висота опорного елемента ВПФ $h_{on} = 0,52$ м, при цьому навантаження опори буде здійснюватися на висоті 15 мм

від горизонтальної площини повздовжньої балки, що обумовлено безпосереднім обпиранням контейнера не на повздовжню балку рами ВПФ, а на плиту фітингового упора, висота якої дорівнює 15 мм. Тоді співвідношення висот упора та опори з урахуванням її робочої частини складе 17%, тобто близько 17% загального бокового навантаження буде припадати на фітингові упори, а 83% – на опорні елементи. Тобто найбільше навантаження припадає на четвертий з боку консолі опорний елемент, але дана величина навантаження дає змогу використовувати уніфіковані запорні пристрої бортів для закріплення контейнерів на ВПФ.

Таблиця 1

Розрахункові значення навантажень, які діють на контейнер через опорні елементи ВПФ в умовах хвилювання моря

| Об'єм зон контейнера V_i , що відповідають довжинам відрізків l_i , m^3 | Маса насипного вантажу, яка припадає на об'єм V_i , т | Величина зусиль, які діють на контейнер через опорні елементи ВПФ, кН | Величина бокового навантаження, яке діє на контейнер через опорні елементи (без урахування компенсації навантаження фітинговими упорами), кН | Загальна величина навантаження, яке буде передаватися на контейнер через опорні елементи, кН |
|---|---|---|--|--|
| 3,72 | 2,92 | 6,72 | 9,95 | 8,3 |
| 3,61 | 2,83 | 6,5 | 9,62 | 8,0 |
| 4,6 | 3,6 | 8,3 | 12,2 | 10,1 |
| 7,2 | 5,6 | 12,8 | 18,92 | 15,7 |
| 2,2 | 1,73 | 4,0 | 5,92 | 4,9 |
| 5,43 | 4,26 | 10,0 | 14,8 | 12,3 |

Для визначення профілю опорних елементів був проведений розрахунок на міцність за методом сил [3]. При цьому опорні елементи, розміщені на повздовжній балці рами ВПФ, були подані стрижневою системою. Ступінь статичної невизначеності системи склав 15. Визначення невідомих систем канонічних рівнянь здійснено в середовищі програмного

забезпечення MATHCAD [4, 5]. За отриманими результатами напружень в системі обрано профіль опорних елементів за сортаментом прокатних сталей та побудовано просторову модель удосконаленої конструкції ВПФ.

Для дослідження напружено-деформованого стану (НДС) ВПФ з урахуванням заходів адаптації до

експлуатації в МЗВС розроблено модель її міцності. При складанні комп'ютерної моделі міцності ВПФ (рис. 3) до уваги було прийнято такі навантаження: вертикально-статичне P_{σ}^{cm} , обумовлене власною вагою ВПФ та вагою вантажу (два контейнери типорозміру 1СС, вагою брутто 24 т); вітрове навантаження P_{σ} , яке діє на бокову проекцію ВПФ з контейнерами, розміщеними на ній; інерційне P_i , яке діє відносно штатного місця розміщення ВПФ на палубі ЗП; навантаження, яке діє на ВПФ через ланцюгові стяжки $P_{л.с.}$, які взаємодіють з несучою конструкцією ВПФ через спеціальні вузли для закріплення,

розміщені на надбудовах; вертикальне навантаження $P_{ф.уп.}$, яке діє на ВПФ через фітингові упори та зумовлено вагою брутто контейнера; горизонтальне навантаження P_{σ} , яке діє на фітингові упори ВПФ; навантаження, яке діє на спеціальні опори ВПФ $P_{оп.}$. У зонах обпирання ВПФ на підп'ятники та повзуни візків, а також робочі поверхні упор-домкратів встановлювалися додаткові зв'язки (жорстке заземлення). Розрахункові значення навантажень, які діють на ВПФ при перевезенні ЗП з урахуванням нової схеми закріплення відносно палуби наведені в табл. 2.

Таблиця 2

Навантаження, які діють на ВПФ удосконаленої конструкції, що розташована на верхній палубі ЗП в умовах морського хвилювання

| Вид хитавиці | Навантаження, які діють на ВПФ | | | | | | |
|--------------|---------------------------------------|----------------------------|--------------------------|--|--|---|--|
| | Вертикально-статичне навантаження, кН | Інерційне навантаження, кН | Вітрове навантаження, кН | Навантаження, яке діє на ВПФ через фітингові упори, кН | | Навантаження, яке діє на ВПФ через ланцюгові стяжки, кН | Навантаження, яке діє на ВПФ через спеціальні опори, кН |
| | | | | вертикальне | горизонтальне | | |
| Бортова | 660,84 | 165,41 | 46,2 | 57,5 | 0,45 (кутові упори) 1,85 (центральні упори) | 120 (з боку розвантаження) 200 (з боку навантаження) | 8,3 (I) 8,0 (II) 10,1 (III) 15,7 (IV) 4,9 (V) 12,3 (VI) |

Обмеженнями даної моделі міцності є відсутність переміщень контейнерів відносно несучої конструкції ВПФ, а також повздовжніх зусиль від автозчепного пристрою, симетричне розташування ланцюгових стяжок відносно несучої конструкції. Розрахунковою функцією моделі є отримання показників міцності ВПФ при перевезенні її ЗП в умовах морського хвилювання:

$$f = \begin{cases} \sigma_{екв}; \\ \delta; \\ \Delta, \end{cases} \quad (4)$$

де $\sigma_{екв}$ – еквівалентні напруження, які виникають в несучій конструкції ВПФ при перевезенні ЗП, МПа;

δ – відносні деформації, які виникають в несучій конструкції ВПФ;

Δ – переміщення у вузлах несучої конструкції ВПФ, мм.

Розрахунок на міцність проведений за методом скінчених елементів [6, 7]. При складанні скінчено-елементної моделі (СЕМ) ВПФ удосконаленої конструкції використані об'ємні просторові елементи – тетраедри. Кількість вузлів сітки складала 79009, елементів – 233710. Максимальний розмір елемента дорівнює 300,3 мм, мінімальний – 60,1 мм. На підставі проведених розрахунків можна зробити

висновок, що максимальні напруження в несучій конструкції ВПФ при новій схемі закріплення її відносно палуби не перевищують припустимі [8] та складають близько 260 МПа, що нижче σ_T на 20%. Максимальні переміщення виникають в середній частині поздовжньої балки ВПФ та складають 6,5 мм, деформації – $8,2 \cdot 10^{-3}$.

Максимальні еквівалентні напруження в конструкції ВПФ удосконаленої конструкції при перевезенні ЗП наведені на рис. 4.

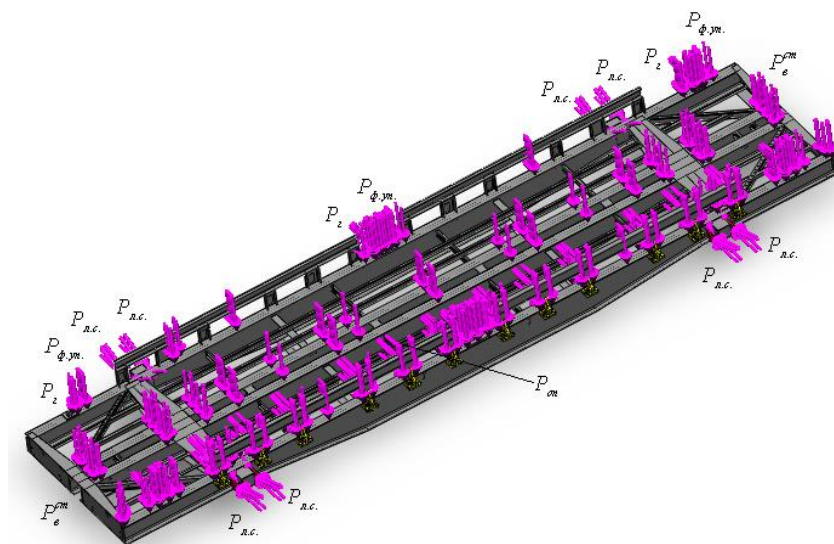


Рис. 3. Комп'ютерна модель міцності ВПФ

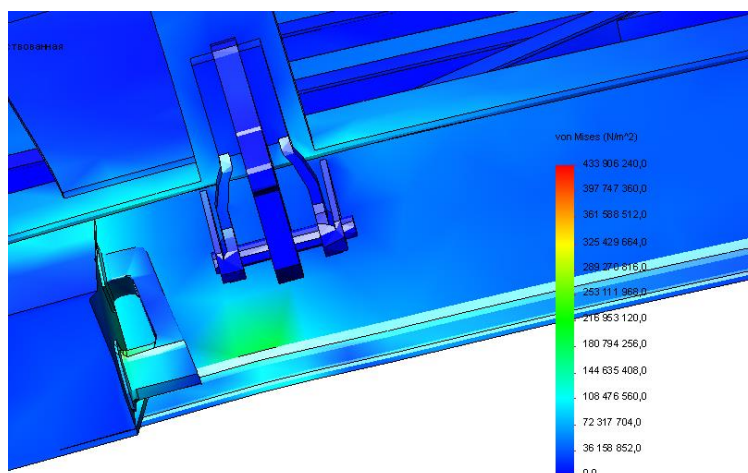


Рис. 4. Максимальні еквівалентні напруження в конструкції ВПФ удосконаленої конструкції

Висновки:

1. Удосконалено несучу конструкцію універсальної ВПФ з метою забезпечення адаптації до надійної взаємодії із засобами закріплення відносно палуб ЗП та можливості перевезення контейнерів в умовах зростання контейнерообігу із

залученням залізнично-поромної складової комбінованого транспорту;

2. Розрахунки на міцність несучої конструкції ВПФ з урахуванням заходів адаптації до перевезення ЗП в умовах морського хвилювання показали, що напруження не перевищують припустимі.

Список літератури

1. Контейнерный поезд “Викинг” [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.portofklaipeda.lt/kontejnurnyj-poezd-viking>.
2. Дооборудование платформ модели 13-401 под перевозку контейнеров по проекту НВЦ «Вагоны» 401М.00.00.000.
3. Бородин, Н.А. Сопротивление материалов [Текст] / Н.А. Бородин. – 4-е изд., стереотип. – М.: Дрофа, 2010. – 285 с.
4. Кирьянов, Д.В. Mathcad 13 [Текст] / Д.В. Кирьянов. – СПб.: БХВ – Петербург, 2006. – 608 с.
5. Дьяконов, В. МATHCAD 8/2000 [Текст]: спец. справочник / В. Дьяконов. – СПб: Питер, 2000. – 592 с.
6. Пастухов, И.Ф. Расчет вагонных конструкций методом конечных элементов [Текст] / И.Ф. Пастухов, В.В. Пигунов. – Гомель, 1991. – 126 с.
7. Вершинский, С.В. Расчет вагонов на прочность [Текст] / С.В. Вершинский [и др.]. – М.: Машиностроение, 1971. – 432 с.
8. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных) [Текст]. – М.: ГосНИИВ – ВНИИЖТ, 1996. – 319 с.

Ключові слова: адаптація конструкцій вагонів-платформ, напружено-деформований стан.

Анотації

Розроблено заходи щодо адаптації конструкцій вагонів-платформ до експлуатації в міжнародному залізнично-водному сполученні. Це дозволить забезпечити міцність та збереження одиниць рухомого складу при експлуатації в міжнародному залізнично-водному сполученні і підвищити надійність перевезення вантажів у міжнародних напрямках.

Разработаны мероприятия по адаптации конструкций вагонов-платформ к эксплуатации в международном железнодорожно-водном сообщении. Это позволит обеспечить прочность и сохранность единиц подвижного состава при эксплуатации в международном железнодорожно-водном сообщении и повысит надежность перевозки грузов в международных направлениях.

Ways for wagon structures adaptation for operation in international railway-water communication were developed. It ensures resistance reliability and unit safety of rolling stock under operation in international railway-water communication means.

УДК 658.516:656.2

Канд. техн. наук А.О. Ніколаєнко

Cand. of techn. sciences A.A. Nikolaenko

**АНАЛІЗ ЯКОСТІ ТЕХНІЧНОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ ТА РЕМОНТУ
ВАГОНІВ І ВПРОВАДЖЕННЯ FMEA-МЕТОДОЛОГІЇ НА
ПІДПРИЄМСТВАХ ЗАЛІЗНИЧНОЇ ГАЛУЗІ**

**ANALYSIS OF QUALITY OF TECHNICAL SERVICE AND REPAIR OF
CARRIAGES AND INTRODUCTION OF FMEA-METHODOLOGY ON THE
ENTERPRISES OF RAILWAY INDUSTRY**

Представив д-р техн. наук, професор І.Є. Мартинов

Постановка проблеми. Реформування залізниць повинно ініціювати значну кількість інвестиційних проектів і програм у залізничну галузь. Однак відсутність сформованої ринкової інфраструктури та необхідних знань, недостатній досвід роботи в сучасній економіці визначили такі умови й середовище здійснення проектів, при яких різко зросли невизначеність і ризики їх реалізації. Категорії «невизначеність» і «ризик» відіграють велику роль у навколишньому світі. У зв'язку зі специфікою роботи залізничного транспорту ці поняття повинні всебічно вивчатись для недопущення можливості їх виникнення. Із цією метою продовжують упроваджувати на залізничному транспорті України міжнародні стандарти якості.

Актуальність. Державна адміністрація залізничного транспорту України (Укрзалізниця) розглядає можливість впровадження в Україні Міжнародного стандарту IRIS – International Railway Industry Standard [1]. Сфера застосування стандарту – виробництво рухомого складу й комплектуючих. Стандарт задовольняє сучасні вимоги якості обслуговування та ремонту продукції залізничної промисловості, а також враховує ризики та невизначеності, які із цим зв'язані.

Мета статті. Провести аналіз транспортних подій та вплив на них людського фактора. Застосувати методологію FMEA (Failure Modes and Effects Analysis – аналіз причин і наслідків відмов) [2], що подана в новому міжнародному стандарті IRIS з метою підвищення надійності і якості продукції залізничного транспорту.

Основна частина. У 2012 році мали місце дев'ять транспортних подій – вісім інцидентів, з них один серйозний, та одне порушення проти 20 (11 інцидентів та дев'ять порушень) у 2011 році (див. табл. 1).

Зростання кількості транспортних подій допущено лише на Придніпровській залізниці з одного до трьох випадків, у т.ч. з вини працівників залізниці допущений серйозний інцидент.

При перевірках, проведених фахівцями Головного пасажирського управління, виявлялись випадки незадовільного технічного стану та якості ремонту пасажирських вагонів, а саме: протікання мастила з компресора вакуумного туалету на світильники у тамбурі, експлуатація вагона з виходом колодки за обід тривалий час; незадовільна очистка рам візків від бруду перед ремонтом; на вагоні випущеному з деповського ремонту, пошкоджено 1/3 жил кабелю; порушення кріплення труб.

Таблиця 1

Аналіз транспортних подій за 2012 рік

| Залізниця | Інцидент | | | | Порушення | | Інциденти та порушення | | +/- |
|----------------|----------|------|------------------|------|-----------|------|------------------------|------|-----|
| | всього | | у т. ч. серйозні | | | | | | |
| | 2012 | 2011 | 2012 | 2011 | 2012 | 2011 | 2012 | 2011 | |
| Донецька | 1 | 1 | 0 | 0 | 0 | 2 | 1 | 3 | -2 |
| Львівська | 1 | 1 | 0 | 0 | 1 | 2 | 2 | 3 | -1 |
| Одеська | 0 | 5 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 5 | -5 |
| Південна | 0 | 1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 | -1 |
| Півд.-Західна | 3 | 2 | 0 | 0 | 0 | 5 | 3 | 7 | -4 |
| Придніпровська | 3 | 1 | 1 | 0 | 0 | 0 | 3 | 1 | 2 |
| Разом | 8 | 11 | 1 | 0 | 1 | 9 | 9 | 20 | -11 |

З виявлених недоліків бачимо, що технологія ремонту порушується майже у всіх цехах та відділеннях і лівову частку недоліків допущено через «людський фактор».

З метою зниження ризиків, які виникають при технічному обслуговуванні та ремонті вагонів, доцільно впровадження міжнародного стандарту IRIS. Він передбачає проведення FMEA-аналізу, який включає два основних етапи [5], поданих на рисунку.

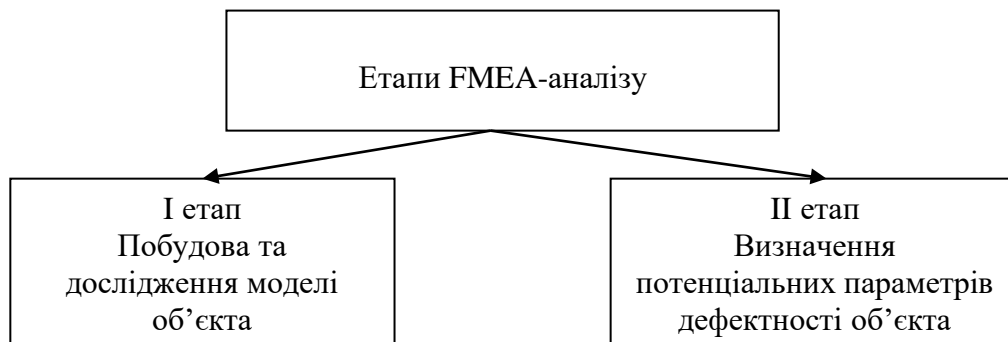


Рис. Схема етапів проведення FMEA-аналізу

I етап включає в себе:

- побудову компонентної, структурної, функціональної й потокової моделей об'єкта аналізу. Якщо FMEA-аналіз проводиться разом із функціонально-вартісним аналізом (ФВА), то використовуються раніше побудовані моделі. Далі проводиться дослідження моделей.

На II етапі визначаються:

- потенційні дефекти для кожного з елементів моделі об'єкта. Такі дефекти

звичайно зв'язані або з відмовою функціонального елемента (руйнування, відмова), або з неправильним виконанням елементом його корисних функцій;

- потенційні причини дефектів. Для їх виявлення можуть бути використані діаграми Ісікави, які будуються для кожної з функцій об'єкта, пов'язаних з появою дефекту;

- потенційні наслідки дефектів для споживачів, оскільки кожний з розглянутих

дефектів може викликати ланцюжок відмов в об'єкті. При аналізі наслідків використовуються структурна й потокова моделі об'єкта;

- можливості контролю появи дефектів. У процесі дослідження визначається, чи може дефект бути виявлений до настання наслідків у результаті передбачених в об'єкті заходів контролю, діагностики, самодіагностики;

- параметр (E) ваги наслідків для споживача. Це – експертна оцінка, що проставляється за 10-бальною шкалою. Найвищий бал проставляється для випадків, у яких наслідки дефекту спричиняють юридичну відповідальність;

- параметр (A) частоти виникнення дефекту. Це – також експертна оцінка, що проставляється за 10-бальною шкалою. Найвищий бал проставляється, коли оцінка частоти виникнення дефекту становить 25 % і вище;

- параметр (B) імовірності виявлення дефекту. Як і попередні параметри, є 10-бальною експертною оцінкою, що відповідає наявності прихованих дефектів,

які не можуть бути виявлені до настання наслідків;

- параметр (PRZ) ризику споживача. Він визначається як добуток значень параметрів A, B та E. Дефекти з найбільшим параметром ризику ($PRZ \geq 125$) підлягають усуненню в першу чергу. При $PRZ \leq 60$ коригувальні заходи, як правило, не проводять.

FMEA-аналіз звичайно проводиться в режимі «мозкового штурму» командою фахівців [2]. У роботі [6] проведено дослідження причин виходу з ладу колісних пар вагонів. Виконано I та частково II етапи FMEA-аналізу, а саме: на основі статистичних даних побудована діаграма Ісікави та експертним шляхом виявлені першопричини виходу з ладу колісних пар.

Аналіз статистичних даних за 2011-2012 рр. дозволив визначити об'ємний показник якості утримання колісних пар в експлуатації. Розподіл відмов колісних пар в експлуатації наведено у табл. 2.

Побудуємо карту FMEA-аналізу для колісних пар № 436980 та №180971, які вилучені з експлуатації, та подамо її у табл. 3.

Таблиця 2

Розподіл відмов колісних пар в експлуатації

| Несправність | Донецька | | Львівська | | Одеська | | Південна | | Півд-Зах. | | Придніпр. | | Разом | |
|------------------------------|------------|-----|-----------|----|---------|----|----------|----|------------|------------|-----------|-----------|------------|-----|
| | 12 | 11 | 12 | 11 | 12 | 11 | 12 | 11 | 12 | 11 | 12 | 11 | 12 | 11 |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 |
| Повзун | 22 | 10 | 0 | 1 | 0 | 3 | 37 | 56 | 24 | 39 | 9 | 15 | 92 | 124 |
| Прокат | 100 | 78 | 55 | 61 | 23 | 24 | 35 | 50 | 27 | 15 | 2 | 6 | 242 | 234 |
| Нерівномірний прокат | 1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 4 | 8 | 0 | 4 | 1 | 0 | 6 | 12 |
| Вищербина | 166 | 128 | 18 | 36 | 51 | 58 | 68 | 97 | 129 | 72 | 4 | 9 | 436 | 400 |
| Навар | 1 | 1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 11 | 20 | 3 | 11 | 30 | 32 | 45 |
| Кільцевий виробіток | 10 | 23 | 29 | 23 | 0 | 2 | 0 | 1 | 14 | 8 | 52 | 54 | 105 | 111 |
| Термотріщини | 13 | 16 | 98 | 99 | 0 | 0 | 0 | 0 | 256 | 218 | 346 | 356 | 713 | 689 |
| Розшарування металу | 0 | 0 | 22 | 22 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 22 | 22 |
| Гострокінцевий накат гребеня | 3 | 7 | 0 | 0 | 3 | 6 | 12 | 30 | 267 | 409 | 83 | 148 | 368 | 600 |
| Тонкий гребінь | 148 | 151 | 62 | 62 | 35 | 38 | 2 | 2 | 10 | 0 | 32 | 21 | 289 | 274 |

Продовження табл. 2

| | | | | | | | | | | | | | | |
|---------------------------------|------------|-----|------------|-----|-----|-----|----------|-----|-----------|-----|-----|-----|-----------|----------|
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | | |
| Різниця товщин гребенів | 141 | 125 | 150 | 136 | 45 | 55 | 49 | 91 | 102 | 102 | 56 | 99 | 543 | 608 |
| Уширення ободу | 49 | 95 | 1 | 3 | 6 | 7 | 4 | 21 | 13 | 12 | 21 | 31 | 94 | 169 |
| Тонкий обід | 1 | 1 | 13 | 0 | 0 | 0 | 6 | 2 | 0 | 0 | 0 | 0 | 20 | 3 |
| Круговий наплив металу | 7 | 4 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 | 4 | 7 | 15 | 22 | 26 | 34 |
| Викид мастила через лабіринт | 0 | 1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 | 0 | 1 | 1 |
| Обводнення мастила | 1 | 2 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 | 0 | 2 | 2 |
| Послаблення торцевого кріплення | 1 | 8 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 | 1 | 9 |
| Перекіс букси | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 | 2 | 1 | 2 |
| Вертикальний підріз гребеня | 0 | 0 | 4 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 4 | 0 |
| Несправність підшипників | 21 | 18 | 8 | 238 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 29 | 256 |
| Трщина корпусу букси | 0 | 2 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 2 |
| Несправність редуктора | 28 | 29 | 4 | 23 | 2 | 0 | 0 | 0 | 4 | 4 | 0 | 0 | 38 | 56 |
| Різниця діаметрів колісної пари | 114 | 102 | 176 | 226 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 | 290 | 329 |
| ВСЬОГО | 827 | 801 | 640 | 930 | 165 | 193 | 217 | 370 | 870 | 893 | 635 | 795 | 3354 | 398 2 |

Таблиця 3

Карта FMEA-аналізу колісних пар вагона

| Вузол | Потенційний дефект | Потенційні причини | Потенційні наслідки | Вид контролю |
|-----------------------|----------------------|--|---|--------------------|
| | A | B | E | RPZ |
| Колісна пара № 436980 | Термотріщина | Порушення технології виготовлення | Дефекти на поверхні кочення, вихід з ладу | Руйнівний контроль |
| | 8 | 3 | 6 | 144 |
| Колісна пара №180971 | Нерівномірний прокат | Порушення технології формування колісних пар | Передчасний вихід з ладу | Діагностика |
| | 2 | 4 | 5 | 40 |

Виходячи з табл. 3, коригувальні заходи щодо результатів аналізу доцільно проводити в такій послідовності:

- виключити причину виникнення дефекту в результаті слідування технології виготовлення коліс для зменшення можливості виникнення дефекту (зменшити параметр А);

- перешкодити виникненню дефекту за рахунок статистичного регулювання (зменшити параметр А);

- знизити вплив дефекту (зменшити параметр Е). Мається на увазі, що вихід з ладу колісної пари, що експлуатується, може привести до аварій та катастроф;

- полегшити й підвищити вірогідність виявлення дефекту (зменшити параметр В) за рахунок чіткого дотримання

технологічного процесу виготовлення колеса.

Висновки. Систематичне застосування методології FMEA дозволить підвищити якість продукції та послуг на залізничному транспорті та окупиться завдяки таким перевагам: знижується ймовірність повторних або нових відхилень за рахунок цілеспрямованого аналізу всіх критичних невідповідностей; методичні вимоги системного й повного обліку потенційних проблем запобігають появі відхилень при створенні нових конструкцій і технологій; скорочуються витрати засобів і часу на наступні зміни виробів, а також підвищення витрат на випробування за рахунок запобігання появі відхилень на стадії розробки й планування.

Список літератури

1. Dr. David Scrimshire. IRIS — Global business management system for the railway industry supply chain // Technical Paper. — December, 2006.
2. Анализ видов и последствий потенциальных отказов. FMEA: справочное руководство. Крайслер корпорейшн, Дженерал Моторс корпорейшн. [Текст]: пер. с англ. — Н.Новгород: АО «НИЦ КД», СМЦ «Приоритет», 1997.-67с.
3. Дотянуться до стандарта [Текст] // Сириус. Транспортное обозрение. — 2007. — №11. — С. 46-50.
4. ISO 9001:2001. Quality management systems — Requirements (Системи управління якістю — Вимоги).
5. Розно, М.И. Как научиться смотреть вперед? Внедрение FMEA – методологии. Методы менеджмента качества [Текст] / М.И. Розно. – 2000. – № 6.
6. Ніколаєнко, А.О. Удосконалення нормативної бази для вхідного контролю колісних пар вагонів [Текст]: дис. ... канд. техн. наук / А.О. Ніколаєнко. – Севастополь, 2008. – 151 с.

Ключові слова: вагон, технічне обслуговування, ризик, статистичні методи контролю, якість, безпека, надійність.

Анотація

У статті розглянута методологія FMEA (Failure Modes and Effects Analysis – аналіз причин і наслідків відмов), що подана в новому міжнародному стандарті залізничної промисловості IRIS.

Проведено FMEA-аналіз, побудована карта FMEA-аналізу колісних пар вагонів, а також визначені потенціальні параметри дефектності даних об'єктів.

Зроблено висновок, що систематичне застосування методології FMEA дозволить підвищити якість продукції та послуг на залізничному транспорті та окупиться завдяки: зниженню ймовірності повторних або нових відхилень за рахунок цілеспрямованого аналізу

всіх критичних невідповідностей об'єкта; статистичному обліку ряду проблем, що дозволить уникнути помилок або повторних робіт.

В статье рассмотрена методология FMEA (Failure Modes and Effects Analysis - анализ причин и следствий отказов), которая представлена в новом международном стандарте железнодорожной промышленности IRIS.

Проведен FMEA-анализ, построена карта FMEA-анализа колесных пар вагона, а также определены потенциальные параметры дефектности данных объектов.

Сделан вывод, что систематическое применение методологии FMEA позволит повысить качество продукции и услуг на железнодорожном транспорте и окупится благодаря: снижению вероятности повторных или новых отклонений за счет целенаправленного анализа всех критических несоответствий объекта; статистическому учету ряда проблем, который позволит избежать ошибок или повторных работ.

In the article considered methodology FMEA (Failure Modes and Effects Analysis - an analysis of the reasons and effect refusal) that is presented in new international standard of railway industry IRIS.

Organized FMEA-analysis, is built card FMEA-analysis wheel pair of the coach, as well as are determined potential parameters defect given object.

It is made conclusion that systematic using to methodologies FMEA will allow to raise the quality to product and services on rail-freight traffics and is dipped due to: reduction to probability repeated or new deflections to account of the goal-directed analysis all critical discrepancy object; the statistical account of the row of the problems, which will allow to avoid the mistake or repeated work.

УДК 629.42: 62-233.3/9

*Канд. техн. наук О.В. Братченко,
В.І. Громов*

*Cand. of techn. sciences O.V. Bratchenko,
V.I. Gromov*

**УЗАГАЛЬНЕНІ МАТЕМАТИЧНІ МОДЕЛІ ДЛЯ УДОСКОНАЛЕНОЇ
ТЕХНОЛОГІЇ РЕМОНТУ ТЯГОВИХ ЗУБЧАТИХ ПЕРЕДАЧ
РУХОМОГО СКЛАДУ**

**GENERALIZED MATHEMATICAL MODEL FOR IMPROVEMENT
REPAIR TECHNOLOGY GEARS TRACTION ROLLING STOCK**

Представила д-р техн. наук, професор Л.А. Тимофєєва

Постановка проблеми і аналіз останніх досліджень у напрямку її вирішення. Згідно з основними положеннями Державної цільової програми, затвердженої постановою КМУ

№1390 від 16.12.2009 р., подальше реформування залізничного транспорту пов'язане з придбанням та використанням рухомого складу нового покоління. Тривалість такого процесу, обумовлена

необхідністю інвестування великих обсягів коштів, визначає актуальність наукових досліджень щодо забезпечення працездатності наявного тягового рухомого складу (ТРС). Серед комплексу робіт у вказаному напрямку слід виділити розробки, спрямовані на удосконалення технологій ремонту основних конструктивних елементів ТРС, до яких відноситься тягова зубчата передача (ТЗП) [1,2].

За результатами проведених в Українській державній академії залізничного транспорту досліджень встановлено, що при проведенні ремонтів комплектування шестірні і колеса ТЗП виконується без аналізу очікуваних характеристик зацеплення в експлуатації. Це негативно впливає на характеристики роботи та надійність ТЗП і тягового привода в цілому [3,4]. Тому актуальною задачею є впровадження удосконалених технологій ремонту ТЗП, при яких комплектування їх елементів здійснюється за умов забезпечення найкращих характеристик зацеплення і вимог згинної та контактної міцності в експлуатації ТРС.

Одним з можливих варіантів вирішення такої задачі є застосування розробленої в УкрДАЗТ відповідної технології, в основу якої закладено використання узагальнених математичних моделей (УММ) [5], які описують зміни основних показників якості зацеплення та міцності в залежності від ступенів зносу зубців шестірні та колеса ТЗП. Тому на особливу увагу заслуговує вирішення задачі раціонального отримання таких УММ на основі використання сучасних методів математичного планування експерименту (МПЕ) [5,6].

Мета статті і викладення основного матеріалу. Метою статті є висвітлення результатів досліджень, спрямованих на отримання шуканих УММ на прикладі ТЗП електропоїздів серії ЕР-2 (модуль $m = 10$ мм; число зубців шестірні $z_1 = 23$, колеса $z_2 = 73$; номінальна товщина зубця

за хордою ділильного кола шестерні $\bar{S}_1 = 18,89$ мм, колеса $\bar{S}_2 = 16,28$ мм).

При здійсненні деповських ремонтів електропоїздів зазначеної серії формування ТЗП виконується з урахуванням граничних зносів зубців за хордами ділильних кіл, які складають для шестірні $\Delta_{1max} = 3,39$ мм, для колеса - $\Delta_{2max} = 5,28$ мм.

При проведенні досліджень як основні контрольовані показники ураховувались: показник якості зацеплення – коефіцієнт перекриття ε ; міцнісні показники – максимальні напруження згину зубців шестірні σ_{F1} та контактні напруження в ТЗП σ_H . Як керовані змінні прийняті відносні зноси за хордами ділильних кіл зубців шестірні $\bar{\Delta}_1 = \Delta_1 / \Delta_{1max}$ і колеса $\bar{\Delta}_2 = \Delta_2 / \Delta_{2max}$ (Δ_1, Δ_2 - встановлені величини зносів за хордами ділильних кіл зубців шестірні та колеса).

Відповідно до вимог МПЕ, дослідження, спрямоване на отримання УММ вигляду $\varepsilon = f(\bar{\Delta}_1, \bar{\Delta}_2)$, $\sigma_{F1} = f(\bar{\Delta}_1, \bar{\Delta}_2)$, $\sigma_H = f(\bar{\Delta}_1, \bar{\Delta}_2)$, проводилось у викладеній нижче послідовності.

1. Призначались інтервали варіювання керованих змінних. За результатами проведених розрахунково-експериментальних досліджень виявлено, що при комплектації ТЗП електропоїздів ЕР-2 доцільно приймати $\bar{\Delta}_1 = 0...0,6$, $\bar{\Delta}_2 = 0...0,6$ [4].

2. Виконувався перехід від дійсних значень керованих змінних $\bar{\Delta}_1$ і $\bar{\Delta}_2$ до їх нормованих параметрів $x_{\bar{\Delta}_1}$ і $x_{\bar{\Delta}_2}$. Це визначило їх простий зв'язок (табл. 1), що дозволяє скласти математичний план, маючи відповідну матрицю планування.

Таблиця 1

Таблиця відповідності нормованих параметрів дійсним значенням керованих змінних

| | | | | | |
|----------------------|----|------|-----|------|-----|
| $x_{\Delta_{1,2}}^-$ | -2 | -1 | 0 | 1 | 2 |
| $\bar{\Delta}_1$ | 0 | 0,15 | 0,3 | 0,45 | 0,6 |
| $\bar{\Delta}_2$ | 0 | 0,15 | 0,3 | 0,45 | 0,6 |

3.3 використанням матриці планування [5,6] складався ортогональний математичний план другого порядку для двох змінних, що варіюються на п'яти рівнях. При цьому для кожного j -го режиму математичного плану з використанням розроблених підходів до моделювання характеристик зачеплення ТЗП при

встановлених зносах зубців і відповідних методик [7] обчислювались значення контрольованих показників ε , σ_{F1} і σ_H (табл. 2).

4.3 використанням математичного плану шукані УММ отримувались у вигляді поліномів другого ступеня

$$y = a_0 + a_1 \cdot \bar{\Delta}_1 + a_2 \cdot \bar{\Delta}_2 + a_{11} \cdot \bar{\Delta}_1^2 + a_{22} \cdot \bar{\Delta}_2^2 + a_{12} \cdot \bar{\Delta}_1 \cdot \bar{\Delta}_2, \quad (1)$$

де y – контрольований показник;

a_i – коефіцієнти УММ, чисельні значення яких визначаються за допомогою розроблених програм, що забезпечують розв'язання системи нормальних рівнянь, наведених нижче у матричній формі [5]

$$C \cdot A = X_T \cdot Y, \quad (2)$$

де $C = X_T \cdot X$ - інформаційна матриця;

X - матриця планування;

X_T - транспонована матриця матриці

X ;

A – матриця – стовпець коефіцієнтів УММ;

Y - матриця – стовпець отриманих за планом значень відповідного показника y .

Таблиця 2

Матриця планування і математичний план дослідження

| Номери режимів | Матриця планування | | Математичний план | | | | |
|----------------|--------------------|------------------|-------------------|------------------|---------------------------|------------------------|---------------|
| | $x_{\Delta_1}^-$ | $x_{\Delta_2}^-$ | $\bar{\Delta}_1$ | $\bar{\Delta}_2$ | $\sigma_{F1}, \text{Mпа}$ | $\sigma_H, \text{Mпа}$ | ε |
| 1 | 1 | 1 | 0,45 | 0,45 | 355 | 707 | 1,417 |
| 2 | 1 | -1 | 0,45 | 0,15 | 275 | 722 | 1,467 |
| 3 | -1 | 1 | 0,15 | 0,45 | 342 | 761 | 1,449 |
| 4 | -1 | -1 | 0,15 | 0,15 | 236 | 709 | 1,499 |
| 5 | 0 | 0 | 0,3 | 0,3 | 284 | 920 | 1,458 |
| 6 | 2 | 0 | 0,6 | 0,3 | 265 | 737 | 1,426 |
| 7 | -2 | 0 | 0 | 0,3 | 215 | 897 | 1,49 |
| 8 | 0 | 2 | 0,3 | 0,6 | 504 | 998 | 1,408 |
| 9 | 0 | -2 | 0,3 | 0 | 314 | 754 | 1,508 |
| 10 | 2 | 2 | 0,6 | 0,6 | 460 | 927 | 1,376 |
| 11 | 2 | -2 | 0,6 | 0 | 325 | 930 | 1,476 |
| 12 | -2 | 2 | 0 | 0,6 | 468 | 1030 | 1,44 |
| 13 | -2 | -2 | 0 | 0 | 199 | 612 | 1,54 |

Величини визначених коефіцієнтів шуканих УММ подано в табл. 3.

Перевірка адекватності отриманої математичної моделі виконувалась за величиною дисперсії середньоквадратичного відхилення σ величин дослідних показників y_j і значень показників y_{jp} , отриманих за моделлю (1),

$$\sigma = \pm \sqrt{\frac{\sum_{j=1}^m (y_j - y_{jp})^2}{m - k}}, \quad (3)$$

де m – число режимів математичного плану (у випадку застосування математичного плану за табл. 2 $m = 13$);

k – кількість коефіцієнтів a_i узагальнених математичних моделей (1), $k = 6$.

Таблиця 3

Результати обчислення коефіцієнтів шуканих УММ

| Контрольований показник | Величина коефіцієнту a_i відповідної УММ | | | | | |
|-------------------------|--|--------|--------|----------|----------|----------|
| | a_0 | a_1 | a_2 | a_{11} | a_{22} | a_{12} |
| ε | 1,534 | -0,087 | 0,147 | 0 | 0 | -0,658 |
| σ_{F1} | 223,58 | 436,11 | -455,8 | -477,42 | 1400,4 | -205,23 |
| σ_H | 638,25 | 492,6 | 309,26 | -162,23 | 498,9 | -829,41 |

Величини дисперсії середньоквадратичного відхилення для отриманих УММ ($\sigma_\varepsilon = \pm 0,002$; $\sigma_{\sigma_{F1}} = \pm 4,05$ МПа; $\sigma_{\sigma_H} = \pm 12,32$ МПа), розраховані за формулою (1), свідчать про їх адекватність і придатність для використання в подальших дослідженнях з формування ремонтних ТЗП-підбору шестірень і коліс за величинами відносних зносів зубців $\bar{\Delta}_1$ і $\bar{\Delta}_2$ за умов забезпечення найкращих характеристик зачеплення і вимог згинної та контактної міцності в експлуатації ТРС.

Для вирішення такої задачі за застосуванням отриманих УММ доцільно використовувати допоміжні графіки (бінарні перерізи), на яких наносяться ізолінії контрольованих показників. Для прикладу на рисунку подано такий графік для визначення рівня контактних напружень σ_H в ремонтній ТЗП в

залежності від сполучення величин $\bar{\Delta}_1$ і $\bar{\Delta}_2$.

Сумісний аналіз таких графіків для всіх контрольованих показників ε , σ_{F1} і σ_H дозволяє здійснювати обґрунтований селекційний підбір шестірні і колеса ремонтної ТЗП з урахуванням наведених вище умов.

Висновки і перспективи подальшого використання. Наведені в статті матеріали є складовою робіт, спрямованих на удосконалення технології ремонту ТЗП рухомого складу. Їх доцільно використовувати в подальших дослідженнях з розроблення рекомендацій щодо формування ремонтних тягових зубчатих передач електропоїздів серії EP-2 за умов забезпечення найкращих характеристик зачеплення і вимог згинної та контактної міцності в експлуатації.

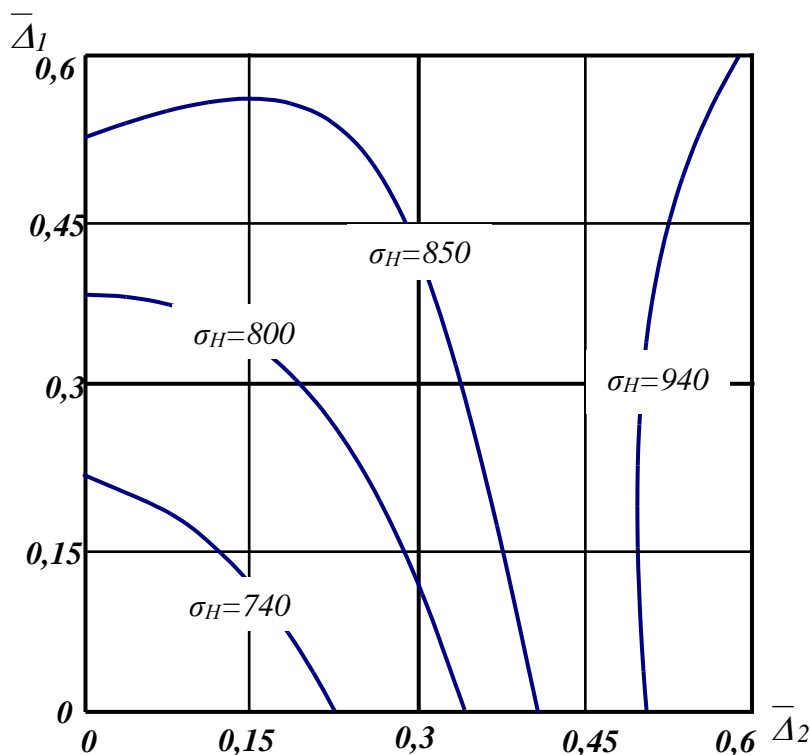


Рис. Допоміжний графік для визначення рівня контактних напружень σ_H в ТЗП в залежності від зносу зубців шестірні і колеса

Список літератури

1. Боднар, Б.Є. Теорія та конструкція локомотивів. Основи проектування [Текст]: підруч. для вчз залізнич. трансп. / Б.Є. Боднар, Є.Г. Нечаєв, Д.В.Бобир; під ред. Б.Є. Боднара. – Дніпропетровськ: Ліра ЛТД, 2010. – 358 с.
2. Бирюков, И.В. Тяговые передачи электроподвижного состава железных дорог [Текст] / И.В. Бирюков, А.И. Беляев, Е.К. Рыбников. – М.: Транспорт, 1986. – 256 с.
3. Мороз, В.І. Обґрунтування перспективних напрямків підвищення експлуатаційної надійності тягових передач електропоїздів серії ЕР-2 [Текст] / В.І. Мороз, О.В. Братченко, С.В. Бобрицький // Зб.наук.праць. – Харків: УкрДАЗТ, 2009. – Вип. 111. – С. 176-182.
4. Мороз, В.І. Нова методика визначення експлуатаційних зносу профілів зубців та підбору парних коліс тягових зубчатих передач [Текст] / В.І. Мороз, О.В. Братченко, С.В. Бобрицький // Зб.наук.праць. – Харків: УкрДАЗТ, 2010. – Вип. 117. – С. 12-16.
5. Мороз, В.І. Основи конструювання і САПР [Текст] / В.І. Мороз, О.В. Братченко, В.В. Лінков. – Харків: Нове слово, 2003. – 194 с.
6. Мороз, В.І. Основи конструювання і САПР технічних засобів залізничного транспорту [Текст] / В.І. Мороз, О.В. Братченко, К.В. Астахова. – Харків: УкрДАЗТ, 2009. – 136 с.
7. Мороз, В.І. Уточнена методика проектувальних розрахунків тягових зубчастих передач моторвагонного рухомого складу [Текст] / В.І. Мороз, О.В. Братченко, С.В. Бобрицький // Зб.наук.праць. – Харків: УкрДАЗТ, 2009. – Вип. 107. – С. 153-158.

Ключові слова: рухомий склад, тягова зубчата передача, шестірня, колеса, знос, коефіцієнт перекриття, згинні напруження, контактні напруження, узагальнені математичні моделі.

Анотації

У статті обґрунтовано необхідність удосконалення технології ремонту тягових зубчатих передач залізничного рухомого складу, що передбачає розроблення рекомендацій щодо обґрунтованого підбору парних шестерень та коліс за умов досягнення їх високих експлуатаційних показників. Показано, що одним з можливих варіантів вирішення такої задачі є застосування технології, в основу якої закладено використання узагальнених математичних моделей, які описують зміни основних показників якості зацеплення та міцності в залежності від ступенів зносу зубців шестерні та колеса тягової зубчатої передачі. Представлений приклад отримання таких математичних моделей для тягових зубчатих передач електропоїздів серії ЕР-2. Надані висновки і рекомендації щодо подальшого використання результатів досліджень.

В статье обоснована необходимость усовершенствования технологии ремонта тяговых зубчатых передач железнодорожного подвижного состава, что предусматривает разработку рекомендаций по подбору парных шестерен и колес по условиям достижения их высоких эксплуатационных показателей. Показано, что одним из возможных вариантов решения такой задачи является применение технологии, в основу которой заложено применение обобщенных математических моделей, которые описывают изменение основных показателей зацепления и прочности в зависимости от степени износа зубьев шестерни и колеса тяговой зубчатой передачи. Представлен пример получения таких математических моделей для тяговых зубчатых передач электропоездов серии ЭР-2. Даны выводы и рекомендации по дальнейшему использованию результатов исследования.

The necessity of improvement of technology of repair of the hauling gearings of railway mobile composition is grounded in the article, that foresees development of recommendations on the selection of pair cog-wheels and wheels on the terms of achievement of their high operating indexes. It is shown that one of possible variants of decision of such task is application of technology, application of the generalized mathematical models which describe the change of basic indexes of hooking and durability depending on the degree of wear of cog-wheel and wheel of the hauling gearing is stopped up in basis of which. The example of receipt such mathematical models is represented for the hauling gearings of electric trains of series of ER-2. Conclusions and recommendations are given on the further use of research results.

УДК 656.222.3:656.223.1

*Асист. Л.О. Пархоменко,
В.С. Дюкарев*

*Assistant L.A. Parkhomenko,
V.S. Dyukarev*

**РОЗРОБКА МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ВИЗНАЧЕННЯ
РАЦІОНАЛЬНИХ ВАРІАНТІВ УВ'ЯЗКИ ОБЕРТУ СОСТАВІВ
ПРИПИСКИ РІЗНИХ ЗАЛІЗНИЦЬ В ЗАГАЛЬНИЙ ОБІГ**

**DEVELOPMENT OF A MATHEMATICAL MODEL FOR DETERMINING
THE RATIONAL OPTION OF LINKING MOMENTUM-PROOF OF
REGISTRY DIFFERENT RAILWAY IN TOTAL TURNOVER**

Представив д-р техн. наук, професор Д.В. Ломотько

Вступ і актуальність теми. В умовах росту конкуренції на транспортному ринку виникають нові вимоги щодо технологій управління залізничним пасажирським комплексом з позиції системного підходу [1]. Одним із напрямків формування нових технологій організації перевезень є реалізація кільцювання схем обігу пасажирських составів на залізничній мережі на основі застосування сучасних досягнень у галузі інтелектуальних систем. Такий підхід дозволить дослідити усі можливі варіанти системи організації пасажирських поїздопотоків на полігоні мережі, що, як наслідок, буде сприяти комплексному вирішенню задачі розрахунку плану формування та розробки раціональних схем обігу пасажирських поїздів на мережі залізниць.

Існуючі підходи до вирішення задач розробки схем обігу пасажирських складів на практиці зводяться до використання експертних методів, недоліком яких є неможливість точної оцінки попиту на перевезення і неможливість швидкого перебору багатьох варіантів кільцювання схем обігу составів, що є досить неефективним і впливає на економічну

ефективність курсування пасажирських поїздів [2, 3].

Постановка задачі. Для підвищення ефективності системи управління пасажирськими складами на мережі необхідним є проведення теоретичного обґрунтування процесу розробки плану формування пасажирських поїздів з урахуванням схем кільцювання їх составів для можливості пристосування до коливань попиту на перевезення.

Вирішення задачі. Постановка задачі кільцювання схем обігу пасажирських составів має такий вигляд: існують пункти приписки пасажирських составів, що виступають станціями їх формування. В кожному пункті формування ЛВЧД, ВЧ визначена максимальна кількість составів з обмеженою місткістю, які можуть бути використані для перевезення пасажирів. На мережі залізниць встановлені можливі пункти оборту составів, причому між кожним пунктом відомі прогнозна кількість пасажирів та експлуатаційні витрати на перевезення одного пасажирів з урахуванням інфраструктури дільниці. При побудові маршруту прямування пасажирського состава необхідне

дотримання умови, що маршрут повинен бути замкнений, тобто кожен состав повинен повернутись до пункту приписки, з якого почав свій рух. В кожному з пунктів оборту состав повинен побувати лише один раз, тобто необхідно скласти схему кільцювання состава, при цьому не

відвідавши пункт оборту двічі. Критерієм формування схем кільцювання на мережі є мінімізація сумарних транспортних витрат кожного состава на мережі. На рис. 1 наведено схематичне подання вхідних та вихідних даних для розв'язання задачі кільцювання пасажирських составів.

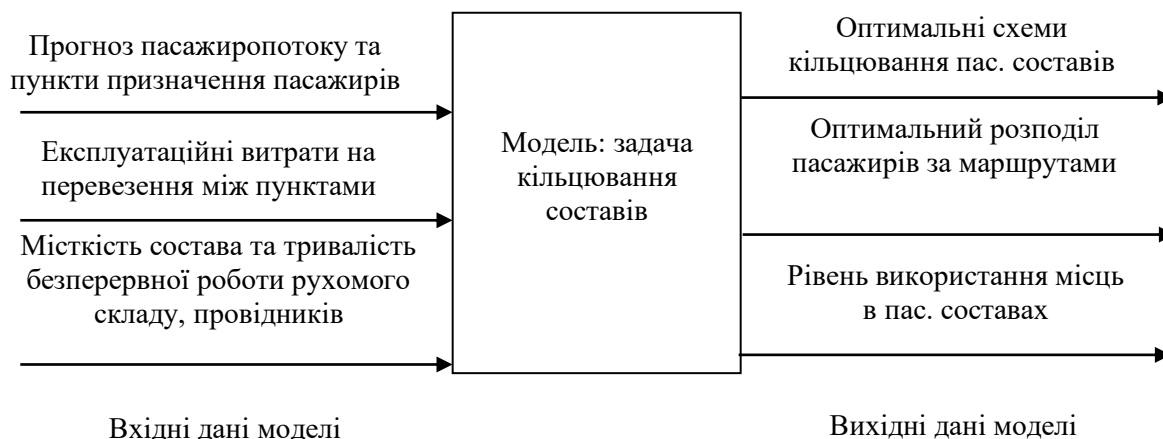


Рис. 1. Вхідні та вихідні дані задачі вибору схем кільцювання пасажирських составів

Задачу вибору схем кільцювання пасажирських составів на концептуальному рівні можна описати наступним чином. Задано залізничну мережу у вигляді орієнтованого графу $G(E, A)$ [4], де вершини E графу мережі відповідають станціям формування та оборту пасажирських поїздів, а орієнтовані ребра A фізичного графу відповідають можливим напрямкам призначення пасажирських поїздів. Кожне ребро фізичного графу мережі G подається двома орієнтованими дугами $A_{i,j}, A_{j,i}$ ($A \in [1, n]$) для прямого та зворотного напрямків відповідно (рис. 2). Позначимо через f_{ij} прогнозу величину інтенсивності пасажиропотоку із i в j .

Згідно з графом залізничної мережі задана матриця $C = \|c_{ij}\|$ вартості перевезення одиниці потоку між пунктами

i та j ($i = \overline{1, n}; j = \overline{1, n}; i \neq j$) та матриця $F = \|f_{ij}\|$, що відповідає інтенсивності пасажиропотоків між пунктами i та j , де $i, j \in E$. Для визначення загального часу руху поїзда за маршрутом кожній дузі (i, j) мережі відповідає час його знаходження в дорозі $t_{i,j}$ між станцією i та станцією j .

Вершини $E = p \cup q$ для кожного состава поділяються на вершини p , що відповідають пунктам дислокації (приписки составів), та вершини q , що відповідають станціям можливого прослідування та оборту пасажирських составів.

Позначимо індексом k пасажирський состав, де $k = \overline{1, v}, k \in V, V$ – множина пасажирських составів, що приписані до пункту p , які передбачається використовувати з відповідною середньою місткістю состава.

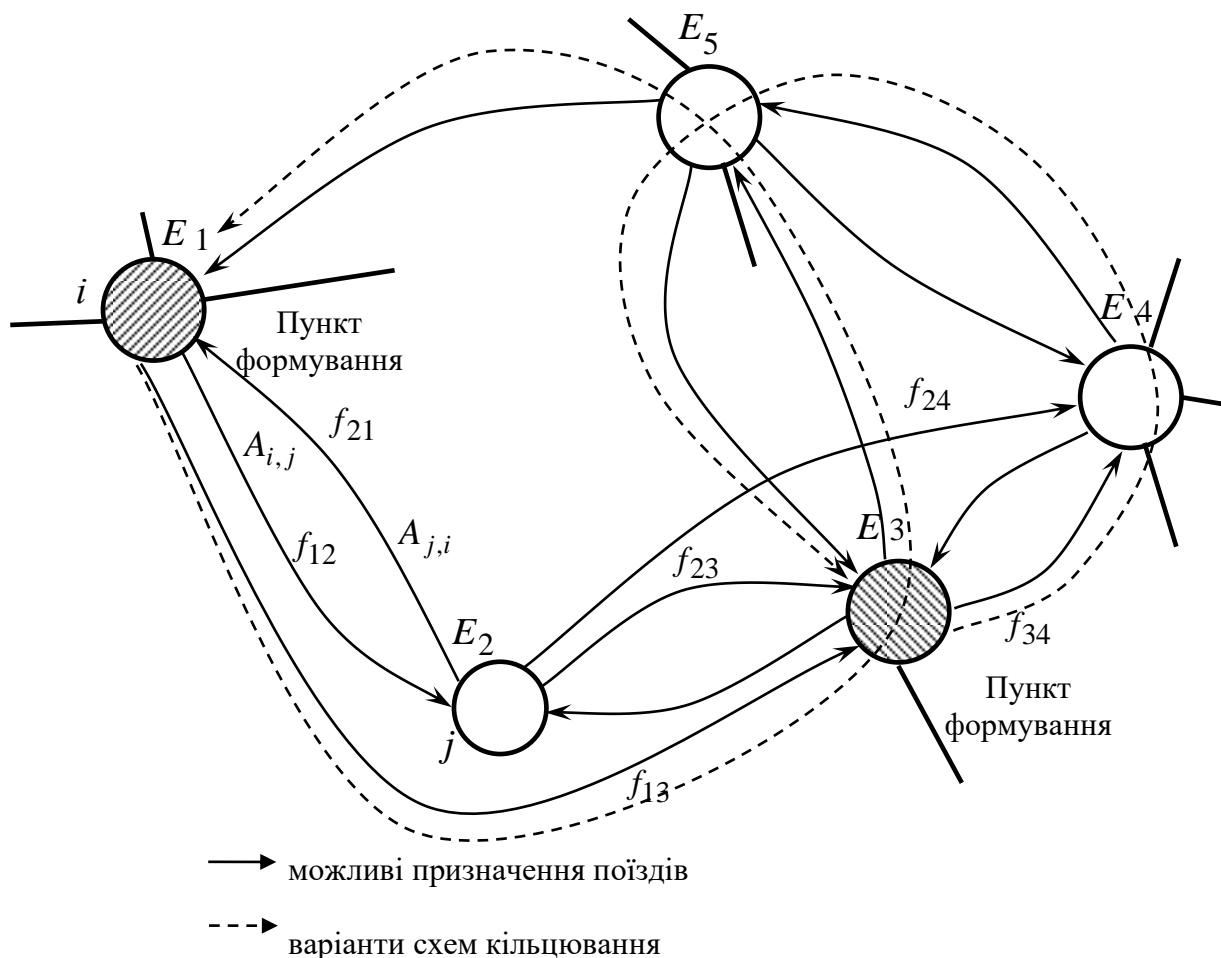


Рис. 2. Граф залізничної мережі $G(E, A)$

Необхідно із множини пунктів оборту для кожного состава визначити схему кільцювання. Очевидно, що в загальному вигляді кільцевим маршрутом обороту состава є послідовність ниток графіка руху, ув'язаних між собою, від початку до кінця маршруту, тобто так званий знайдений

гамільтонів цикл на графі $G(E, A)$ (за ім'ям ірландського математика У. Гамільтона) [5].

Для формування варіантів маршруту прямування состава між станціями обороту сформуємо матрицю X , елементи якої набувають значення

$$X_{ij}^k = \begin{cases} 1, & \text{якщо маршрут прямування існує;} \\ 0, & \text{в іншому випадку.} \end{cases}$$

Оскільки напрямок прямування пасажирського поїзда з кожної опорної станції повинен бути визначений однозначно, на змінну X_{kl} накладається

обмеження, що однозначно визначає відправлення состава з кожного пункту лише один раз

$$\sum_{i=1}^n X_{ij}^k = 1, i = \overline{1, n}. \quad (1)$$

$$\sum_{j=1}^n X_{ij}^k = 1, j = \overline{1, n}. \quad (2)$$

Тоді повинна існувати умова, за якою кожен состав k прибуває в кожний пункт оберту тільки один раз,

Для забезпечення замкнутості маршруту, що містить n пунктів оберту, і не містить замкнутих внутрішніх петель, необхідним є дотримання обмеження

$$U_i - U_j + n \cdot X_{ij} \leq n - 1, i, j = \overline{1, n}, i \neq j. \quad (3)$$

$$\text{де } X_{ij} \in \{0, 1\}, i = \overline{1, n}; j = \overline{1, n}$$

Окрім структурних обмежень необхідно визначення технологічних умов на схему кільцювання. На час обігу состава накладається обмеження, при якому сума часу руху состава в прямому та зворотному напрямках до станції приписки состава $j = p$ не повинна перевищувати максимальний час безперервної роботи бригади провідників $l \cdot t_{\text{об}p}^{\text{пов}}$

$$\sum_{i, j \in E} t_{p,j}^k + \sum_{i, j \in E} t_{j,p}^k \leq l \cdot t_{\text{об}p}^{\text{пов}}, \forall k \in V, \quad (4)$$

де l – ціле число, що визначає дальність маршруту прямування поїзда.

Для задоволення попиту пасажирів на мережі необхідно дотримання обмеження щодо освоєння густоти пасажиропотоків на дільниці

$$\sum_k \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n a^k X_{ij}^k \geq \varphi \Gamma_{ij}, i = \overline{1, m}, \quad (5)$$

де a^k – місткість пасажирського состава k ;

φ – заданий рівень освоєння пасажиропотоку на дільниці;

Γ_{ij} – густина пасажиропотоку на дільниці (ij) .

Задача вибору схем кільцювання пасажирських составів зводиться до мінімізації витрат на перевезення, де цільова функція має вигляд

$$F = \sum_k \sum_i \sum_j C_{ij} f_{ij} X_{ij}^k \rightarrow \min. \quad (6)$$

Цільова функція (5) та обмеження (1-5), по суті, дозволяють знайти на графі G відповідно до кількості составів k контури мінімальної довжини, тобто k циклів, що проходять через кожен вершину рівно один раз і мають мінімальну вагу за умови освоєння пасажиропотоку та дотримання обмеження на тривалість безперервної роботи бригад провідників.

Задача зводиться до комбінаторних задач цілочисельного програмування, що відноситься до NP -складних [6]. Як відомо з математики, для перебору всіх варіантів необхідно провести число перестановок $n!$, де n - кількість пунктів. Так як в задачі вибору схем обігу вихідний пункт приймається одним і тим же, то достатньо перебрати всі пункти, що залишилися, тобто кількість перестановок буде дорівнювати $(n-1)!$ Алгоритм повного перебору майже завжди дає точне рішення задачі, проте тривалість таких обчислень може зайняти недозволено багато часу. Відомо, що при значеннях $n > 12$ сучасний

комп'ютер не зміг би розв'язати завдання навіть за весь час існування всесвіту. За таких умов необхідним є застосування евристичних методів пошуку наближеного до оптимального розв'язання задачі. Виходячи із умов обчислювальної складності, в роботі для розв'язання поставленої задачі запропоновано використати засіб реалізації процедур евристичного моделювання на базі генетичного алгоритму (англ., Genetic Algorithms [7]).

Реалізація першого етапу роботи алгоритму передбачає подання набору параметрів моделі у формі хромосоми фіксованої довжини з урахуванням обмежень на їх діапазони і зведенням їх в один числовий вектор C_h , що складається з двох частин,

$$C_h = (C^1 C^2),$$

де $h = \overline{1, K}$ – номер хромосоми C .

Перша частина хромосоми реалізує гени, що визначають маршрут прямування пасажирського состава між станціями полігону мережі на основі прямого способу подання різних значень індексів пунктів оберту в послідовному порядку, тобто

$$C^1 = ([2, 1, \dots, i, \dots, j, \dots, 5, 10, \dots, n]),$$

відповідно до умови запропонованої технології пошук маршруту прямування поїзда починається з другої станції полігону.

Друга частина хромосоми представлена генами, що моделюють пункти зупинки маршруту (після обриву маршруту состав повертається до пункту приписки) для кожного состава. По суті, кількість генів складає $k - 1$, і кожне значення гена визначає номер позиції гена в першій частині хромосоми C^1 .

$$C^2 = ([3, 5, \dots, 10]).$$

Наприклад, для 10 пунктів оберту і трьох составів хромосома може мати вигляд $C^1 = ([5, 6, 9, 1, 4, 2, 8, 10, 3, 7])$, тоді як $C^2 = ([3, 7])$, що означає перший состав, обертається з пункту 5 до 6, потім до 9 та повертається до 5; другий состав з пункту 1 до 4, до 2, до 8 і назад до 1; третій состав з 10 до 3 та 7 і повертається до 10.

Одним із важливих компонентів роботи генетичного алгоритму є формування фітнес-функції оптимальності для хромосом $C_h = (C^1 C^2)$. Згідно з дослідженнями [7], в роботі для обліку обмежень був використаний метод штрафних функцій, що дозволило перетворити задачу умовної оптимізації (1-5) на задачу безумовної оптимізації.

Як спрощений приклад роботи запропонованої моделі еволюційного розвитку, в середовищі Matlab проведено розрахунки щодо визначення схеми обігу пасажирського состава для довільного полігону мережі, що подано на рис. 3. Запропонована процедура еволюційного моделювання дозволила при популяції, рівній 80, та за 5000 генерацій знайти оптимальне рішення за 127,172 секунд (характеристики РС AMD 2,24 ГГц). На рис. 4 наведено графіки залежності значень функцій F від кількості генерацій процедури еволюції.

Висновки. Отриманий результат свідчить, що запропонована процедура генетичного моделювання є ефективним та потужним інструментом розв'язання поставленої задачі. Причому з'являється можливість проведення розрахунків над задачами, розв'язання яких було неможливо класичними методами. Подальшим напрямком досліджень у реалізації технології організації схем обігу пасажирських составів на основі розробленої еволюційної моделі є створення системи підтримки прийняття рішень оперативного персоналу пасажирських служб залізниць з використання WEB-технологій.

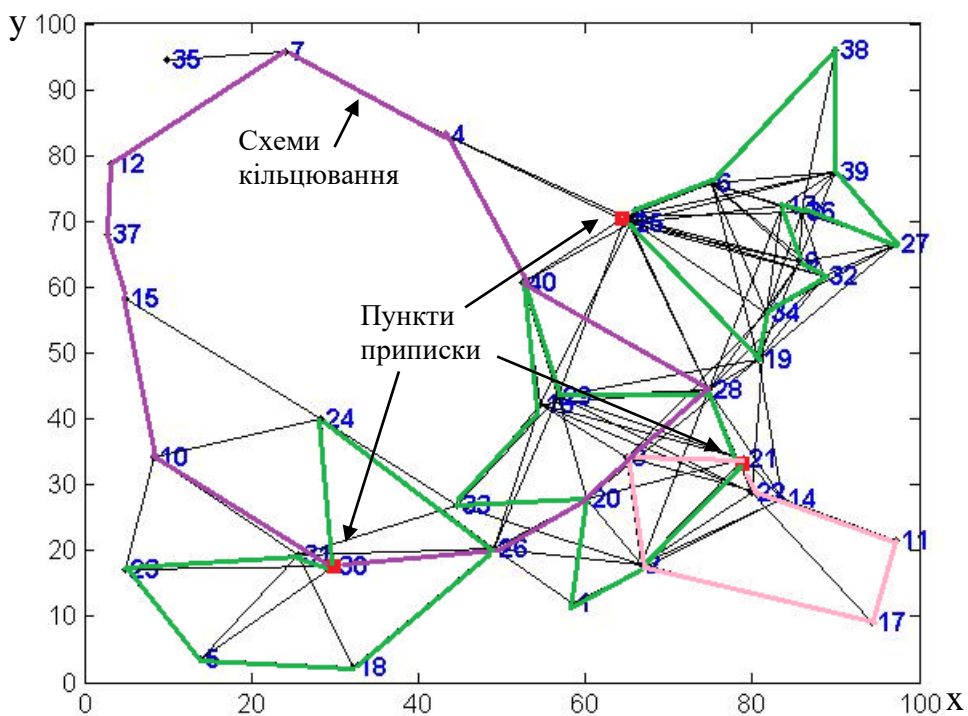


Рис. 3. Схема кільцювання пасажирських составів з трьох пунктів приписки на мережі з 39 станцій

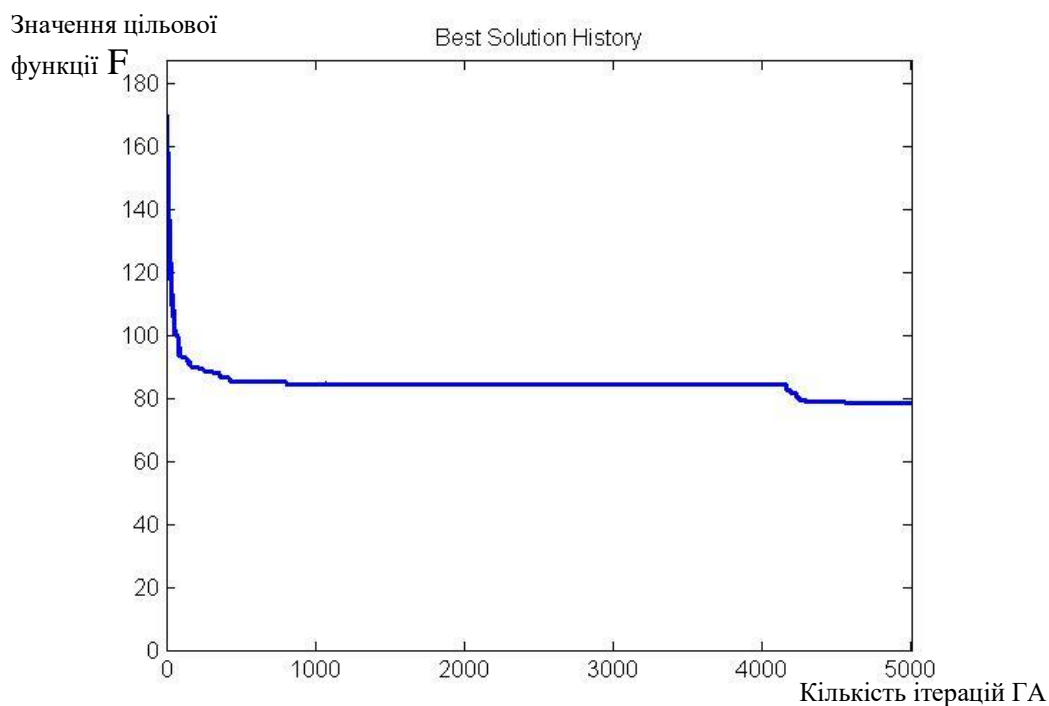


Рис. 4. Графік залежності значень цільової функції F від кількості генерацій процедури еволюції

Це дозволить при розв'язанні задач визначення раціональних схем обігу пасажирських составів наблизити ефективність функціонування АСК ПП УЗ

до реальних процесів роботи транспорту з урахуванням потреб керівників, що приймають рішення.

Список літератури

1. Про схвалення Транспортної стратегії України на період до 2020 року [Текст]: Постанова Кабінету Міністрів України від 20.10.2010 р. № 2174-р. – 12 с.
2. Шубко, В.Г. Разработка оптимальной схемы обращения пассажирских поездов на заданном полигоне сети железных дорог [Текст]/ В.Г.Шубко, Ф.С. Гоманков // Тр. МИИТ. – 1973. – Вып. 420. – С. 117-129.
3. Прохорченко, А.В. Удосконалення системи прогнозування пасажиропотоків на основі нейро-нечіткого моделювання [Текст] / А.В. Прохорченко, М.В.Кулакова // Зб. наук. праць. – Харків: УкрДАЗТ, 2013. – Вип. 135. – С. 80-84.
4. Харари, Ф. Теория графов [Текст] / Ф. Харари. – М.: Мир, 1973. – 301 с.
5. Azi N. An exact algorithm for a single-vehicle routing problem with time windows and multiple routes / N. Azi, M. Gendreau, J.-Y. Potvin. // European Journal of Operational Research, 2007. – 78. – P. 755–766.
6. Кормен, Т. Алгоритмы: построение и анализ [Текст] / Т. Кормен, Ч. Лейзерсон, Р Ривест. - М.: МЦНМО, 2001. – 120 с.
7. Deb K. Genetic algorithms for function optimization. In: Genetic Algorithms and Soft Computing, Edited by F. Herrera and J. L. Verdegay. Heidelberg: Physica-Verlag, 1996. – P. 3-29.

Ключові слова: план формування пасажирських поїздів, схема обігу состава, математична модель, генетичний алгоритм.

Анотації

Робота присвячена розв'язанню актуальної задачі удосконалення технології кільцювання схем обігу пасажирських составів. Розроблено математичну модель визначення раціональних варіантів ув'язки оборту составів приписки різних залізниць в загальний обіг. Для розв'язання поставленої задачі запропоновано використати засіб реалізації процедур евристичного моделювання на базі генетичного алгоритму.

Робота посвящена решению актуальной задачи совершенствования технологии кольцевания схем обращения пассажирских составов. Разработана математическая модель определения рациональных вариантов увязки оборота составов приписки различных железных дорог в общий оборот. Для решения поставленной задачи предложено использовать средство реализации процедур эвристического моделирования на базе генетического алгоритма.

The work is dedicated to solving the actual problem of improvement of technology banding patterns of circulation of passenger trains. A mathematical model of the definition of rational choices turn trains linking various registry railways in general circulation. To solve this problem suggested to use means of heuristic modeling procedures based on genetic algorithm.

УДК 629.592:620.178

Кандидаты техн. наук Ю.Я. Водяников,
Т.В. Шелейко, А.М. Сафронов (ГП «УкрНИИВ»)

Cand. of techn. sciences Y.Ya. Vodyannikov,
T.V. Sheleyko, A.M. Safronov

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ТОРМОЗНОГО ПУТИ ПАССАЖИРСКОГО ПОЕЗДА ПРИ НЕДОСТАТОЧНОМ КОЭФФИЦИЕНТЕ СЦЕПЛЕНИЯ КОЛЕСА С РЕЛЬСОМ

METHODOLOGY DETERMINING THE BRAKE THE WAY PASSENGER TRAIN AT INSUFFICIENCY THE COEFFICIENT OF ADHESION WHEEL-RAIL

Представил д-р техн. наук, профессор И.Э. Мартынов

Введение. Реализация скоростного и высокоскоростного пассажирского движения в Украине невозможна без применения на подвижном составе высокоэффективных и надежных тормозных систем [1, 2]. Вместе с тем, повышение тормозной эффективности обуславливает повышение вероятности появления юза (заклинивания колесных

пар) при торможении, что вызывает необходимость оборудования современных пассажирских вагонов противоюзными устройствами [3, 4]. Противоюзное устройство предназначено для предотвращения блокировки колесных пар при торможении (рис. 1), которая возникает вследствие низкого коэффициента сцепления колеса с рельсом.

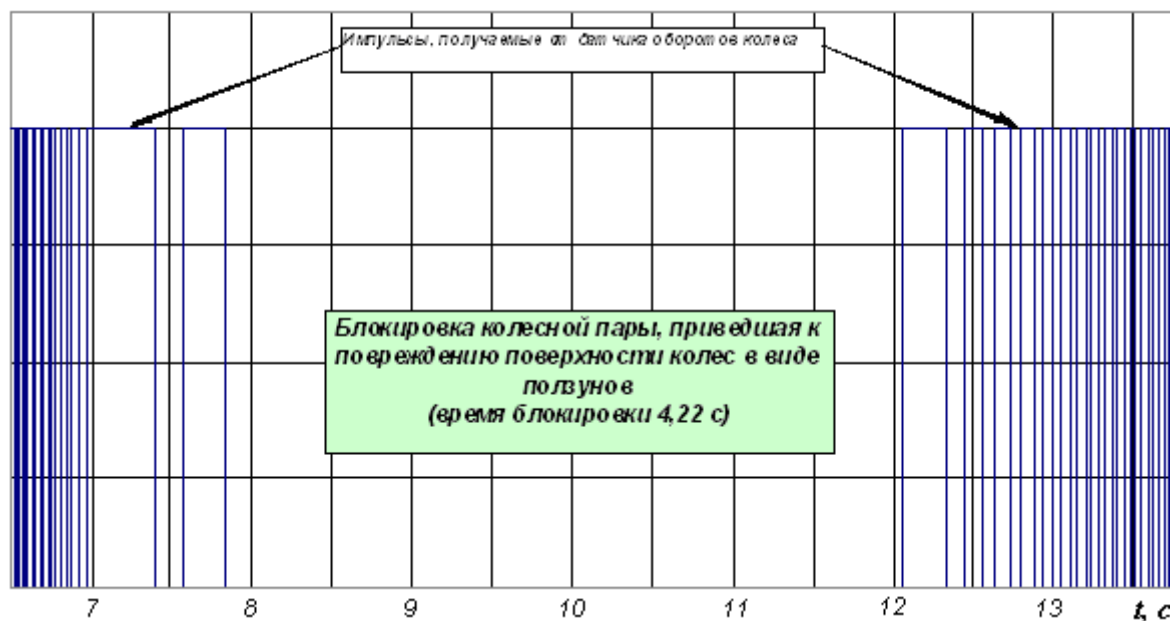


Рис. 1. Блокировка вращения колесной пары

Работа противоюзного устройства сопровождается снижением тормозного коэффициента и, следовательно, увеличением тормозного пути пассажирского поезда. В этой связи в одну из актуальных выдвигаются задачи экспериментальной оценки тормозного пути пассажирского поезда в условиях низкого коэффициента сцепления колеса с рельсом.

Постановка проблемы. Принцип работы противоюзного устройства состоит в растормаживании (выпуске сжатого воздуха из тормозных цилиндров клещевых механизмов) колесной пары при снижении линейной скорости вращения колеса ниже допустимого значения, вследствие чего линейная скорость вращения колеса увеличивается [5]. При достижении линейной скорости вращения колеса величины, равной скорости движения вагона, тормозные цилиндры вновь наполняются сжатым воздухом (рис. 2).

При безюзовом торможении частота вращения колесной пары изменяется равномерно (рис. 3), срабатывание

противоюзного устройства характеризуется переменной частотой вращения колеса (рис. 4).

Указанные различия вращения колесных пар при отсутствии и возникновении юзовой ситуации обуславливают необходимость разработки алгоритма и методики определения тормозного пути в случае срабатывания противоюзного устройства при недостаточном коэффициенте сцепления колеса с рельсом.

Изложение материала. Тормозной путь пассажирского поезда определяется, как правило, по количеству оборотов вращения колесной пары от начала торможения до полной остановки. Измерение оборотов и скорости вагона осуществляется с использованием штатного датчика противоюзного устройства, установленного на оси колесной пары, при этом на выходе из АЦП образуется сигнал П-образной формы (рис. 5).

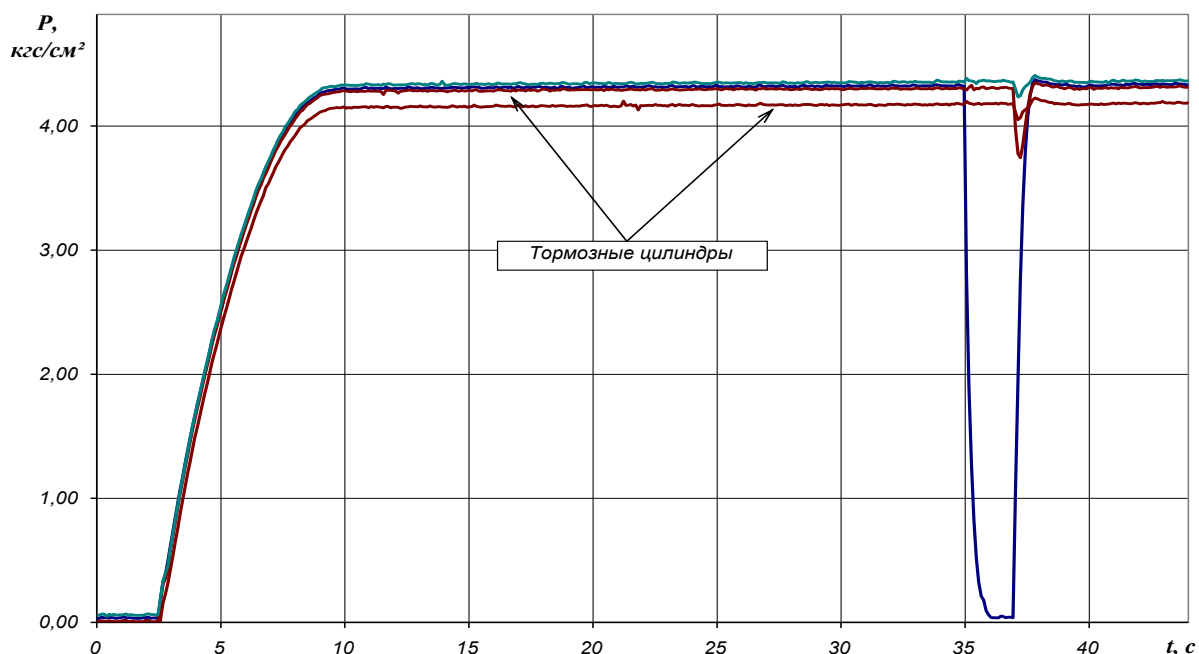


Рис. 2. Растормаживание колесной пары при срабатывании противоюзного устройства

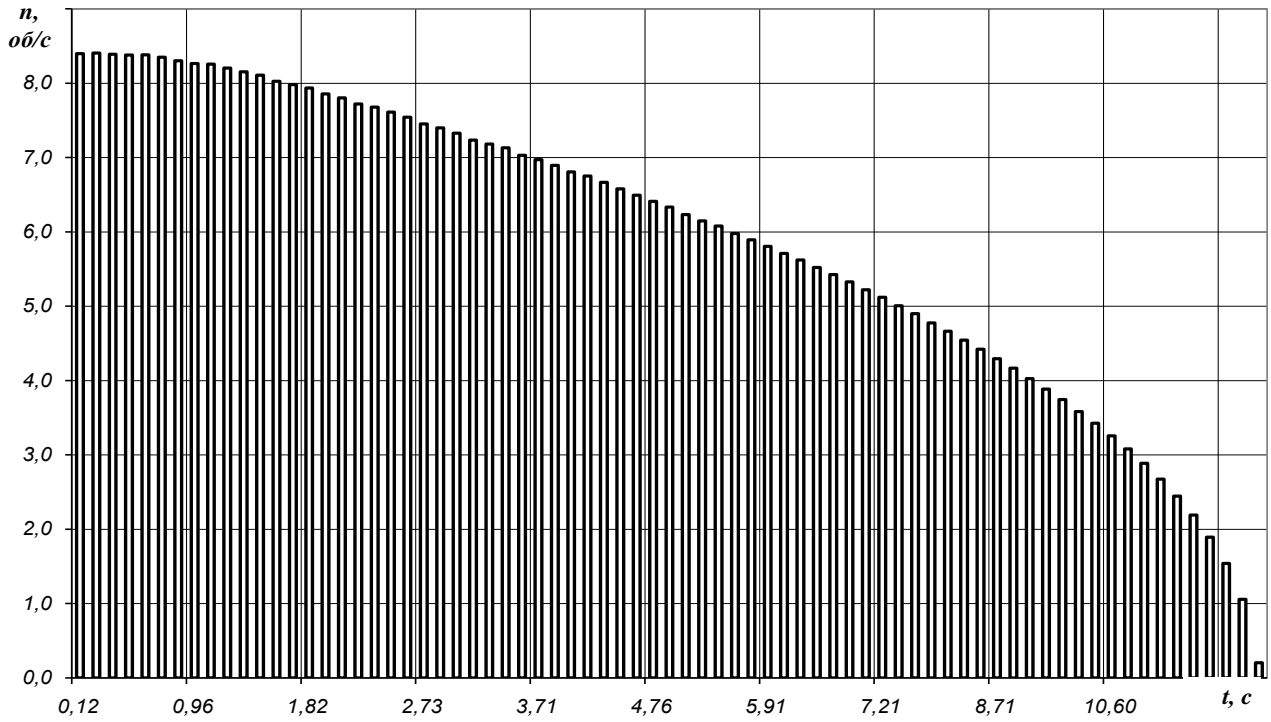


Рис. 3. Частота вращения колесной пары при отсутствии юзовой ситуации

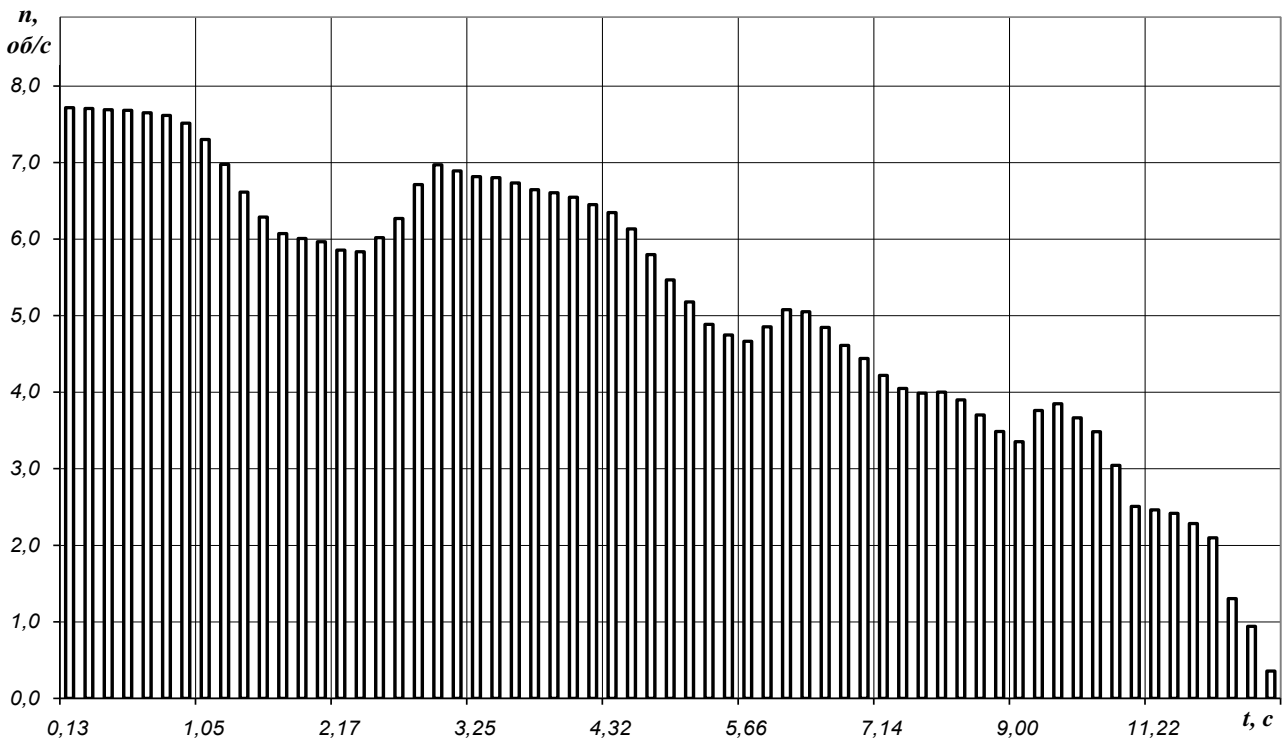


Рис. 4. Частота вращения колесной пары при юзовой ситуации

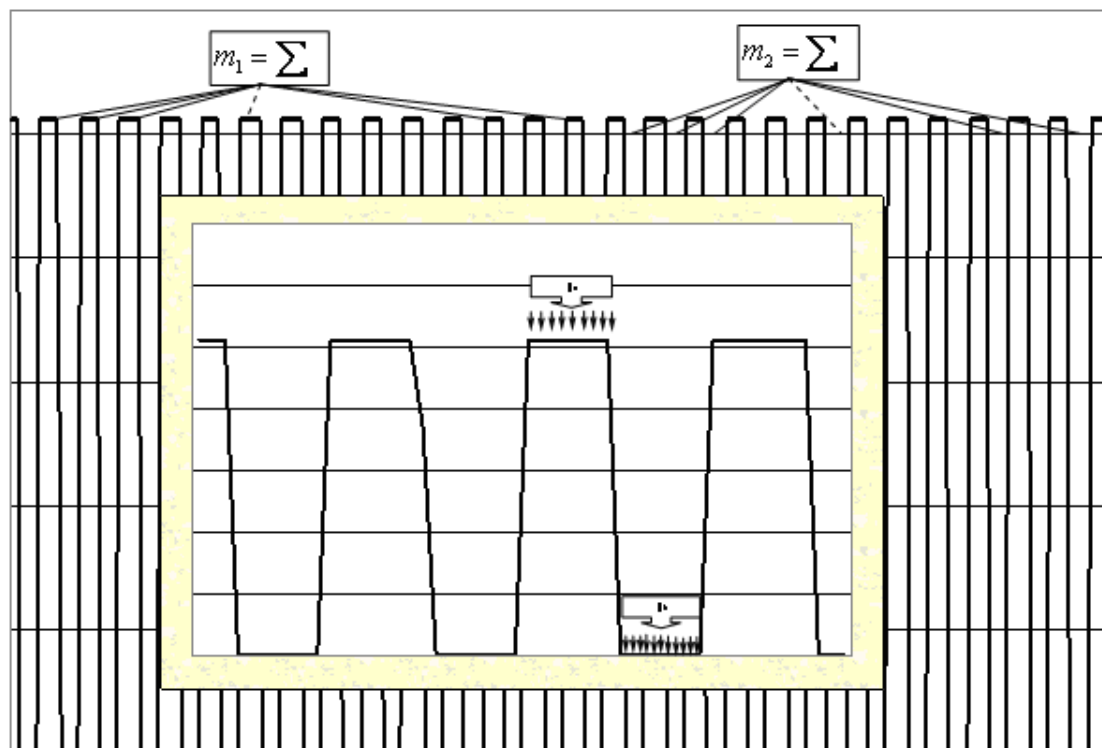


Рис. 5. Сигнал, получаемый от датчика оборотов

Число оборотов колеса ($n_{об}$) определяется по количеству выступов (m_1) и впадин (m_2) за период от начала торможения до полной остановки вагона (см. рис. б) и суммарному числу зубьев (z_1) и впадин (z_2) зубчатого колеса

$$n_{об} = \frac{m_1 + m_2}{z_1 + z_2}. \quad (1)$$

Тормозной путь определяется произведением числа оборотов ($n_{об}$) на фактическую длину окружности (L_k) колеса

$$S_T = n_{об} \cdot L_k. \quad (2)$$

Для определения мгновенной скорости движения вагона подсчитывается число импульсов, приходящихся на выступ n_1 и впадину n_2 за один оборот зубчатого колеса

$$N_{имп} = n_1 \cdot m_1 + n_2 \cdot m_2. \quad (3)$$

Мгновенная скорость движения вагона определяется по формуле

$$V_i = \frac{L_k \cdot \omega}{N_{имп}}, \quad (4)$$

где ω – частота опроса АЦП, 1/с.

Учитывая особенности вращения колесной пары при юзовой ситуации, тормозные пути поезда определяются по формуле

$$S(V) = \sum_i V_i \cdot t_i, \quad (5)$$

где V_i – мгновенная линейная скорость вращения колеса;

t_i – время в i -ом временном интервале движения;

i – номер интервала, на которые разбивается время торможения.

Предварительно скорость движения подвергается сглаживанию путем экстраполяции линейной зависимостью (рис. 6) по формуле

$$V = -\frac{V_1 - V_2}{t_2 - t_1} \cdot t + \frac{V_1 - V_2}{t_2 - t_1} \cdot t_2 + V_2, \quad (6)$$

где V_1, t_1 и V_2, t_2 – координаты опорных точек.

В качестве опорных принимаются точки, характеризующие максимальную скорость вращения, которую приобретает колесная пара после выхода из юзовой ситуации (рис. 7).

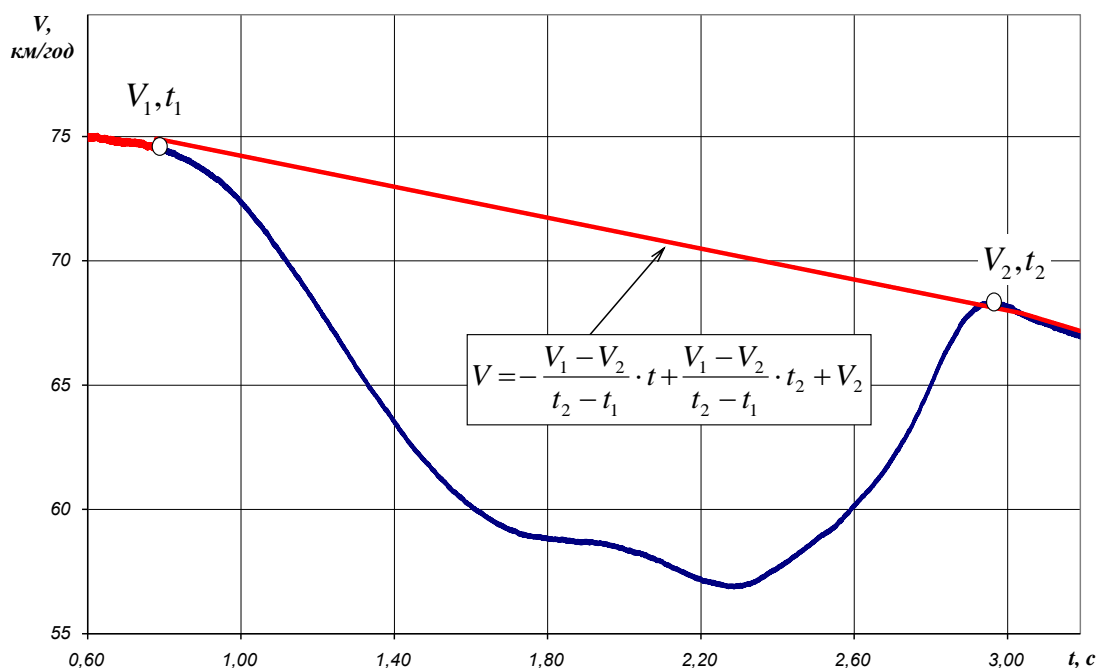


Рис. 6. Экстраполяция скорости движения по опорным точкам

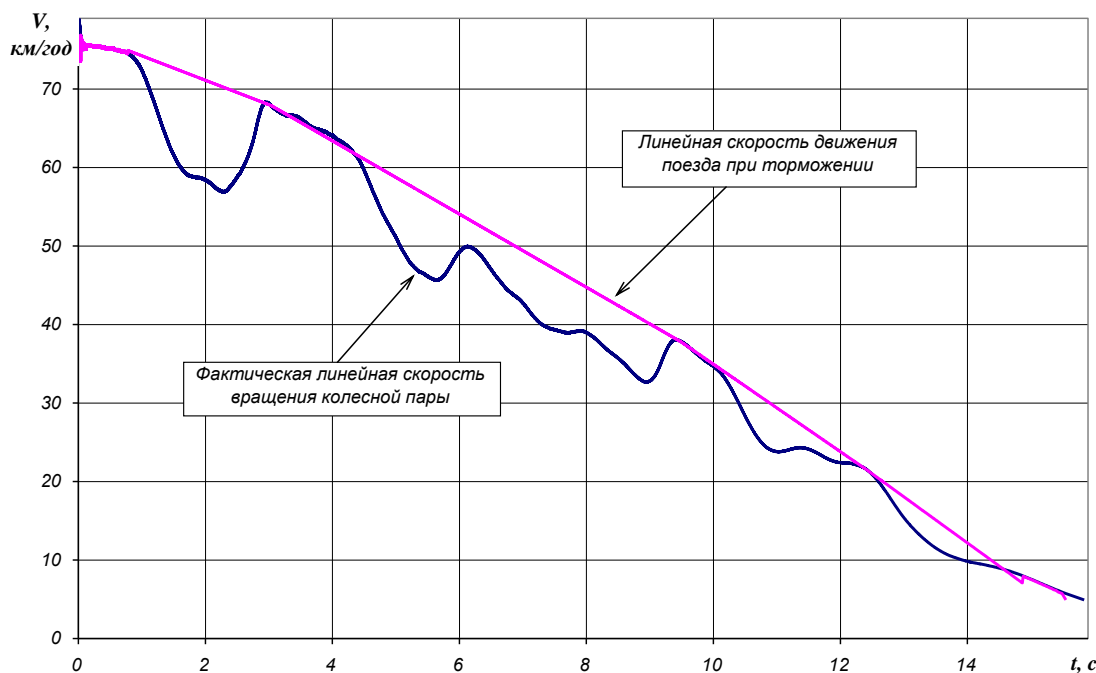


Рис. 7. Кинематика движения колесной пары при юзовой ситуации

Выводы. Представленная методика определения тормозного пути пассажирского поезда при возникновении юзовой ситуации позволяет оценить

эффективность тормозной системы при недостаточном коэффициенте сцепления колеса с рельсом.

Список литературы

1. Розпорядження Кабінету Міністрів України від 16.12.2009 р. № 1555-р «Про схвалення Стратегії розвитку залізничного транспорту на період до 2020 року» [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://document.ua/kabinet-ministriv-ukrayini-org012148.html>.
2. Цыган, Б.Г. Тенденции развития современного вагоностроения: глобализация производства и интернационализация рынка [Текст] / Б.Г. Цыган, А.Б. Цыган // Вагонный парк. – 2009. – № 7-8. – С. 28-31.
3. Богданов, В.М. Современные проблемы системы колесо-рельс [Текст] / В.М. Богданов, С.М. Захаров // Железнодорожный транспорт. – 2004. – № 1. – С. 57-62.
4. Гура Г.С. «Колесо-рельс»: проблемы, противоречия, компромиссы [Текст] / Г.С. Гура // Вагоны и вагонное хозяйство. – 2006. – № 1(5). – С. 29-31.
5. Гогричиани Г.В. Основные принципы управления системой противоюзной защиты современного подвижного состава [Текст] / Г.В. Гогричиани, А.В. Казаринов, В.В. Михеев, С.Б. Курцев // Вестник ВНИИЖТ. – 2003. – № 3. – С. 14-20.

Ключевые слова: колодочный тормоз, противоюзное устройство, коэффициент сцепления, тормозная эффективность.

Аннотации

Наведена методика експериментального визначення гальмівного шляху пасажирського потяга у разі виникнення юзової ситуації, обумовленої недостатнім коефіцієнтом зчеплення колеса з рейкою. Подані алгоритм і розрахункові залежності, що дозволяють оцінювати гальмівну ефективність.

Приведена методика експериментального определения тормозного пути пассажирского поезда при возникновении юзовой ситуации, обусловленная недостаточным коэффициентом сцепления колеса с рельсом. Представлен алгоритм и расчетные зависимости, позволяющие оценивать тормозную эффективность.

Recalculation procedure of the braking efficiency of a passenger train with a disk brake to the braking efficiency of the shoe brake is given. Analytic dependences for determining design factor of the pressure force for composite brake shoes and cast-iron brake shoes depending on the braking distance of the passenger train equipped with a disk brake are represented.

УДК 629.4.027.5

*Канд. техн. наук Д.І. Волошин (УкрДАЗТ),
головний спеціаліст О.М. Носач (ДНДЦЗТУ),
асист. С.В. Перешивайлов (УкрДАЗТ)*

*Cand. of techn. sciences D. I. Voloshin,
chief specialist A. N. Nosach,
assistant S. V. Pereshyvajlov*

РОЗРОБКА ЗАХОДІВ З ПРОТИДІЇ ЗАКЛИНЮВАННЯ КОЛІСНИХ ПАР ВАГОНІВ

DEVELOPMENT ACTIONS TO FIGHT JAMMING CAR WHEEL PAIRS

Представив д-р техн. наук, професор І.Е. Мартинов

Вступ. Підвищений знос рейок та гребенів коліс – питання, яке є актуальним протягом останніх 20-25 років.

Вимірювання геометричних параметрів колісної пари, безпосередньо впливає на подальше її використання та являє собою безперервний процес на всіх стадіях експлуатації та ремонту колісної пари. Від належної якості проведених вимірювань залежить надійна робота колісної пари та її правильна взаємодія з рейковою колією.

Постановка проблеми. Аналізуючи допустимі геометричні параметри рейкової колії та колісної пари [1, 2], автори статті визначили, що мають місце ситуації заклинювання колісної пари в процесі експлуатації. Так, мінімальна ширина колії в прямих ділянках складає 1510 мм. Максимальна відстань між внутрішніми поверхнями ободів коліс – 1443 мм, товщина гребеня колеса після обточування поверхні кочення за профілями ДПТ-УЗ та ГОСТ 9036 дорівнює 33 мм. Відповідно зазор між гребенями коліс, насаджених на одну вісь, та рейками складає $1510 - 1443 - 2 \cdot 33 = 1$ мм.

В прямій ділянці колії колісна пара через наявність ухилів на поверхні кочення рухається непрямолінійно [6]. У вантажних вагонах бокові рами візків можуть мати

відхилення баз до 2 мм [3], що, у свою чергу, викликає розворот осей колісних пар одна відносно одної. Ці явища не дозволяють колісній парі вільно проходити прямі ділянки з мінімальною шириною колії та викликають підвищений опір руху. Підвищений опір руху викликає в місці контакту гребеня колеса та бокової грані рейки збільшення інтенсивності зносу.

Метою статті є доповнення можливих причин підвищеного зносу рейок та гребенів коліс, що розглядалися протягом останніх десятиріч та розгляд методик та пристроїв для визначення можливості заклинювання (провалювання) колісної пари.

Аналіз останніх досліджень. Проблемі підвищеного зносу рейок та гребенів колісних пар присвячено багато праць таких [4-11] провідних спеціалістів колійного та вагонного господарств: Гура Г.С., Веріго М.Ф., Коган А.Я., Певзнер В.О., Ромен Ю.С., Захаров С.М., Іванов А.А. та ін.

Основними причинами підвищеного зносу рейок та гребенів коліс вважають:

- змінення номінальної ширини колії (перехід з 1524 до 1520 мм);
- змінення відношення твердості рейок та коліс рухомого складу;

- підвищення осьового навантаження (з 235 до 250 кН);
- конструкція ходових частин;
- використання лінійного профілю колеса;
- низький рівень якості утримання колії та рухомого складу.

Виклад основного матеріалу. Як параметр, за значенням якого роблять висновок про можливість заклинювання (провалювання) колісної пари та підвищений знос гребенів коліс, обрано відстань між зовнішніми поверхнями гребенів коліс, насаджених на одну вісь, на відстані 18 мм від вершини гребеня. Умовно позначимо цю відстань як «ширина колісної пари». Різниця між шириною рейкової колії та шириною колісної пари визначає сумарний зазор між колесами та боковими поверхнями рейок.

Вимірювання ширини колісної пари на даний час не виконують, але це можливо зробити в декілька етапів:

- виконати вимірювання відстані між внутрішніми поверхнями ободів коліс за допомогою штангена ВВП МК 447.02.000 [14] у чотирьох точках, які лежать у двох взаємно перпендикулярних площинах;
- виміряти товщину гребенів обох коліс;
- виміряти зміщення точки на внутрішній поверхні гребеня, яка знаходиться на відстані 18 мм від вершини, відносно внутрішньої поверхні ободу для обох коліс;
- визначити суму усіх вимірів;
- зробити висновок про придатність колісної пари за вимірюваним розміром.

Недоліком цього вимірювального пристрою є неможливість одразу отримати значення ширини колісної пари.

Пристрій для вимірювання відстані між поверхнями колісної пари [12] призначений для вимірювання ширини колісної пари після обточування по поверхні кочення та для одночасного вимірювання відстані між внутрішніми

поверхнями ободів коліс як після обточування, так і без обточування.

Недоліком даного пристрою (рис. 1) є таке:

- якщо колісна пара не обточується по поверхні кочення, то пристрій використовують лише для вимірювання відстані між внутрішніми поверхнями ободів коліс, а можливості вимірювання ширини колісної пари немає;

- можливість вимірювання колісних пар, обточених лише за одним видом профілю, за яким виготовлені максимальні шаблони, що входять у конструкцію пристрою.

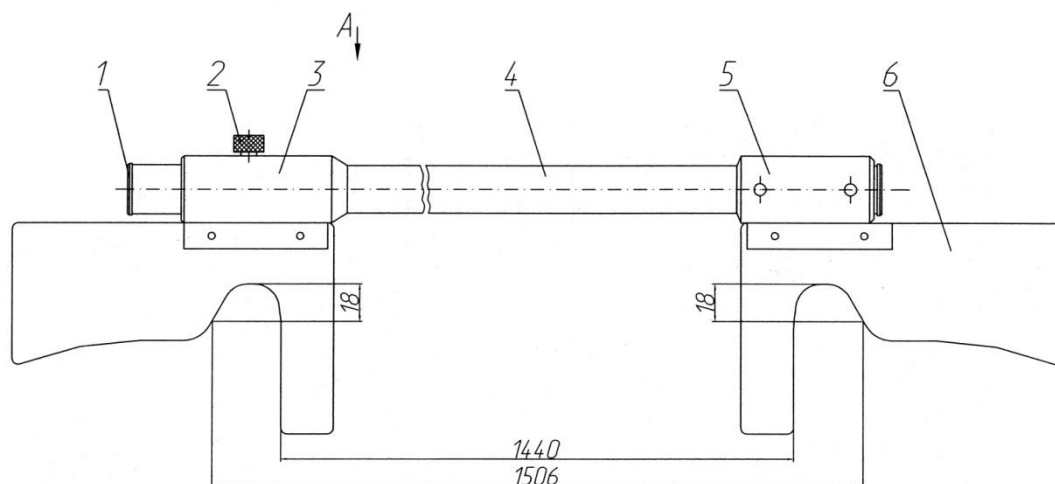
Використання штангена для вимірювання відстані між поверхнями коліс колісної пари [13] дозволяє забезпечити отримання технічного результату, який полягає у вимірюванні ширини колісної пари, як після обточування коліс, так і без обточування (на відстані 18 мм від вершини гребеня колеса), та вимірювати відстань між внутрішніми поверхнями ободів коліс (рис. 2).

Висновки

1. Виходячи з аналізу наведених публікацій, доповнені можливі причини підвищеного зносу рейок та гребенів коліс рухомого складу.

2. Розглянуті методики та засоби вимірювання відстані між поверхнями гребенів коліс дозволяють отримати значення ширини колісної пари та робити висновки про можливість заклинювання колісної пари в прямих ділянках при мінімальній ширині колії або провалювання колісної пари при максимальній ширині колії.

3. Використання штангена для вимірювання відстані між поверхнями коліс колісної пари дозволить отримати статистичний матеріал, який допоможе підтвердити або спростувати думку, що перехід з номінальної ширини колії 1524 на 1520 мм викликав підвищення зносу рейок та гребенів коліс.



А (збільшено)

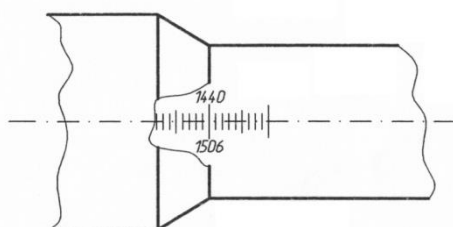


Рис. 1. Пристрій для вимірювання відстані між поверхнями колісної пари

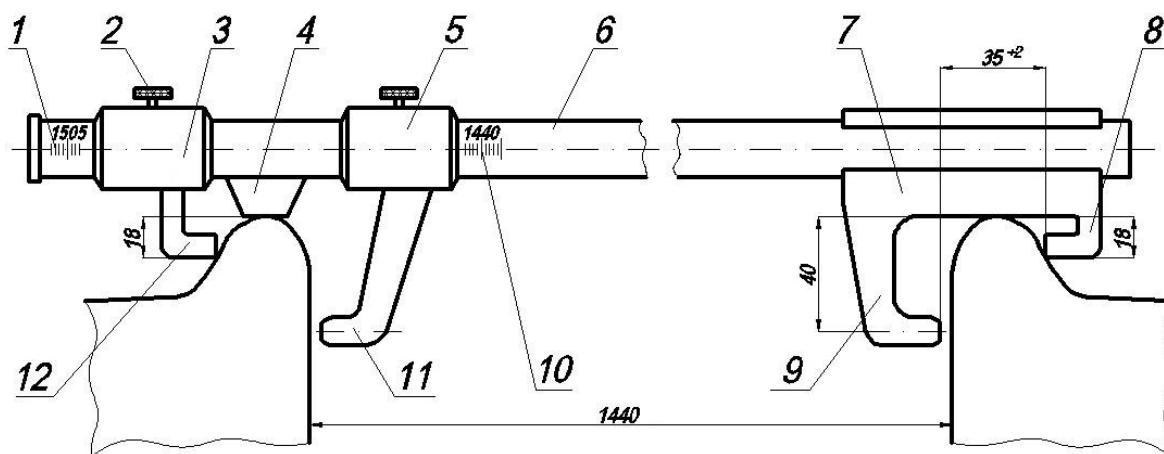


Рис. 2. Штанген для вимірювання відстані між поверхнями коліс колісної пари

Список літератури

1. Правила технічної експлуатації залізниць України [Текст]: затверджено Міністерством транспорту України 20.12.96 – Видання офіц. – К.: ТОВ «НВП Поліграфсервіс», 2003. – 136 с.

2. Інструкція з огляду, обстеження, ремонту та формування вагонних колісних пар [Текст]: ЦВ-ЦЛ-0062. – Затверджена Державною адміністрацією залізничного транспорту України 01.04.2005 – Видання офіц. – К., 2006. – 102 с.
3. Інструкція з ремонту візків вантажних вагонів [Текст]: ЦВ-0015. – Затверджена Державною адміністрацією залізничного транспорту України 21.12.2007 – Видання офіц. – К., 2008. – 90 с.
4. Митрохин, А.Н. Сопротивление движению поездов [Текст] / А.Н. Митрохин, А.Е. Чикинов // Путь и путевое хозяйство. – 2008. – № 7. – С. 17-19.
5. Гура, Г.С. «Колесо-рельс»: проблемы, противоречия, компромисы [Текст] / Г.С. Гура // Вагоны и вагонное хозяйство. – 2006. – № 1(5). – С. 29-31.
6. Иванов, А.А. О боковом износе и траектории движения колеса по рельсу [Текст] / А.А. Иванов // Путь и путевое хозяйство. – 2008. – № 11. – С. 18-19.
7. Зензинов, Б.Н. Анализ фактических величин ширины колеи и износа рельсов [Текст] / Б.Н. Зензинов // Путь и путевое хозяйство. – 2008. – № 11. – С. 7-9.
8. Монахов, И.К. Ширина, возвышение, лубрикация [Текст] / И.К. Монахов // Путь и путевое хозяйство. – 2008. – № 11. – С. 20-24.
9. Рубежанский, П.Н. Проблема выбора ширины колеи [Текст] / П.Н. Рубежанский, А.Н. Головащ, В.В. Шилер, Ю.С. Щапин // Путь и путевое хозяйство. – 2008. – № 10. – С. 24-25.
10. Певзнер, В.О. Влияние ширины колеи на горизонтальные силы [Текст] / В.О. Певзнер, Ю.С. Ромен, О.А. Говорков, М.С. Тихов // Путь и путевое хозяйство. – 2008. – № 9. – С. 20-21.
11. Иванов, А.А. Возвращаться ли к колее 1524 мм? [Текст] / А.А. Иванов // Путь и путевое хозяйство. – 2008. – № 2. – С. 14-16.
12. Пристрій для вимірювання відстані між поверхнями колісної пари [Текст]: пат. 92419 Україна: МПК (2009) В61К 9/00 В60В 37/00 G01В 5/14 / Волошин Д.І., Носач О.М., Перешивайлов С.В.; заявник та патентовласник УкрДАЗТ; заявл. 25.06.2009; опубл. 25.10.2010, Бюл. № 20. – 4 с.
13. Штанген для вимірювання відстані між поверхнями коліс колісної пари [Текст]: пат. 99413 Україна: МПК (2012.01) В61К 9/12(2006.01) В60В 37/00 G01В 5/14 G01В 3/00 / Волошин Д.І., Носач О.М., Перешивайлов С.В.; заявник та патентовласник УкрДАЗТ; заявл. 03.10.2011; опубл. 10.08.2012, Бюл. № 15. – 4 с.
14. Інструкція з організації ремонту колісних пар у вагоноколісних майстернях (ВКМ) та вагонних депо (ВЧД) залізниць [Текст]: ЦВ-0073 – Затверджена Державною адміністрацією залізничного транспорту України 31.10.2005 – Видання офіц. – К.: ТОВ «ШВИДКИЙ РУХ», 2006. – 90 с.

Ключові слова: знос, колісна пара, ширина колії, засоби вимірювання, заклинювання.

Анотації

У статті розглядається проблема зносу залізничних рейок та коліс рухомого складу. Наведені та доповнені причини підвищеного зносу. Запропоновано використання вимірвальних пристроїв для визначення можливості заклинювання або провалювання колісної пари.

В статье рассматривается проблема износа железнодорожных рельсов и колес подвижного состава. Приведены и дополнены причины повышенного износа. Предложено использование измерительных приспособлений для определения возможного заклинивания или проваливания колесной пары.

The article contains the problem of an attrition wear of rails and wheels of the rolling. There are reasons of the increased attrition are given and complemented. The use of measuring devices to determine the possible jamming or the mush of the wheel set has been proposed.

УДК 629.4.023.2

Асн. А.А. Стецко

Postgraduate A.A. Stetsko

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ КРИТИЧЕСКОЙ СКОРОСТИ ГРУЗОВОГО ВАГОНА
НА ТЕЛЕЖКАХ ТИПА Y25 ПУТЕМ КОМПЬЮТЕРНОГО
МОДЕЛИРОВАНИЯ**

**DETERMINATION OF CRITICAL RATE FREIGHT WAGONS ON A
TROLLEY Y25 BY TYPE OF COMPUTER SIMULATION**

Представил д-р техн. наук, профессор И.Э. Мартынов

По нормативным документам, которые регламентируют процедуры допуска к эксплуатации грузовых вагонов колеи 1520 мм по показателям их динамических качеств, как изготовленные, так и модернизированные вагоны должны подвергаться испытаниям почти одинакового объема. По отношению к вагонам с модернизированными ходовыми частями такой подход нельзя считать рациональным.

Согласно европейским нормам применяются два метода измерения величин, на основании которых оцениваются динамические качества подвижного состава: нормальный и упрощенный. При нормальном методе для оценки обеспеченности безопасности движения рельсовых экипажей нового типа измеряют силы взаимодействия колес и рельсов (боковая Y и вертикальная Q составляющие). Кроме того, измеряются боковые и вертикальные ускорения кузова над тележками, а также боковые ускорения на концах рам тележек.

При упрощенном методе, который применяется в случаях, когда испытаниям подвергаются модифицированные вагоны, или когда изменяются условия их эксплуатации, ограничиваются измерением только боковых сил H между колесной парой и рамой тележки, т.е. буксовых сил (вместо сил взаимодействия колес и рельсов) или ускорения кузова и ходовых частей в горизонтальном и вертикальном направлениях.

Идея заключается в измерении и регистрации ускорений кузова (пятников) вагона. По экспериментальным данным, полученным в узких диапазонах скоростей движения, уточняется базовая имитационная математическая модель, и далее, путем компьютерного моделирования, определяется весь спектр нормативных показателей, необходимых для полной оценки ходовых динамических качеств исследуемого вагона. В отличие от полномасштабных полигонных ходовых динамических испытаний подвижного состава, которые проводятся, как правило,

на специально отведенных участках железнодорожного пути с фиксированными характеристиками и техническим состоянием, испытания в условиях эксплуатации проводятся на разнородных по конструкции и состоянию участках пути. Полученная при этом информация дает достоверное и достаточно полное представление о динамических характеристиках вагонов в реальных условиях эксплуатации.

В рамках методики проведение натурных испытаний ориентировано на получение статистически достаточных оценок ускорений пятников, как величин наиболее чувствительных к условиям взаимодействия подвижного состава и пути, а также к режимам движения поездов. При опытных поездках запись динамических процессов осуществляется с привязкой к плану пути, скорости и режиму движения поезда.

Так, использование тележки типа Y25 на территории стран СНГ в системе интермодальных и интероперабельных перевозок является достаточно перспективным. Поэтому для расчетов была выбрана фитинговая платформа для большегрузных контейнеров модели 13-7024.

Для исследования динамических качеств создана компьютерная модель вагона на тележках Y25. Объект «Вагон» состоит из одного тела «Кузов» и двух включённых подсистем «Тележка», которая образована телом «Рама», двумя подсистемами «Колесная пара с буксами», двумя телами «Скользун», четырьмя телами «Стакан опорный» и четырьмя телами «Толкатель». Связь между элементами подсистемы «Тележка» представлена восемью билинейными пружинами буксового подвешивания, четырьмя пружинами скользуна, восемью держателями [1] (рис. 1).

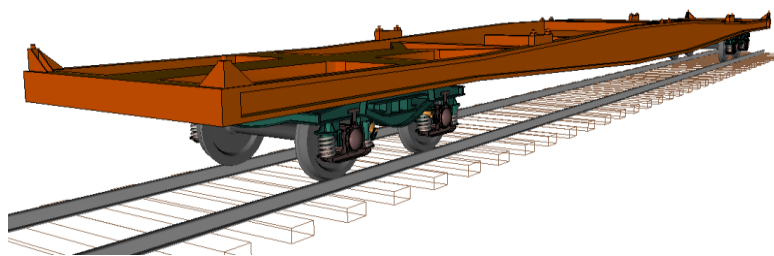


Рис. 1. Общий вид модели вагона

Так было проведено моделирование динамики вагона по упрощенной методике. На рис. 2-9 приведены графики зави-

симостей СКО (RMS) исходных величин от скорости движения вагона [2, 3].

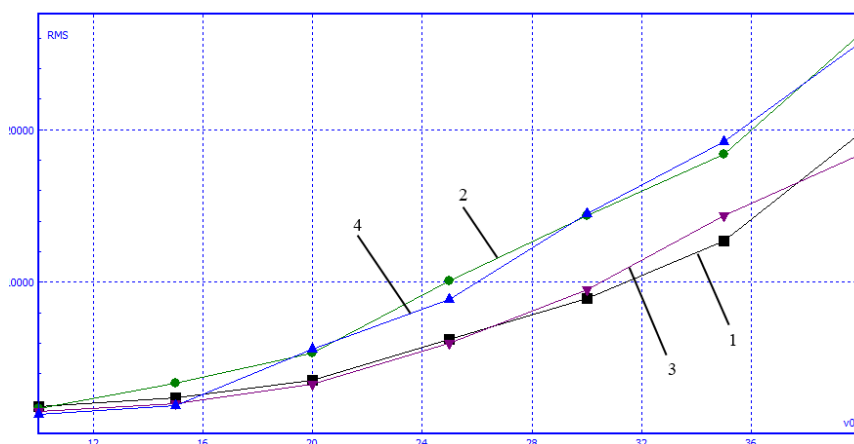


Рис. 2. Рамные силы: 1, 2, 3, 4 – номера колесных пар

Из графика видно, что гранично допустимые рамные силы достигаются при $V = 21$ м/с.

Уровень сил взаимодействия колес и рельсов на путях колеи 1520 мм не

нормируется. Поэтому приходится ограничиваться качественной оценкой зависимостей, графики которых приведены на рис. 3 и 4.

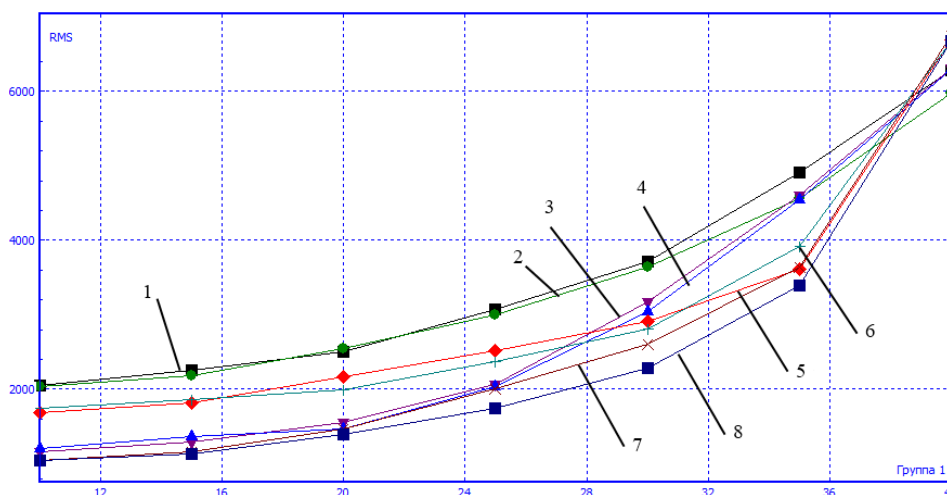


Рис. 3. Горизонтальные силы взаимодействия колес и рельсов: 1...8 – номера колес

Из графика видно, что большим уровнем боковых сил отличается первая колесная пара до скорости движения 35 м/с.

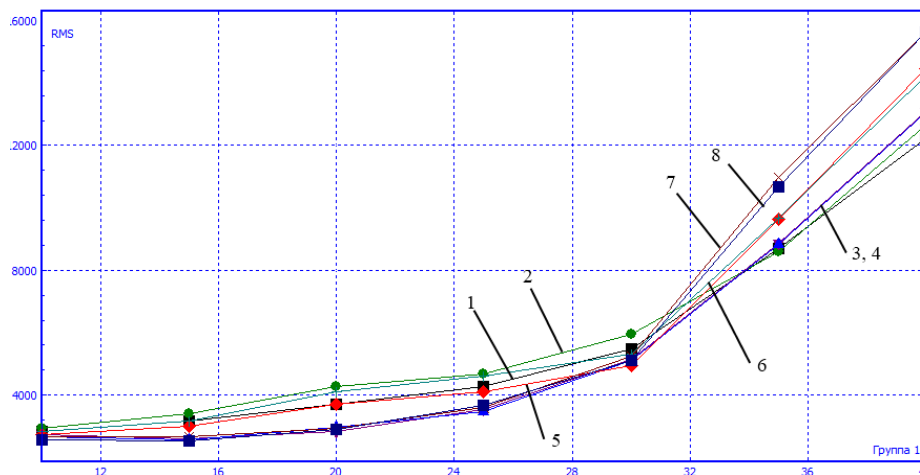


Рис. 4. Вертикальные силы взаимодействия колес и рельсов: 1...8 – номера колес

Вертикальные силы взаимодействия можно оценить как отличные в скоростном диапазоне до 35 м/с включительно. Тем не

менее, наблюдается ускорение темпа нарастания этих сил с увеличением скорости движения после 30 м/с.

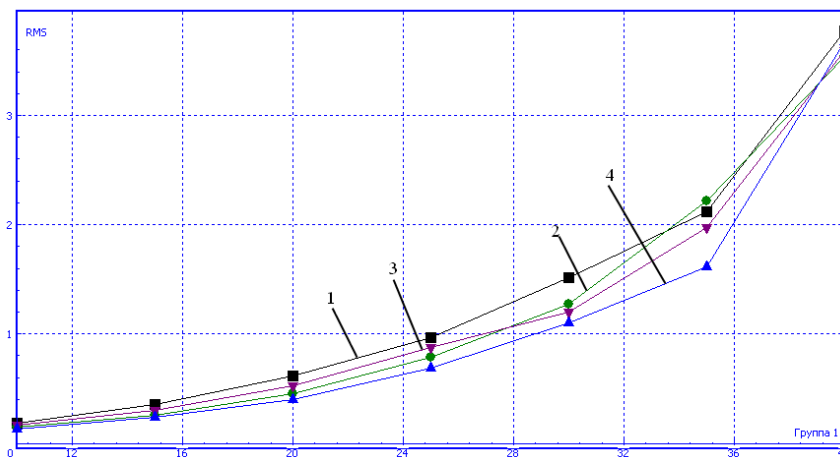


Рис. 5. Горизонтальные ускорения колесных пар: 1, 2, 3, 4 – номера колесных пар

По рассчитанным горизонтальным ускорениям колесных пар предельно допустимая скорость составляет около 32 м/с.

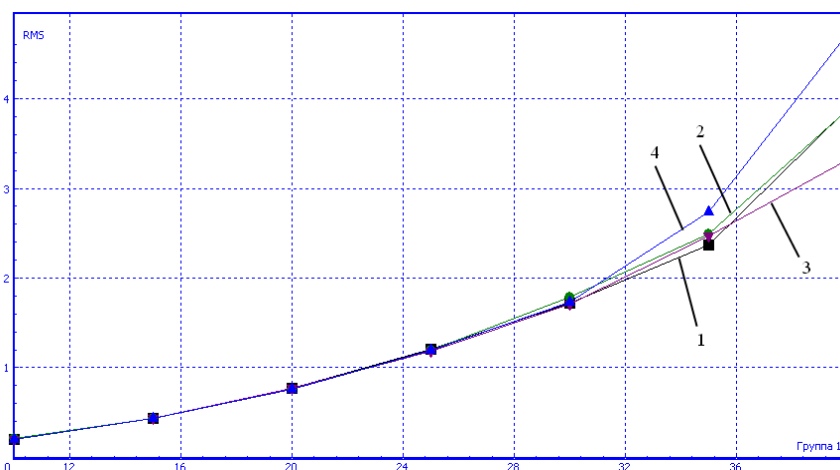


Рис. 6. Вертикальные ускорения колесных пар: 1, 2, 3, 4 – номера колесных пар

А по вертикальным ускорениям - 36 м/с.

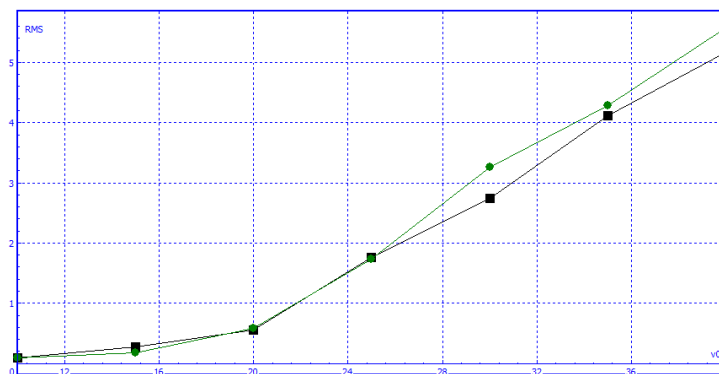


Рис. 7. Горизонтальные ускорения пятников (черная линия - первая тележка, зеленая - вторая)

Интенсивность подъема уровня ускорений заметно увеличивается при $V > 20$ м/с. Причем по уровню ускорений

допустимая скорость движения вагона составляет 24 м/с.

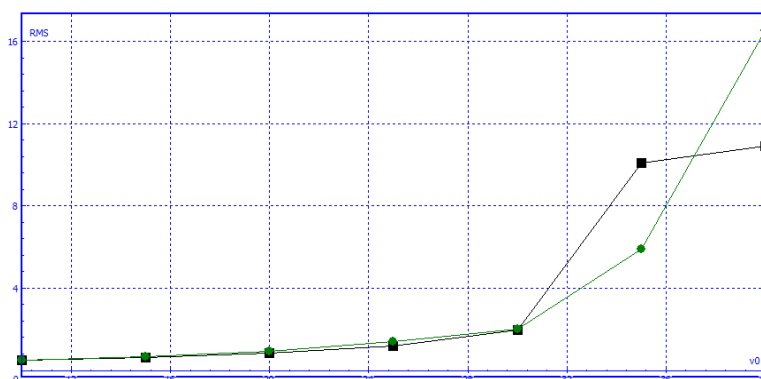


Рис. 8. Вертикальные ускорения пятников (черная линия - первая тележка, зеленая - вторая)

Уровень вертикальных ускорений пятников остается допустимым при скорости движения 30 м/с.

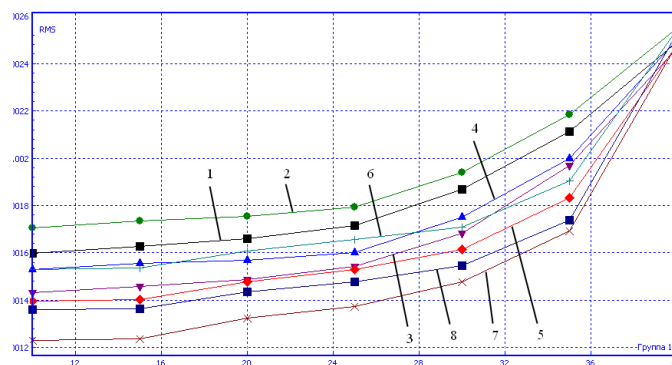


Рис. 9. Углы набегания колес на рельсы: 1...8 – номера колес

Величины углов набегания колес на рельсы, как и силы взаимодействия, также не нормируются на путях колеи 1520 мм. Как видно из графика, крупнейшими углами набегания отличаются колеса направляющей колесной пары.

За счет проведения анализа и оценки полученных путем моделирования динамических величин определялась критическая скорость вагона.

В этом исследовании критическая скорость порожнего грузового вагона на тележках типа Y25 составила 21 м/с (76,5 км/ч).

Эксплуатация тележек типа Y25 на путях колеи 1520 мм возможна при определении рациональных параметров рессорного подвешивания и устройств для опирания кузова вагона на тележки.

Разработанная компьютерная модель позволяет исследовать вынужденные пространственные колебания грузового вагона, варьировать основные геометрические и инерционные параметры, параметры пружинного подвешивания, а также параметры, характеризующие износ элементов ходовой части на базе полной параметризации модели.

Список літератури

1. Черняк, Г.Ю. Побудова комп'ютерної моделі європейського вантажного візка типу Y25 в програмному комплексі "Универсальный механизм" [Текст] / Г.Ю. Черняк, А.А. Стецько // Зб. наук. праць. – Харків: УкрДАЗТ, 2011. – Вип. 123. – С. 147-152.
2. Нормы для расчёта и проектирования новых и модернизируемых железнодорожных транспортеров общего назначения колеи 1520 мм [Текст]. – М.: ВНИИВ-ВНИИЖТ, 1988. – 136 с.
3. UIC Code 518. Testing and approval of railway vehicles from the point of view of their dynamic behaviour – Safety – Track fatigue – Ride quality.

Ключевые слова: безперегрузочные перевозки, тележка типа Y25, раздвижные колёсные пары, моделирование движения.

Аннотации

Наведено результати моделювання руху вантажного вагона на візках типу Y25 по шляхах колії 1520 мм в програмному комплексі "Универсальный механизм".

Приведены результаты моделирования движения грузового вагона на тележках типа Y25 по путям колеи 1520 мм в программном комплексе "Универсальный механизм".

This paper presents the results of modeling the movement of freight cars at Y25 bogies type of path of 1520 mm in the software package "Universal Mechanism".

УДК 629.463.62:656.073.235:656.66

Старш. викл. А.О. Ловська

Sen. lecturer A.A. Lovskaya

**ТЕОРЕТИЧНЕ ОЦІНЮВАННЯ МІЦНОСТІ ТА СТІЙКОСТІ
УНІВЕРСАЛЬНИХ КОНТЕЙНЕРІВ ЗА УМОВИ РОЗМІЩЕННЯ НА
ВАГОНАХ-ПЛАТФОРМАХ ПРИ ЇХ ПЕРЕВЕЗЕННІ НА ЗАЛІЗНИЧНИХ
ПОРОМАХ**

**THE ORETICAL ESTIMATION OF VERSATILE CONTAINER STRENGTH
UNDER THE CONDITION OF THEIR ALLOCATION ON FLAT CARS
WHILE TRANSPORTING THEM ON RAILWAY FERRIES**

Представив д-р техн. наук, професор І.Е. Мартинов

Постановка проблеми. Зростання ефективності експлуатації контейнерів у напрямку міжнародних транспортних коридорів (МТК) прогнозує їх перевезення

вагонами-платформами (ВПФ) через залізничні поромні маршрути України з Грузією та Туреччиною [1]. У зв'язку з цим постає питання необхідності забезпечення

технічної адаптації ВПФ до перевезень контейнерів залізничними поромами (ЗП) морем, а також міцності несучих конструкцій контейнерів при закріпленні їх на ВПФ.

Мета статті. Теоретичне оцінювання міцності та стійкості універсальних контейнерів за умови розміщення на вагонах-платформах при їх перевезенні на залізничних поромах.

Викладення основного матеріалу статті. Для забезпечення безпеки руху ВПФ, завантажених контейнерами, морем на кафедрі “Вагони” УкрДАЗТ проведено наукове обґрунтування та удосконалено несучу конструкцію універсальної ВПФ до надійного перевезення ЗП. Оскільки, в даному випадку, контейнер є складовою комбінованої системи “ЗП – ВПФ – контейнер”, то необхідним є оцінювання міцності та стійкості універсальних контейнерів за умови розміщення на ВПФ при їх перевезенні на залізничних поромах.

Для дослідження напружено-деформованого стану (НДС) контейнера як знімної кузовної одиниці при розміщенні його на переобладнаній за проектом модернізації ВПФ (Проект НВЦ «Вагони» Дооборудование платформ модели 13-401

под перевозку контейнеров по 401М.00.00.000), яка розташована на верхній палубі ЗП, оскільки там зосереджені максимальні інерційні навантаження в умовах морського хвилювання, було розроблено його просторову модель. В цілому конструкційно каркас контейнера, наприклад типорозміру 1СС (рис. 1), складається з верхньої та нижньої рами та стояків. Із зовнішнього боку каркас обшитий гофрованою сталлю товщиною 1,5 мм, з кроком гофрів 150 мм та висотою 12 мм. Нижня рама контейнера має зварну конструкцію, збирається з двох повздовжніх та поперечних балок, виконаних зі швелера № 6,5. Верхня рама також зварна та складається з двох повздовжніх та поперечних балок, які виконані з кутика 50x50x5 мм. Місця з'єднання повздовжніх та поперечних балок технологічно посилені косинками. Зверху ця рама покрита листовою сталлю товщиною 1,5 мм. Металевий лист, який утворює дах контейнера, приварений до повздовжніх та поперечних кутиків верхньої рами. Підлога контейнера виготовлена з дощок товщиною 25 – 27 мм [2-4].



Рис. 1. Контейнер типорозміру 1СС (зовнішній вигляд)

При побудові просторової моделі (3D) до основної уваги було взято елементи реальної конструкції контейнера, які жорстко взаємодіють поміж собою, а торцеві двері було замінено стіною, еквівалентної жорсткості, оскільки вона

суттєво не впливає на міцність в умовах кутових переміщень ЗП навколо повздовжньої осі (рис. 2). Також при побудові моделі не враховувалася дерев'яна підлога.

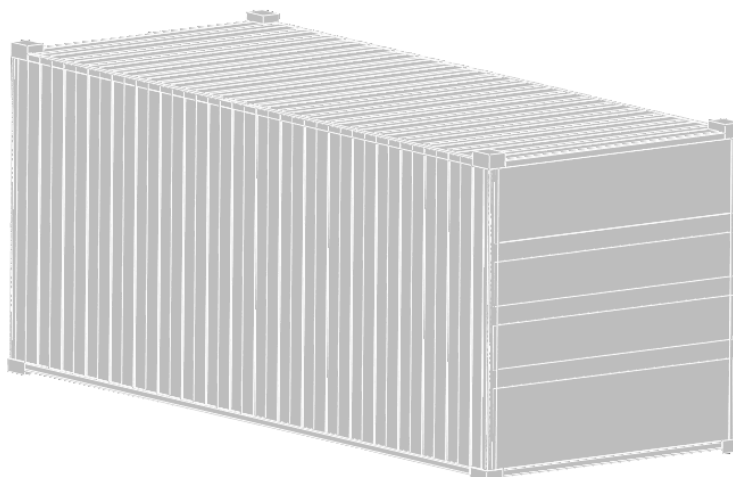


Рис. 2. Просторова модель контейнера типорозміру 1СС

При складанні моделі міцності контейнера у цих умовах до уваги було взято випадок кутових переміщень ЗП навколо повздовжньої осі (крен), оскільки дане переміщення найбільше впливає на напружений стан та стійкість ВПФ з контейнерами, які розміщені на ній. При цьому на контейнер будуть діяти такі навантаження:

- 1) вертикально-статичне, що обумовлене масою тари контейнера та його вантажопідйомністю;
- 2) інерційне, яке виникає внаслідок кутових переміщень ВПФ відносно початкового положення;
- 3) вітрове.

Обмеженнями даної моделі міцності є відсутність переміщень контейнерів відносно несучої конструкції ВПФ, а також повздовжніх зусиль від автозчепного пристрою.

Розрахунковою функцією моделі є отримання показників міцності контейнера

при розміщенні його на ВПФ, що розташована на верхній палубі ЗП в умовах морського хвилювання.

Модель міцності контейнера наведена на рис. 3.

Схему прикладення навантажень, які діють на контейнер через фітинг, наведено на рис. 4. Враховано, що вертикально-статичне навантаження буде передаватися на ВПФ через чотири точки опори контейнера на ВПФ (кутові фітинги контейнера), при кутових переміщеннях контейнера відносно повздовжньої осі в зонах взаємодії його з фітинговими упорами ВПФ буде виникати додаткове зусилля, обумовлене результуючою горизонтального навантаження (інерційне та вітрове).

Для визначення зв'язків у зонах обпирання контейнера на фітингові упори ВПФ необхідним є дослідження можливих переміщень його в горизонтальній площині.

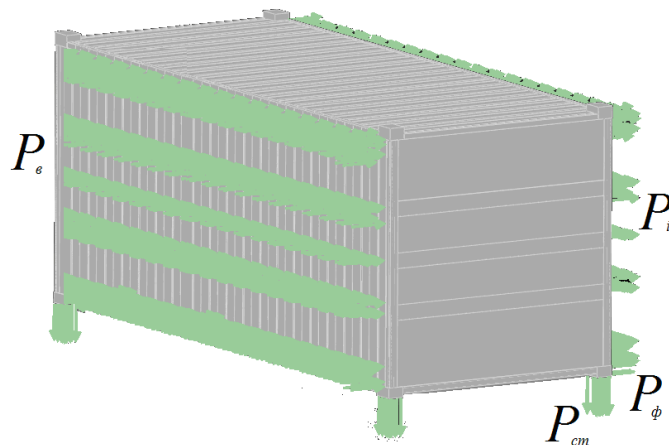


Рис. 3. Модель міцності контейнера:

P_{cm} – вертикальне статичне навантаження; P_e – вітрове зусилля, яке діє на контейнер; P_i – інерційне зусилля; P_ϕ – зусилля, яке діє на контейнер через фітинги при кутових переміщеннях ВПФ навколо поперечної осі

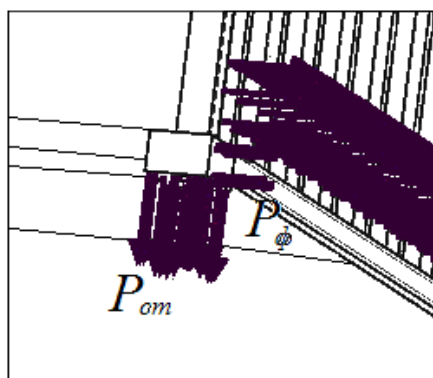


Рис. 4. Схема прикладення навантажень, які діють на контейнер через фітинг (фрагмент)

Нерухомість контейнера від горизонтальних (поперечних) переміщень буде забезпечуватися у випадку виконання умови

$$F_{mp} > P_z, (1),$$

де F_{mp} – сила тертя, яка виникає між горизонтальною площиною фітинга контейнера та плитою фітингового упора, розміщеного на ВПФ, кН;

P_z – результуюча горизонтального навантаження, до складу якого входить сила інерції, яка діє на контейнер в умовах

кутових переміщень навколо поперечної осі та вітрове навантаження, що діє на бокову стіну контейнера, кН.

Сила тертя буде визначатися таким чином:

$$F_{mp} = P_e^{cm} \cdot \mu, (2)$$

де P_e^{cm} – вертикально-статичне навантаження, яке діє на контейнер, кН;

μ – коефіцієнт тертя, який виникає між горизонтальною площиною фітинга контейнера та плитою фітингового упора (для пари тертя “сталь – сталь” $\mu = 0,03 \div 0,09$).

Дане навантаження буде зосереджене між зонами обпирання контейнера на ВПФ.

Результуюча горизонтального навантаження буде складати:

$$P_z = P_i + P_g, \quad (3)$$

де P_i – сила інерції, яка діє на контейнер в умовах кутових переміщень навколо повздовжньої осі, кН;

P_g – вітрове навантаження, що діє на бокову стіну контейнера, кН.

Дане зусилля буде діяти на контейнер через внутрішні з боку нахилу фітинги.

Числові значення отриманих величин занесені до табл. 1.

Таблиця 1

Навантаження, які діють на контейнер в зонах обпирання на фітингові упори ВПФ

| Загальна сила тертя F_{mp} , яка виникає між горизонтальною площиною фітинга контейнера та плитою фітингового упора, розміщеного на ВПФ, кН | Сила тертя F_{mp}^{fim} , яка виникає між горизонтальною площиною фітинга контейнера та плитою фітингового упора, розміщеного на ВПФ, кН | Загальна величина результуючого горизонтального навантаження P_z , яке діє на контейнер, кН | Величина результуючого горизонтального навантаження P_z^{fim} , яке діє на контейнер через фітинговий упор, кН |
|---|--|---|--|
| 13,81 | 3,5 | 82,38 | 41,2 |

Тобто $F_{mp} < P_z$ та нерухомість контейнера від переміщень в горизонтальній площині забезпечуватися не буде.

Тому у зонах обпирання контейнера на ВПФ були встановлені додаткові зв'язки, які імітувалися жорстким зацемленням, оскільки маса бруто у порівнянні з площиною обпирання на фітинги має набагато більшу величину. Тобто до уваги було взято випадок, коли внутрішня поверхня фітинга контейнера буде взаємодіяти з вертикальною частиною фітингового упора ВПФ. При складанні моделі міцності контейнера було прийнято припущення, що він завантажений до повної вантажопідйомності умовним вантажем. Розрахункові значення зусиль, які діють на контейнер, наведені в табл. 2. Розрахунок на міцність проведений за методом скінчених елементів [5, 6]. Кількість вузлових точок сітки визначалася

на підставі графоаналітичного методу. Як елементи сітки були використані десятивузлові ізопараметричні тетраедри [7].

На підставі проведених розрахунків зроблено висновок, що напруження в конструкції контейнера перевищують припустимі у випадку розміщення його на ВПФ, що розташована на крайній від фальшборта колії ЗП, та складають понад 400 МПа. Максимальні еквівалентні деформації в конструкції контейнера становлять $3,3 \cdot 10^{-6}$, переміщення у вузлах – 3,4 мм. Запасу міцності конструкції не існує. У випадку розміщення контейнера на ВПФ, що розташована на другій та третій від фальшборта коліях, міцність його забезпечується.

Максимальні еквівалентні напруження в конструкції контейнера наведено на рис. 5.

Таблиця 2

Зусилля, які діють на контейнер типорозміру 1СС, вагою бруто 24 т при розміщенні його на ВПФ, що розташована на верхній палубі ЗП в умовах морського хвилювання

| Вид хитавиці | Зусилля, які діють на контейнер типорозміру 1СС | | | |
|--------------|--|--|--|--|
| | Вертикальне статичне навантаження через фітинг, кН | Сили інерції, які діють на контейнер, кН | Вітрове навантаження, яке діє на контейнер, кН | Зусилля, яке діє на контейнер через фітинг, кН |
| Бортова | 57,5 | 50,4 | 23,1 | 36,75 |

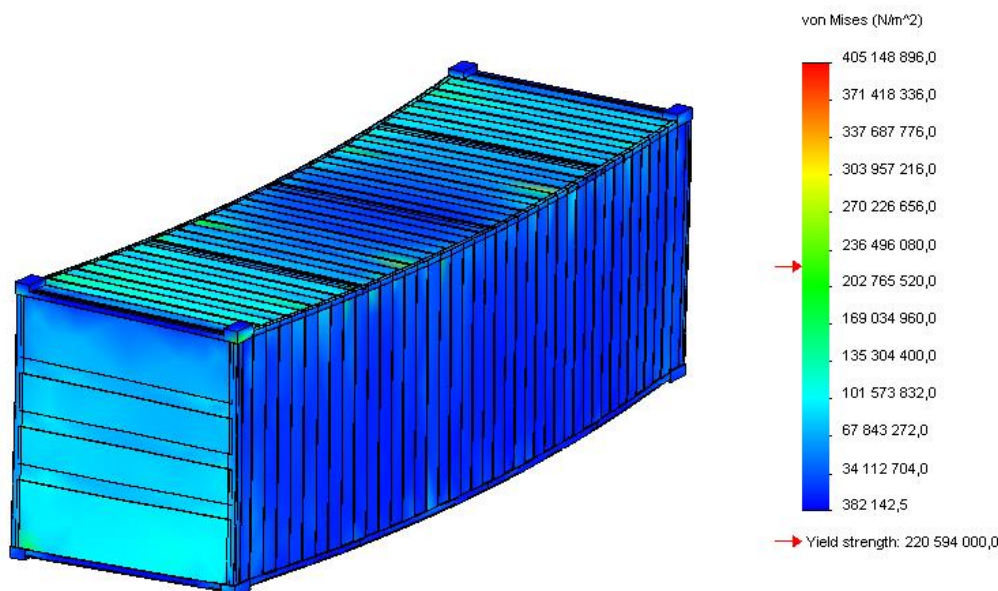


Рис. 5. Напружений стан контейнера типорозміру 1СС

Висновки:

1. Проведені дослідження міцності несучої конструкції універсального контейнера при закріпленні його на ВПФ удосконаленої конструкції показали, що максимальні еквівалентні напруження не перевищують допустимі у випадку її розташування на другій від фальшборта та середній коліях ЗП;

2. Дослідження стійкості контейнера відносно рами ВПФ показали, що за існуючих умов закріплення контейнера на

ВПФ, яка розташована на крайній від фальшборта колії, стійкість контейнера проти перекидання не забезпечується, що може стати причиною порушення стійкості механічної системи “ВПФ – ЗП” у цілому. Тому пропонується, у випадку прямування ЗП морем в умовах “великих” кутів крену (більше 10⁰) не розміщувати ВПФ, завантажені контейнерами на крайніх від фальшборта коліях.

Список літератури

1. Контейнерный поезд “Викинг” [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.portofklaipeda.lt/kontejnernyj-poezd-viking>.
2. Контейнеры универсальные. Типы, основные параметры и размеры: ГОСТ 18477-79. – [Действителен от 11.2004]. – М.: ИПК стандартов, 2004. – 11 с.
3. Контейнеры универсальные. Общие технические условия [Текст]: ГОСТ 20259-80. – [Действителен от 07.2002]. – М.: ИПК стандартов, 2002. – 17 с.
4. Фитинги угловые крупнотоннажных контейнеров. Конструкция и размеры [Текст]: ГОСТ 20527-82. – [Действителен от 26.10.2004]. – М.: ИПК стандартов, 2004. – 9 с.
5. Вершинский, С.В. Расчет вагонов на прочность [Текст] / С.В. Вершинский [и др.]. – М.: Машиностроение, 1971. – 432 с.
6. Галлагер, Р. Метод конечных элементов [Текст] / Р. Галлагер. – М.: Мир, 1984. – 428 с.
7. Алямовский, А.А. SolidWorks/COSMOSWorks 2006 – 2007. Инженерный анализ методом конечных элементов [Текст] / А.А. Алямовский – М.: ДМК, 2007. – 784 с.

Ключові слова: напружено-деформований стан, безпека перевезення контейнерів.

Анотації

Досліджено напружено-деформований стан несучої конструкції контейнера за умови розміщення на вагоні-платформі при перевезенні на залізничному поромі. Запропоновано заходи щодо забезпечення безпеки перевезення контейнерів вагонами-платформами в міжнародному залізнично-поромному сполученні.

Исследовано напряженно-деформированное состояние несущей конструкции контейнера при условии размещения на вагоне-платформе при перевозке на железнодорожном пароме. Предложены мероприятия по обеспечению безопасности перевозки контейнеров вагонами-платформами в международном железнодорожно-паромном сообщении.

Deflected mode of a bearing structure of a container under the condition of its allocation on a flat car while transporting by a railway ferry has been studied. Measures to provide safety of container transportation by flat car in the international railway-ferry communication have been proposed.

УДК 629.592:620.178

Канд. техн. наук А.М. Сафронов (ГП «УкрНИИВ»)

Cand. of techn. sciences A.M. Safronov

ТОРМОЗНАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПОЕЗДА МЕТРО С ДИСКОВЫМИ ТОРМОЗАМИ ПРИ ЮЗОВОЙ СИТУАЦИИ BRAKE

PERFORMANCE SUBWAY TRAIN WITH DISC BRAKES SITUATION IN UNIONS

Представил д-р техн. наук, профессор И.Э. Мартынов

Введение. Приоритетными задачами развития коммунального транспорта и, в частности, метрополитена, являются улучшение транспортного обслуживания населения, повышение комфортности, а также увеличение объема пассажирских перевозок путем повышения скорости движения поездов, обусловленное применением более эффективных тормозных систем.

Для удовлетворения этих задач на ПАТ «КВСЗ» созданы вагоны метро нового поколения, отличительной особенностью которых является наличие системы пневмоподвешивания и тормозной системы, оборудованной дисковыми тормозами с противоюзными устройствами, на которых была проведена экспериментальная часть исследований.

Постановка проблемы. Важнейшим показателем тормозной эффективности поезда метро является тормозной путь, так как остановка поезда должна происходить строго в пределах станционной платформы для высадки и посадки пассажиров. Величина тормозного пути зависит от множества факторов, одним из которых является коэффициент сцепления колеса с рельсом. Если в тоннелях коэффициент сцепления сохраняет стабильные значения, то на открытых участках его величина зависит от погодных условий. Такие факторы, как дождь, мокрый снег,

обледенение, туман, и прочие, приводят к уменьшению коэффициента сцепления колеса с рельсом и при определенных условиях к юзу колесной пары.

Дисковые тормозные системы обладают более высокой тормозной эффективностью по сравнению с колодочными тормозами. Повышенное значение удельной тормозной силы увеличивает вероятность ее превышения над коэффициентом сцепления колеса с рельсом, а значит, и возможность возникновения юзовой ситуации и блокировки колесных пар при торможении.

Наличие противоюзных устройств предотвращает полную блокировку колесных пар путем отпуска тормозов на колесной паре, попавшей в юзовую ситуацию. При достижении колесной парой частоты вращения, соответствующей линейной скорости движения вагона, тормозные цилиндры вновь наполняются сжатым воздухом.

Противоюзные устройства служат для предотвращения блокировки колесных пар и уменьшают вероятность повреждения колесных пар при торможении, однако тормозной путь поезда при этом увеличивается, поэтому одной из актуальных становится задача оценки тормозной эффективности поезда метро при срабатывании противоюзных устройств.

Изложение материала. Экспериментальные исследования проводились на открытом участке пути «Днепр-Лесная-Днепр» Киевского метрополитена как при благоприятных, так и при неблагоприятных погодных условиях (мелкий дождь, туман, мокрый снег), гарантирующих низкий коэффициент сцепления колеса с рельсом.

Тормозная эффективность поезда метро при действии противоюзного устройства оценивалась по величине тормозного пути для скоростей движения 40-80 км/ч.

В качестве датчиков оборотов использовались штатные датчики противоюзных устройств, расположенные в торцевой части оси колесных пар.

Накопленный опыт ходовых тормозных испытаний единиц подвижного состава железных дорог свидетельствует, что модель тормозного пути может быть представлена полиномиальной зависимостью от скорости в начале торможения:

$$S = \sum_{k=1}^m a_k \cdot V^k, \quad (1)$$

где S – тормозной путь, м;

V – скорость в начале торможения, м/с;

m – порядок (число членов) степенного ряда (1);

a_k – коэффициенты ряда (1), подлежащие определению.

Выбор модели торможения производится по минимальному значению коэффициента детерминации и остаточной дисперсии:

$$S = \sum_{k=1}^m a_k \cdot V^k + u, \quad (2)$$

где u учитывает наличие влияния факторов, которые не входят в заданную модель.

Уравнение (2) описывает зависимость фактических значений фактора S для фактических значений независимой

переменной V . Расчетные значения \hat{S} описываются уравнением

$$\hat{S} = \sum_{k=1}^m \hat{a}_k \cdot V^k. \quad (3)$$

Чтобы уравнение (3) адекватно описывало фактическую зависимость S от V , необходимо определить такие параметры \hat{a}_k , при которых отклонения фактических значений S от расчетных \hat{S} были бы минимальными. В этом случае минимизации подвергается сумма квадратов отклонений (остатков) [1]:

$$\left\{ \sum_{i=1}^n u_i^2 \right\} = \min, \quad (4)$$

где $u = S - \hat{S}$.

Для определения коэффициентов \hat{a}_k уравнения (3) используется метод максимального правдоподобия (метод наименьших квадратов).

Анализ многочисленных экспериментальных исследований тормозной эффективности поездов метро свидетельствует, что для адекватного отображения тормозного пути достаточно ограничиться квадратичной степенной зависимостью.

Выбор степенной зависимости производится по максимальному значению коэффициента детерминации и остаточной дисперсии.

Система разрешающих уравнений определяется выражением для полинома второй степени [1]:

$$U = \sum_{i=1}^n (S_i - (a_2 \cdot V_i^2 + a_1 \cdot V_i))^2, \quad (5)$$

где n – число интервалов исследуемого диапазона скоростей.

Определяя частные производные функций (5) по коэффициентам a_i и приравнивая их к нулю, получим:

$$\begin{cases} \frac{dU}{da} = \sum_{i=1}^n (S_i - (aV_i^2 + bV_i)) \cdot V_i^2 = 0 \\ \frac{dU}{db} = \sum_{i=1}^n (S_i - (aV_i^2 + bV_i)) \cdot V_i = 0 \end{cases} \quad (6)$$

Окончательно преобразуя полученную систему уравнений (6), получим:

$$\begin{cases} a_2 \sum_i V_i^4 + a_1 \sum_i V_i^3 = \sum_i S_i V_i^2 \\ a_2 \sum_i V_i^3 + a_1 \sum_i V_i^2 = \sum_i S_i V_i \end{cases} \quad (7)$$

решая которую найдем:

$$a_2 = \frac{\sum_{i=1}^n S_i V_i^2 \sum_{i=1}^n V_i^2 - \sum_{i=1}^n S_i V_i \sum_{i=1}^n V_i^3}{\sum_{i=1}^n V_i^4 \sum_{i=1}^n V_i^2 - (\sum_{i=1}^n V_i^3)^2} \quad (8)$$

$$a_1 = \frac{\sum_{i=1}^n S_i V_i \sum_{i=1}^n V_i^4 - \sum_{i=1}^n S_i V_i^2 \sum_{i=1}^n V_i^3}{\sum_{i=1}^n V_i^4 \sum_{i=1}^n V_i^2 - (\sum_{i=1}^n V_i^3)^2} \quad (9)$$

Коэффициент детерминации R^2 определяется по формуле [1]

$$R^2 = 1 - \frac{\sum_{i=1}^n (S_i - (a_2 \cdot V_i^2 + a_1 \cdot V_i))^2}{\sum_{i=1}^n S_i^2 - \frac{(\sum_{i=1}^n S_i)^2}{n}} \quad (10)$$

Отсев грубых погрешностей осуществляется статистическими методами при уровне значимости $p=0,05$, который соответствует доверительной вероятности 0,95. Для этого определялась абсолютная величина разности (r_i) тормозного пути $S(V_i)$, полученного по уравнению (1), и

тормозного пути, измеренного в процессе испытаний (S_i) при скорости (V_i) [2]:

$$r_i = abs(S(V_i) - S_i) \quad (11)$$

Для выборки небольшого объема ($n < 25$) используется метод вычисления максимального относительного отклонения [2]:

$$|r_i - \bar{r}| / \bar{S} \leq \tau_{1-p} \quad (12)$$

где r_i – крайний (наибольший или наименьший) элемент разницы, вычисленный по формуле (12);

\bar{r} – среднее значение отклонения;
 \bar{S} – среднеквадратическое отклонение;
 τ_{1-p} – табличное значение статистики τ , вычисленной при доверительной вероятности 0,95.

После исключения i -го значения вновь строится теоретическая кривая по сокращённой выборке и процесс повторяется до выполнения неравенства (12).

Для выборки большого объема используются таблицы распределения Стьюдента. Критическое значение τ_p (p – процентная точка нормированного выборочного отклонения) выражается через критическое значение распределения Стьюдента ($\tau_{p,n-2}$) по формуле [2]

$$\tau_{(p,n)} = \frac{t_{(p,n-2)} \cdot \sqrt{n-1}}{\sqrt{n-2 + (t_{(p,n-2)})^2}} \quad (13)$$

Оценка параметров модели проверяется на значимость отличия от нуля по значимости коэффициента корреляции с использованием критерия Стьюдента. Расчетное значение критерия определяется по формуле [2]

$$t_{кр} = \frac{r_{xy} \cdot \sqrt{n-2}}{\sqrt{1-r_{xy}^2}}, \quad (14)$$

где r_{xy} - коэффициент корреляции между S и V , который определяется по формуле [2]:

$$r_{xy} = \frac{1}{(n-1) \cdot \sqrt{\sigma_S} \cdot \sqrt{\sigma_V}} \left(\sum_{i=1}^n S_i \cdot V_i - n \cdot \bar{S} \cdot \bar{V} \right), \quad (15)$$

где σ – дисперсия.

Табличное значение определяется по таблице t -распределения при значимости $\alpha=0,05$ и числе степеней свободы $k=n-2$.

Скорость движения поезда определялась путем экстраполяции фактической линейной скорости вращения колесной пары линейной зависимостью,

причем в качестве опорных принимались локальные максимумы линейной скорости вращения колеса.

Особенности вращения колесной пары при срабатывании противоюзного устройства для различных скоростей в начале торможения представлены на рис. 1-4.

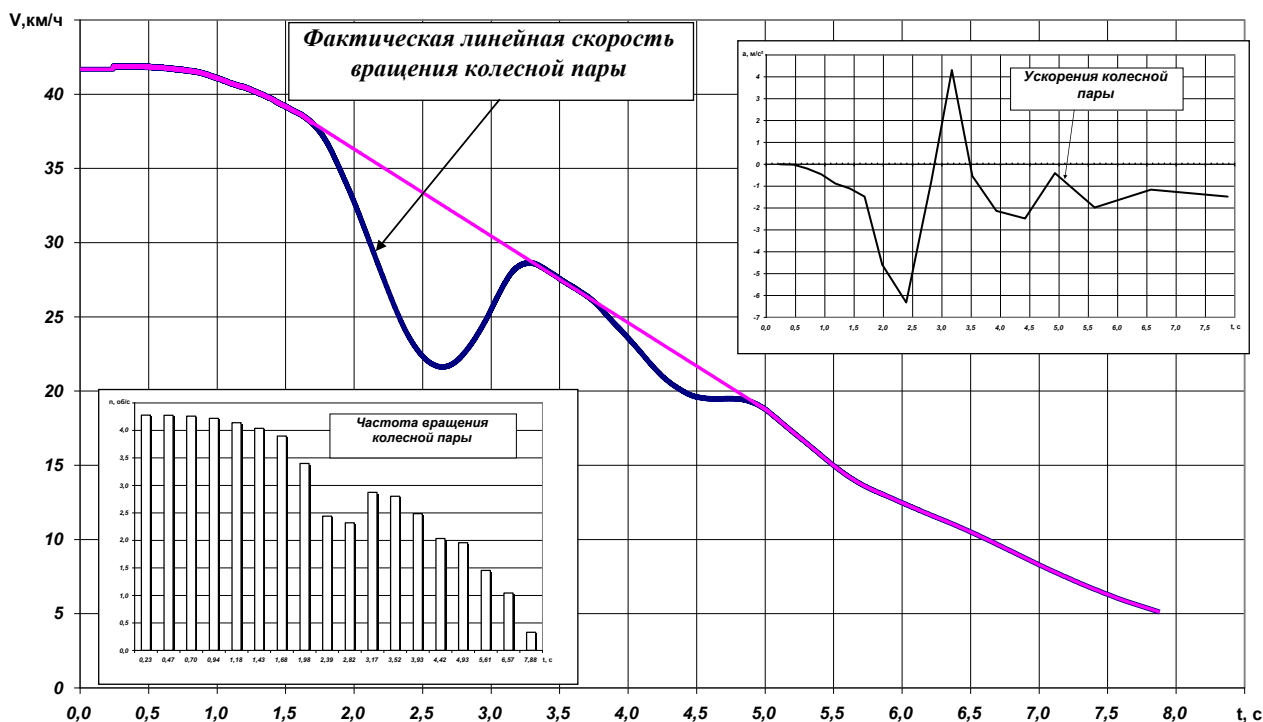


Рис. 1. Кинематика движения колесной пары при юзовой ситуации и скорости в начале торможения 41,6 км/ч



Рис. 2. Кинематика движения колесной пары при юзовой ситуации и скорости в начале торможения 63,79 км/ч

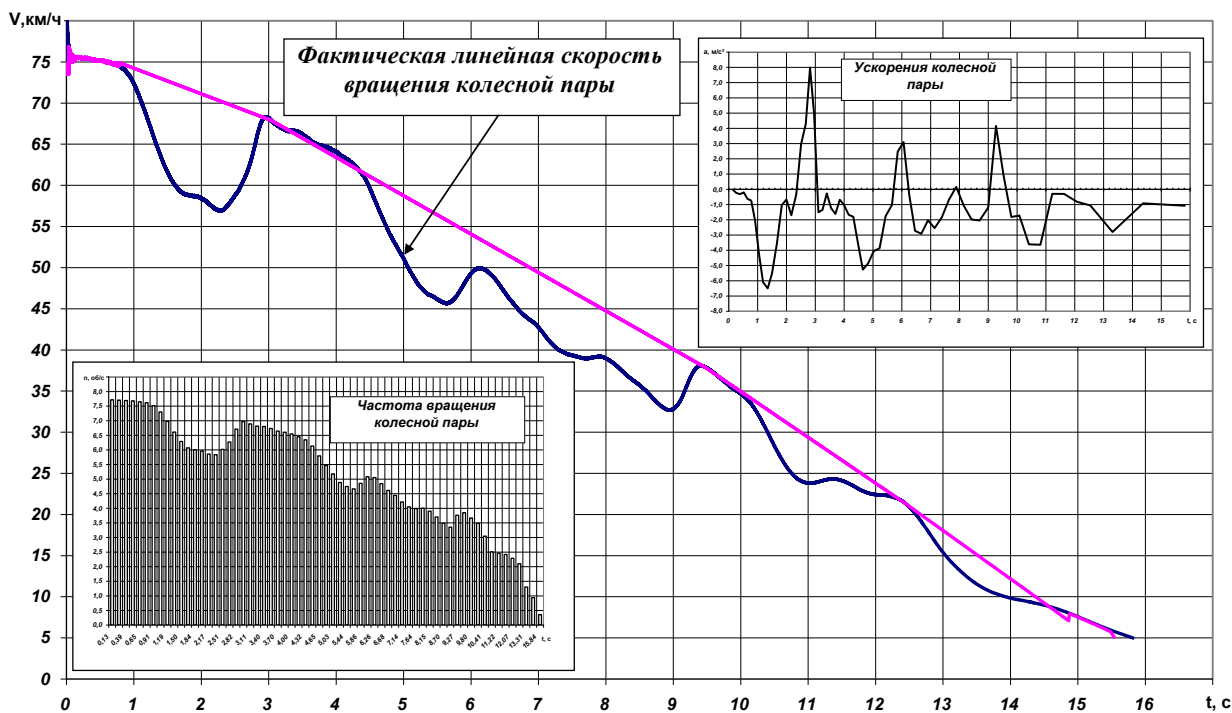


Рис. 3. Кинематика движения колесной пары при юзовой ситуации и скорости в начале торможения 75,08 км/ч

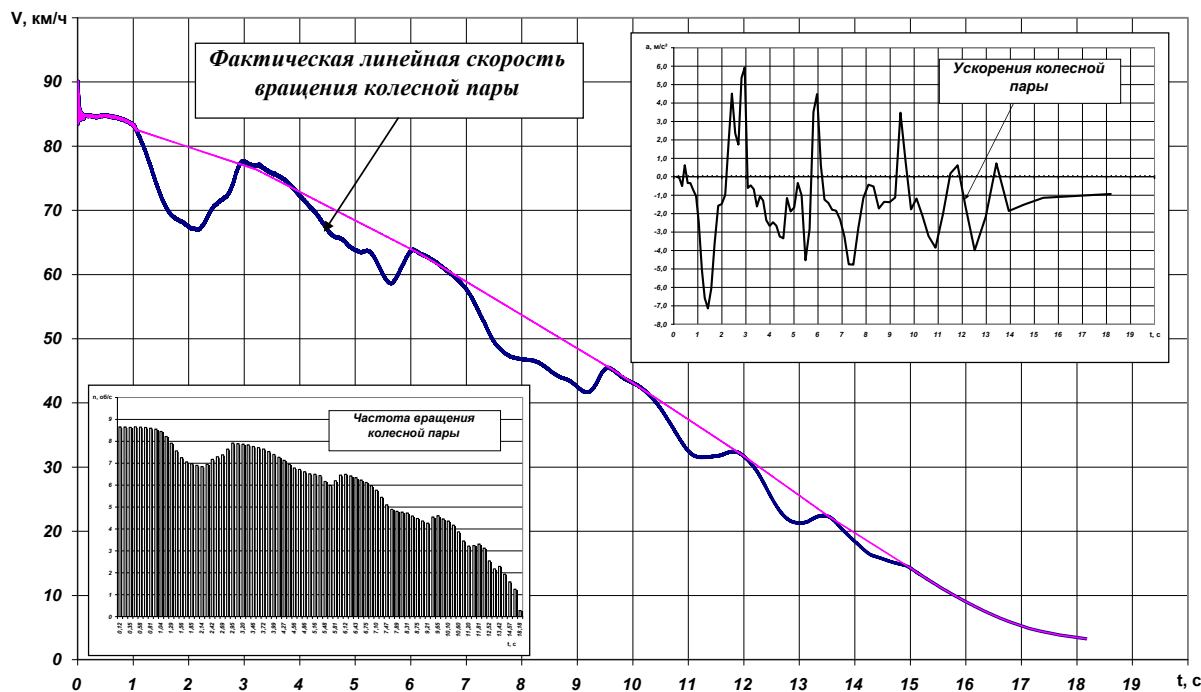


Рис. 4. Кинематика движения колесной пары при юзовой ситуации и скорости в начале торможения 84 км/ч

Выполненные расчетные исследования тормозных путей по вышеизложенной методике и сравнительный анализ показы-

вают, что тормозные пути при срабатывании противоюзного устройства выше, чем при безюзовом торможении (рис. 5).

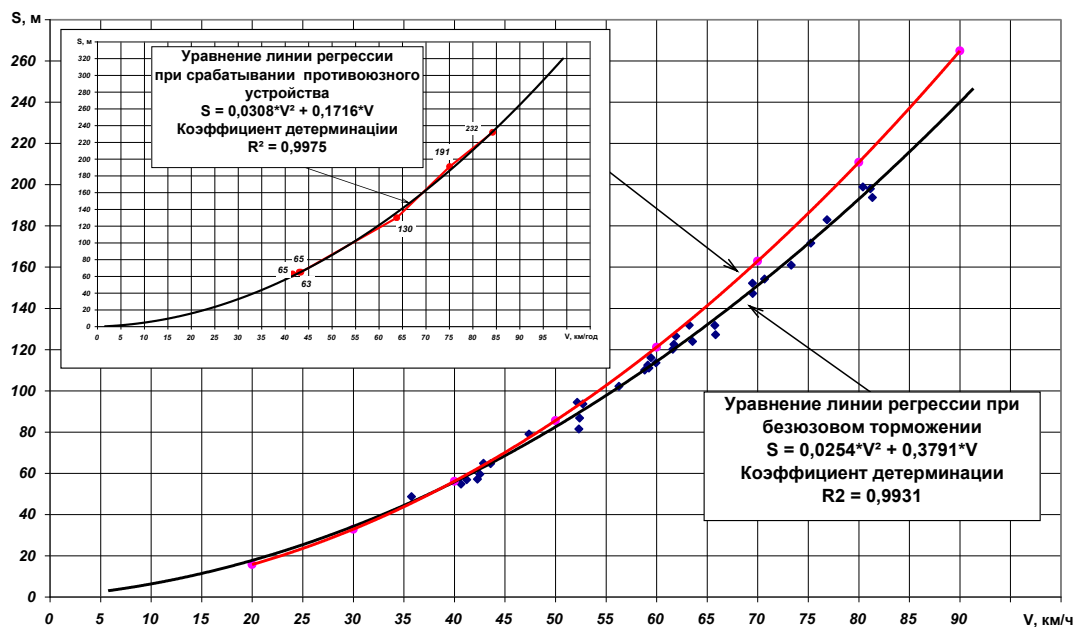


Рис. 5. Тормозные пути поезда метро при срабатывании противоюзного устройства и безюзовом торможении на площадке

На основе экспериментальных и расчетных исследований тормозной эффективности поезда метро при срабатывании противоюзного устройства установлено:

1. Тормозные пути поезда метро с ростом скорости в начале торможения увеличиваются, максимальное увеличение тормозного пути составляет 10 % для скорости 90 км/ч (рис. 6).

2. Для скорости торможения менее 40 км/ч противоюзное устройство не оказывает влияния на тормозной путь.

3. Тормозные пути поезда метро при экстренном пневматическом торможении на площадке в случае срабатывания противоюзного устройства не превышают допустимые значения тормозных путей (рис. 7).

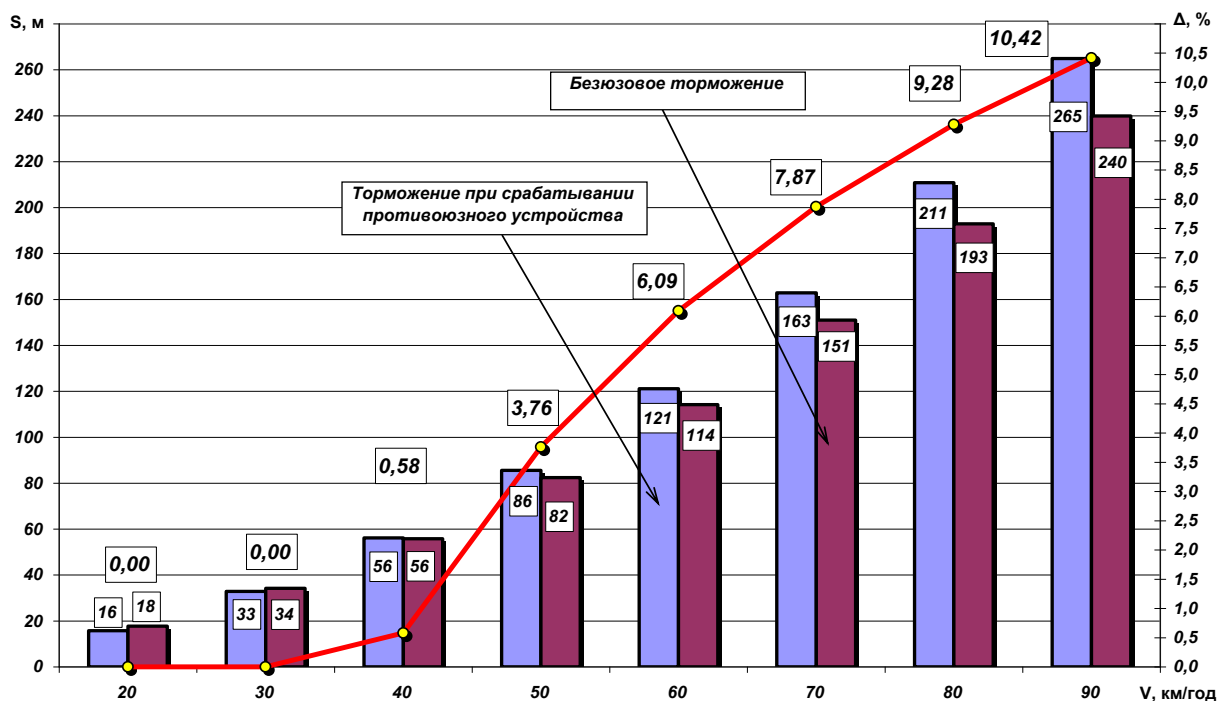


Рис. 6. Сравнительный анализ тормозных путей поезда метро на площадке

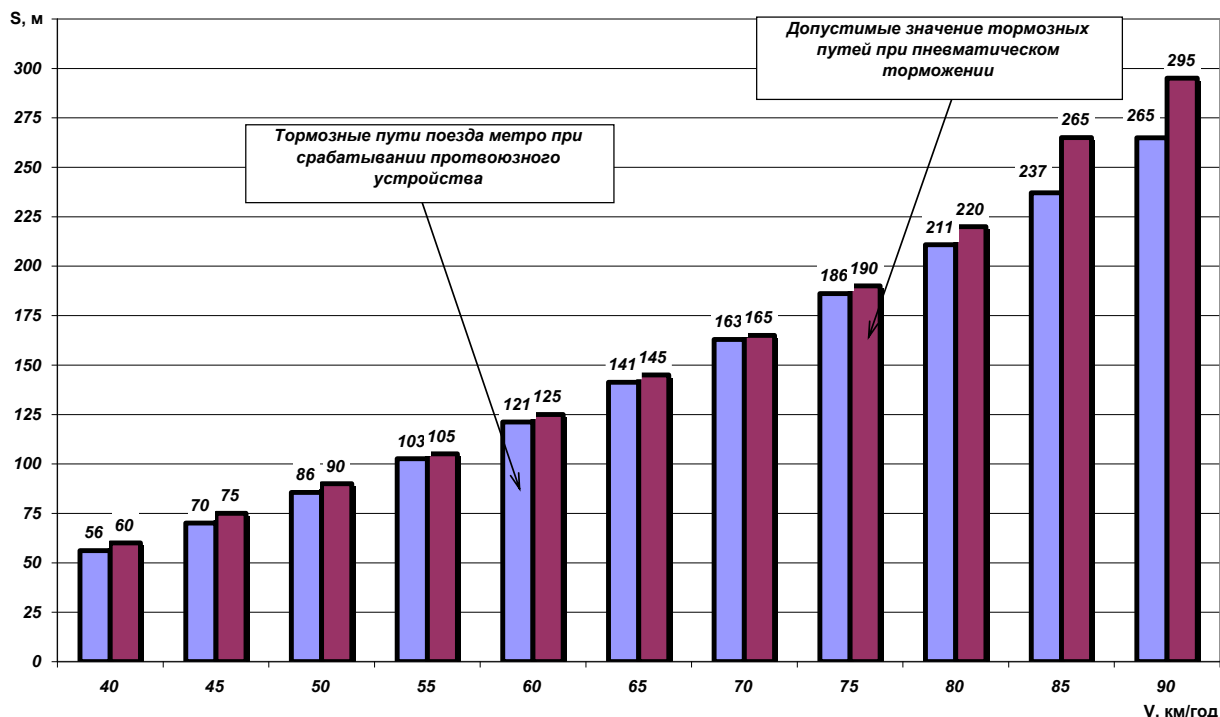


Рис. 7. Допустимые значения тормозных путей поезда метро при экстренном пневматическом торможении на площадке

Список литературы

1. Степанов, М.Н. Статистические методы обработки результатов механических испытаний [Текст]: справочник / М.Н. Степанов. – М.: Машиностроение, 1985.
2. Львовский, Э.Н. Статистические методы построения эмпирических формул [Текст] / Э.Н. Львовский. – М.: Высш. шк., 1988.

Ключевые слова: поезд метро, дисковый тормоз, противоюзное устройство, тормозной путь, скорость, частота вращения, коэффициент сцепления колеса с рельсом.

Аннотации

Наведені результати дослідження гальмівної ефективності поїзда метро при спрацьовуванні протиюзного пристрою. Показано, що гальмівні шляхи поїзда метро при екстремому пневматичному гальмуванні на площадці у разі спрацьовування протиюзного пристрою більше, ніж при без'юзовому гальмуванні. Перевищення тим більше, чим вища швидкість на початку гальмування і варіюється в межах від 0,58 % для швидкості 40 км/год до 10,42 % для швидкості 90 км/год.

Приведены результаты исследования тормозной эффективности поезда метро при срабатывании противоюзного устройства. Показано, что тормозные пути поезда метро при экстренном пневматическом торможении на площадке в случае срабатывания противоюзного устройства больше, чем при безюзовом торможении. Превышение тем больше, чем выше скорость в начале торможения и варьируется в пределах от 0,58 % для скорости 40 км/ч до 10,42 % для скорости 90 км/ч.

Research results of a metropolitan train braking efficiency at the antiskid device operation are given. It is shown that braking distances of the metropolitan train at emergency pneumatic braking on a level when the antiskid device is activated are longer than at antiskid braking. Exceeding is greater when initial braking speed rises and vary in the range from 0,58 % for 40 km/h speed to 10,42% for 90 km/h speed.

УДК 629.442.3:621.436

Д-р техн. наук Д.С. Жалкін

Doct. of techn. sciences D.S. Zhalkin

МОДЕЛЬ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ СЕЗОННИХ ЗМІН ПОКАЗНИКІВ ВИКОРИСТАННЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК ТЕПЛОВОЗІВ

MODEL FOR SEASONAL CHANGES IN PERFORMANCE IS THE USE OF POWER PLANTS LOCOMOTIVES

Постановка проблеми. Головним напрямком покращення ефективності системи ТО та ПР є створення оптимальної стратегії управління нею на основі застосування нових методів прогнозування та аналізу показників використання енергетичних установок (ЕУ) тепловозів. Одержана модель дозволяє визначити зміни показників використання тепловозів у різні сезони року [1,2] та вирішити важливу науково-технічну проблему підвищення надійності роботи ЕУ.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Роботи з оптимізації системи ТО та ПР шляхом удосконалення методів прогнозування показників ефективності експлуатації тягового рухомого складу на основі багатофакторного регресійного аналізу відомі. У той же час зміна показників використання ЕУ тепловозів за сезонами експлуатації супроводжується зміною не тільки середнього рівня, але й значною зміною дисперсії [3].

Виділення невирішених раніше частин загальної проблеми. Традиційний аналіз графічних залежностей динаміки

зміни показників надійності ЕУ тепловозів у часі та отриманих регресійних рівнянь не дозволяють кількісно визначити сезон, у який спостерігається збільшення чи зменшення числа несправних тепловозів. Процес прогнозування та аналізування показників надійності ЕУ тепловозів вимагає розроблення багатофакторної математичної моделі динаміки їх зміни у часі.

Мета статті. Моделювання та аналіз процесів зміни показників використання ЕУ тепловозів з метою розроблення технології сезонного корегування процесів технічного обслуговування (ТО) та ремонту (ПР).

Виклад основного матеріалу дослідження. У процесі експлуатації ЕУ тепловозів показники їх використання й надійності роботи зазнають змін. Ці коливання пояснюються старінням локомотивного парку, зміною умов експлуатації й частково зміною сезонної експлуатації. Зміну рівня надійності ЕУ тепловозів зручно описувати за допомогою інтегрального показника - коефіцієнта технічного використання $K_{ТВ}$

$$K_{TB} = \frac{\sum_1^r t_i}{\sum_1^r t_i + \sum_1^r t_{ni}}, \quad (1)$$

де t_{ni} – час вимушеного простою після i -ї перерви в роботі;

n – число перерв у роботі, включаючи ТО і ПР.

Завданням проведеного аналізу було, з одного боку, встановлення тісноти зв'язку між K_{TB} і показниками використання ЕУ тепловозів, включеними в модель, а з другого – визначення внутрішньогрупових кореляцій у фіксований момент часу t . При подібному підході дане завдання можливо вирішити на основі однофакторного дисперсійного аналізу, фактором групування у якому виступає сезон експлуатації тепловозів (місяць року). У той же час, як показують результати спостережень [3], зміна K_{TB} за сезонами експлуатації супроводжується зміною не тільки середнього рівня, але й значною зміною дисперсії. Вирішення викладеного вище завдання можливе на основі регресійних моделей зі змінною структурою та стохастичними пояснювальними змінними. У цьому випадку функція регресії $y = f(x) + \varepsilon_x$ розуміється, як умовне математичне очікування випадкової величини y при значенні параметрів, зафіксованих на рівні x , при зміні в часі якісних факторів (сезону експлуатації), у результаті чого відбуваються стрибкоподібні зрушення в структурі аналізованих зв'язків [4]. Наявність стохастичних пояснювальних змінних накладає додаткове обмеження на регресійну модель, а саме: вимогу статистичної незалежності x від регресійних залишків ε_x і незалежності розподілу x від оцінюваних параметрів моделі. Неоднорідність вихідних статистичних даних ураховується шляхом уведення в модель регресії фіктивних

змінних, які відбивають вплив на результуючий показник у якісних змінних. Урахування впливу супутніх змінних здійснюється шляхом уведення в праву частину регресійного рівняння бінарних змінних $z_{i,j}$, тобто змінних, які набувають одне з двох можливих значень (1 або 0). Для змінної, що має k_i градацій, ставиться у відповідність k_{i-1} бінарних змінних. У випадку визначення впливу сезонної експлуатації на надійність тепловозів було уведено $12-1=11$ бінарних змінних, тобто один з місяців року в цьому випадку є базою для порівняння з кодом (0;0).

Загальний вид регресійної моделі з фіктивними змінними для розглянутого випадку сезонної експлуатації:

$$y = a_0 + \sum_1^q b_i x_i + \sum_{q+1}^m \sum_1^{11} a_{ij} z_{ij} + \varepsilon_x. \quad (2)$$

де коефіцієнти регресії моделі характеризують:

b_i – чистий ефект впливу фактора x_i ;

a_{ij} – вплив k -ї градації r -го фактора ($k \neq r$) на змінну y , тобто це різниця середніх значень функції y між k -ю градацією та градацією, що взята за базу порівняння.

Відсутність статистичного впливу змінних z_{ij} , уведених у модель з метою урахування ефекту сезонності, на функцію y означає відсутність сезонності у вихідних даних, і навпаки, значущість коефіцієнтів регресії при цих змінних дозволяє оцінити напрямок і величину цього впливу.

Розглянута методика регресійного аналізу застосована для аналізу даних про зміну K_{TB} ЕУ тепловозів, що наведені на рисунку. Для урахування впливу зміни показників використання ЕУ тепловозів і сезонної експлуатації на зміну K_{TB} у модель спочатку уведено шість факторів – простій на ТО-3, год; трудомісткість ТО-3, людгод; простій на ПР-1, год; трудомісткість ПР-1, людгод; інтенсивність надходження ЕУ тепловозів на позапланові ремонти

од/10⁶ км; простій на позапланових ремонтах, год. Дані збиралися на основі існуючої статистичної звітності і усереднювалися у межах місяця року. Значущими на підставі *t*-критерію визнані 4 фактори: простій на позапланових ремонтах, простій на ПР-1, інтенсивність надходження на позапланові ремонти й трудомісткість ТО-3. Коефіцієнт детермінації R^2 дорівнює 0,912, тобто включені в модель фактори пояснюють

91,2 % варіації $K_{ТВ}$. Значущими також є коефіцієнти регресії при фіктивних змінних, які відповідають березню й листопаду. Їхня величина й знак дозволяють зробити висновок про зниження $K_{ТВ}$ у ці періоди експлуатації відповідно на 4,6 та 13,9 %.

Проведена перевірка залишків моделі показала, що значення критерію $DW=2,12$ не перевершує критичного значення [5], що також свідчить про адекватність моделі.

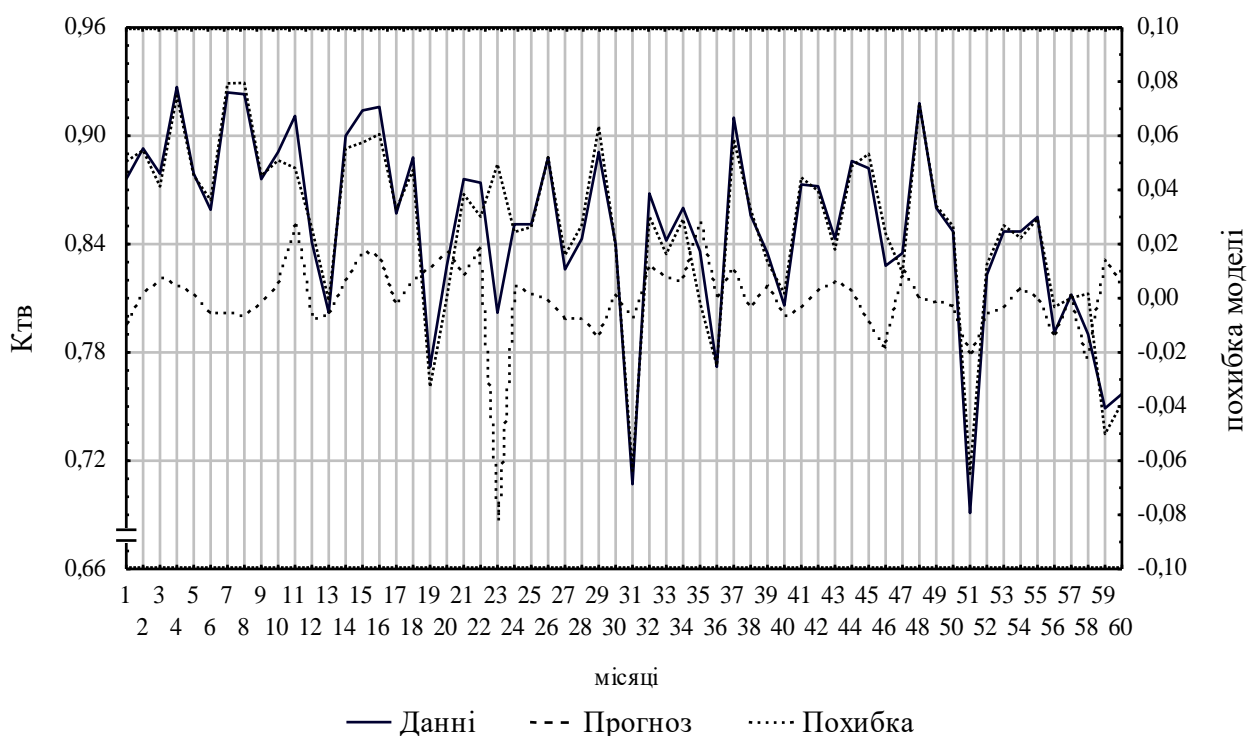


Рис. Зміна коефіцієнта технічного використання ЕУ тепловозів

Прогнозна крива, побудована на підставі регресійної моделі, проходить досить близько від вихідної залежності. Єдина істотна розбіжність припадає на 23-й аналізований місяць (листопад), що може служити вказівкою на "викид", тобто зменшення $K_{ТВ}$ нижче середнього рівня й вимагає проведення детального аналізу причин такого зниження.

Висновки і перспективи розвитку

1. Розглянутий метод множинної лінійної регресії зі стохастичними та

структурними змінними може бути використаний для аналізу зміни показників надійності ЕУ тепловозів залежно від сезону її експлуатації.

2. На основі аналізу фіктивних змінних в одержаній регресійній моделі визначено, що значення $K_{ТВ}$ ЕУ тепловозів статистично значущо знижуються у квітні та листопаді місяцях.

3. Застосування фіктивних змінних у рівняннях регресії дозволило кількісно оцінити величину та значущість сезонних

коливань показників ЕУ тепловозів, що створює обґрунтовані передумови до сезонного корегування регламенту робіт, які виконуються на ТО-3 та ПР-1. Окрім того, встановлено якісний зв'язок між факторами, що входять до регресійної моделі, та визначено найбільш значущі з

них. Останнє дає змогу впливати на керовані фактори таким чином (будувати стратегію управління), щоб забезпечити належний рівень експлуатаційної надійності ЕУ тепловозів при мінімізації витрат на його підтримання.

Список літератури

1. Тартаковський, Е.Д. Системний підхід до сезонного регулювання локомотивних енергетичних установок [Текст] / Е.Д. Тартаковський, Д.С. Жалкін // Зб. наук. праць. – Харків: ХарДАЗТ, 2000. – Вип. 44. – С. 48-55.
2. Тартаковський, Е.Д. Модель процесу експлуатації локомотивних енергетичних установок [Текст] / Е.Д. Тартаковський, Д.С. Жалкін // Зб. наук. праць. – К.: НТУ, 2002. – Вип. 15. – С. 219-223.
3. Жалкін, С.Г. Підвищення енергетичної ефективності експлуатації тепловозів [Текст] / С.Г. Жалкін, Д.С. Жалкін // Зб. наук. праць. – Харків: УкрДАЗТ, 2009. – Вип. 111. – С. 131-143.
4. Бокс, Дж. Анализ временных рядов. Прогноз и управление [Текст] / Дж. Бокс, Г. Дженкинс. – М.: Мир, 1972. – 295 с.
5. Боровиков, В. СТАТИСТИКА: искусство анализа данных на компьютере. Для профессионалов [Текст] / В. Боровиков. – СПб.: Питер, 2001. – 656 с.

Ключові слова: тепловоз, енергетична установка, надійність, модель, прогнозування, технічне обслуговування, ремонт.

Анотації

Запропоновано модель та проведено аналіз сезонних змін показників використання енергетичних установок тепловозів з метою підвищення надійності роботи за рахунок сезонного корегування процесів технічного обслуговування та ремонту.

Предложена модель и проведен анализ сезонных изменений показателей использования энергетических установок тепловозов с целью повышения надежности работы за счет сезонной корректировки процессов технического обслуживания и ремонта.

The model and the analysis of seasonal changes in indicators of diesel locomotives energy plants to improve the reliability by the seasonal adjustment process of maintenance and repair.

УДК 629.4.027.11:681.518.5

*Гол. інж. С.В. Бут (Південна залізниця),
старш. викл. В.М. Петухов (УкрДАЗТ),
наук. співроб. О.Ю. Катасонов (НВФ «ФЕРТА»)*

*Chief engineer Sergey V. But,
senior lecturer Vadim M. Petuhov,
researcher scientific Oleg J. Katasonov*

СИСТЕМА КОНТРОЛЮ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ БУКСОВИХ ВУЗЛІВ ДЛЯ ВАНТАЖНИХ ВАГОНІВ НОВОГО ПОКОЛІННЯ

THE SYSTEM OF TECHNICAL STATE INSPECTION OF AXLE BOXES FOR FREIGHT CARS OF THE NEW GENERATION

Представив д-р техн. наук, професор І.Е. Мартинов

Постановка проблеми. Створення сучасних вантажних вагонів вимагає забезпечення пробігу до 1 млн км без проведення ремонту. Це неможливо без використання сучасних систем контролю технічного стану відповідальних вузлів вагонів в експлуатації. Наприклад, вчасно не виявлені дефекти буксових вузлів призводять до важких наслідків – зламів шийок осей колісних пар при русі поїзда.

Запобігання таким випадкам можливе лише за умови раннього та своєчасного виявлення дефектів елементів підшипникових вузлів. Тобто контроль технічного стану буксових вузлів в умовах експлуатації є важливою складовою забезпечення безпеки руху.

У цей час в Україні та інших країнах СНД почали успішно експлуатуватися букси з касетними підшипниками. Вони мають різні конструктивні особливості, використовують підшипники різних типів і виробників. Тому їх діагностичні параметри мають значне розходження у порівнянні із буксами, що обладнані типовими роликowymi підшипниками. В результаті це призводить до помилки визначення їх технічного стану існуючими дистанційними системами теплового

контролю букс, а саме: ПОНАБ, АСДК-Б та ін., тому що вони орієнтовані на контроль типових моделей візків вагонів, а їх оптична система не може змінювати свою орієнтацію в просторі у відповідності до розташування буксових вузлів різноманітних типів ходових частин вагонів.

Відповідно помилки такої апаратури призводять до необґрунтованих зупинок поїздів або пропусків несправних букс.

Ця проблема створює значні труднощі робітникам вагонного господарства, відтягує матеріальні та людські ресурси.

Виклад основного матеріалу. Ряд таких провідних світових виробників підшипників для залізничного транспорту, як SKF, FAG, Timken, в останні роки вирішують цю проблему шляхом оснащення буксових вузлів вбудованими засобами контролю. Це підвищує точність оцінки технічного стану, дозволяє виявити зародження дефекту ще на ранній стадії його розвитку. Також вбудовані засоби контролю дозволяють здійснювати моніторинг технічного стану букс незалежно від конструкції ходових частин, типу використовуваних підшипників та змащування.

Тому для перспективного рухомого складу на кафедрі «Вагони» УкрДАЗТ разом з науково-виробничою фірмою «ФЕРТА» була розроблена та виготовлена експериментальна буксова діагностична станція – БДС [1,2].

Буксова діагностична станція призначена для контролю технічного стану буксових вузлів рухомого складу при русі

поїзда з використанням технології безпроводної передачі даних. Комплекс БДС складається з наземної станції і бортових модулів, які монтують у кожному буксу. Датчики розташовують безпосередньо на контрольованих елементах букси. Структурна схема системи БДС наведена на рис. 1.

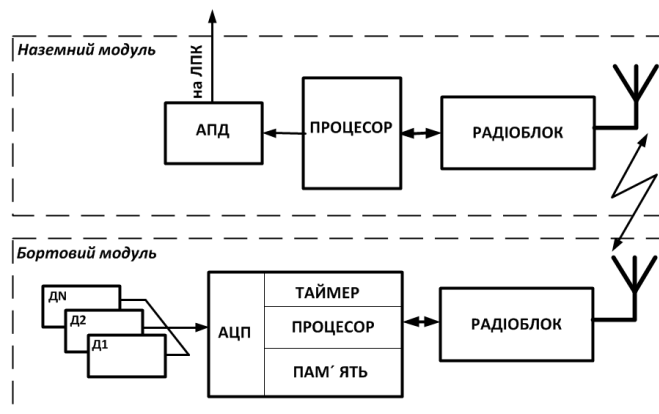


Рис. 1. Структура системи БДС:

Д1 ... ДN — датчики; АЦП — аналого-цифровий перетворювач; АПД — апаратура передавання даних; ЛПК — лінійний пункт контролю

У комплект наземного модуля входить два приймально-передавальних пристрої та ноутбук, що має відповідне програмне забезпечення.

Бортовий модуль має у своєму складі такі компоненти:

- мікроконтролер;
- приймально-передавальний блок безпроводного зв'язку;
- елемент живлення;
- датчики температури, частоти обертання і цілісності торцевого кріплення.

Дана система здатна здійснювати: контроль температури шийки осі; контроль цілісності торцевого кріплення, контроль частоти обертання колісної пари для виявлення її загальмованості, накопичувати статистичні дані про температурний стан букси, швидкості та пробігу вагона за певний період.

В рамках науково-дослідної роботи "Розробка системи визначення технічного стану буксових вузлів вбудованими системами контролю на ходу поїзда" для Державної адміністрації залізничного транспорту України згідно з програмою-методикою випробувань, затвердженою Головним управлінням вагонного господарства Укрзалізниці в березні 2012 року, на станції Основа були проведені натурні випробування системи, у яких брали участь спеціалісти служби вагонного господарства Південної залізниці та вагонного депо станції Основа.

Випробування проводилися для підтвердження можливості постійного контролю технічного стану буксових вузлів вбудованими засобами, а також можливості здійснення безпроводної передачі діагностичної інформації від буксового вузла на наземні модулі пункту контролю.

Для випробувань БДС використовувався напіввагон з буксами, що мають торцеве кріплення гайкою М110. У кожному буксу вагона було змонтовано бортові модулі на торцеві осі РУ-1, (рис. 2) та закрито оглядовою кришкою. Термодатчик фіксувався також на торці осі, що забезпечило максимальну достовірність контролю температури шийки осі. Зовнішні частини, що знаходилися поза внутрішньою порожниною буксового вузла, бортовий модуль не має.

Два наземних модулі були розміщені з обох боків колії та з'єднані між собою USB-кабелем.

Програмою-методикою було передбачено рух дослідного вагона з різними швидкостями з отриманням діагностичної інформації від буксового вузла та зіставленням з реальними даними.

Схема розміщення елементів системи при проведенні випробувань наведена на рис. 3.

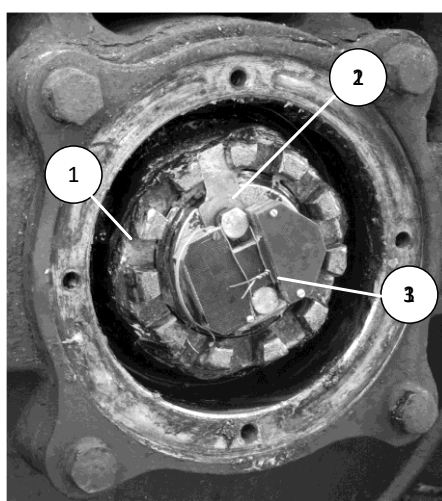


Рис. 2. Розміщення бортового модуля на торці осі РУ-1:
1 – гайка М110; 2 – стопорна планка; 3 – бортовий модуль БДС

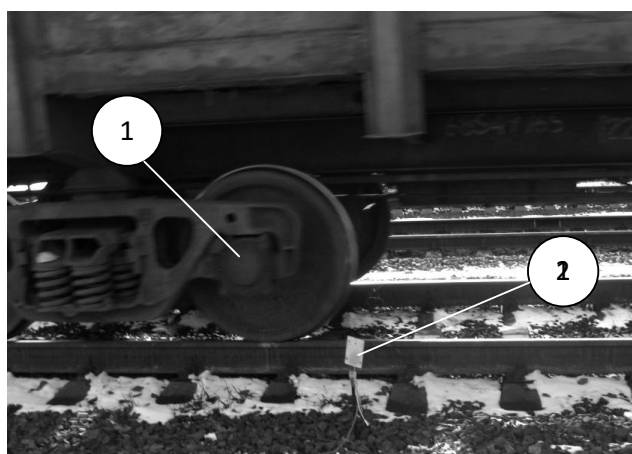
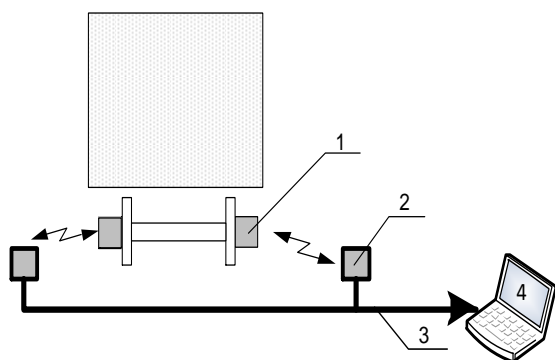


Рис. 3. Схема проведення випробувань:
1 – букса з бортовим модулем БДС; 2 – наземний модуль БДС;
3 – кабель USB; 4 – ноутбук

Зміст пакета даних, що передавав бортовий модуль: індивідуальний номер букси; поточна температура вузла; максимальна температура вузла між попереднім і поточним постом контролю; темп росту температури; частота обертання колісної пари; стан торцевого кріплення букси.

Ця інформація відображалась на ноутбучі у вигляді таблиці і графіка.

Висновки. Застосування у вагонах нового покоління вбудованих засобів контролю буксових вузлів дасть змогу насамперед підвищувати безпеку руху й точність оцінки технічного стану букс, а

також виявляти зародження дефекту ще на ранній стадії його розвитку. Такий контроль можливо здійснювати незалежно від конструкції ходових частин, типу використовуваних підшипників та змащування.

Натурні випробування вбудованої системи контролю букс БДС підтвердили можливість одержувати точні й оперативні діагностичні параметри безпосередньо з буксового вузла та максимально достовірно оцінювати його технічний стан. А також показали доцільність продовження роботи в даному напрямку та необхідність проведення експлуатаційних випробувань.

Список літератури

1. Петухов, В.М. Буксовая диагностическая станция [Текст] / В.М. Петухов // Зб. наук. праць. – Донецьк: ДонІЗТ, 2008. – Вип. 13. – С. 96-101.
2. Пат. №87333 Україна, МПК В61К 9/00. Пристрій для моніторингу температури букс залізничних вагонів [Текст] / Борзилов І.Д., Петухов В.М., Ходаківський А.М., Михалків С.В.; заявник і патентовласник Укр. держ. акад. залізнич. трансп. — № а200704308; заявл. 19.04.07; опубл. 10.07.09, Бюл. №13. – 4 с.

Ключові слова: буксовий вузол, контроль технічного стану, буксова діагностична станція, підшипник, торцеве кріплення, вбудований засіб контролю.

Анотації

Розглянуто проблему контролю технічного стану буксових вузлів вантажних вагонів нового покоління. Наведено результати натурних випробувань вбудованої системи контролю букс.

Рассмотрена проблема контроля технического состояния буксовых узлов грузовых вагонов нового поколения. Приведены результаты натурных испытаний встроенной системы контроля букс.

In article is discussed the problem of control of a technical condition of axle boxes units of freight cars of new generation. Results of the executed verification tests in situ built-in test equipment axle boxes units the freight cars.

УДК 681.5.033:656.2

Доц. В.С. Меркулов, старш. викл. І.Г. Бізюк

V.S. Merkulov, I.G. Bizyuk

МОДЕЛЬ ОРГАНІЗАЦІЙНОГО МЕХАНІЗМУ РОЗПОДІЛУ РЕСУРСІВ ВАГОНРЕМОНТНИХ ПІДПРИЄМСТВ

MODELS OF ORGANIZATIONAL MECHANISM FOR THE DISTRIBUTION OF RESOURCES WAGON ENTERPRISES

Представив д-р техн. наук, професор А.П. Фалендиш

Вагонні депо з відповідними ремонтно-заготівельними цехами, що належать до структурних підрозділів вагонного господарства залізниць, призначені для деповського планового й поточного відцепного ремонту вагонів, виготовлення й ремонту запасних частин для пунктів технічного обслуговування й безвідчипного ремонту вагонів у межах ділянок, прикріплених до депо.

Основною умовою забезпечення справного стану вагонного парку в експлуатації є високоякісне виконання ремонту вагонів у депо. Однак постійно зростаюча інтенсивність експлуатації вагонів вимагає посилення контролю технічного стану і якості ремонту вагонів у пунктах технічного обслуговування й пунктах підготовки їх до перевезень, причому несправності у вагонах повинні бути виявлені й усунуті за час стоянки поїзда, передбачений графіком руху.

Велика увага приділяється теоретичним основам забезпечення працездатності вагонного парку й раціональної організації роботи вагонних депо й механізованих пунктів підготовки вагонів до перевезень, а також питанням наукової організації праці, механізації й автоматизації виробничих процесів.

Серед задач, що розв'язуються в рамках автоматизованої системи управління вагонним господарством,

актуальною є задача раціонального розподілу ресурсів ремонтно-заготівельних цехів, яку доцільно розв'язати за допомогою відповідної моделі.

Постановка задачі розподілу ресурсів. При формалізації постановки задачі побудови моделі істотними є дві обставини. З одного боку, система існує для досягнення яких-небудь певних цілей, тобто можна говорити про інтереси системи в цілому. З іншого боку, елементи системи найчастіше переслідують власні інтереси, що не збігаються з інтересами системи в цілому. Все це дає підставу формалізувати деякі аспекти її функціонування в термінах теорії ігор.

Будемо розглядати найпростішу дворівневу модельну систему, що складається із Центру й деякої кількості однотипних Елементів. Керування такою системою ми розглянемо на прикладі задачі розподілу ресурсів. Суть цієї задачі полягає в наступному. Елементи (надалі ми будемо називати їх Споживачами) подають Центру заявки на одержання деякого ресурсу (для простоти розглядається один вид ресурсу). Центр на підставі цих заявок розподіляє наявний у його розпорядженні ресурс (який передбачається подільним).

Якщо всі заявки можуть бути повністю задоволені, то Центру, очевидно, так і варто зробити - виділити кожному Споживачеві стільки, скільки він просить.

Істотно складніше ситуація дефіциту, коли сумарний обсяг заявок перевершує наявний у розпорядженні Центра ресурс. У цьому випадку задача розподілу ресурсу стає нетривіальною. Універсальних рекомендацій тут не існує. Нижче будуть розглянуті деякі способи, або механізми, розподілу ресурсів, кожний з яких має певні переваги й недоліки.

Проведемо формалізацію вищеописаної задачі, описаної вище. Є n Споживачів, кожний з яких повідомляє Центру число s_i ($i = 1, 2, \dots, n$) - заявку (рисунок), а також, імовірно, ще і деяку інформацію (на рис. позначено пунктирною стрілкою). Далі Центр на підставі заявок Споживачів, наявного в його розпорядженні ресурсу R і додаткової інформації про Споживачів обчислює за деяким правилом числа x_i ($i = 1, 2, \dots, n$) - обсяг ресурсу, виділюваний i -му Споживачеві.

У випадку $\sum_{i=1}^n s_i \leq R$ (відсутність дефіциту) природним рішенням Центру є таке: $x_1 = s_1, x_2 = s_2, \dots, x_n = s_n$ (кожний Споживач одержує стільки, скільки просив).

Надалі ми будемо вважати виконаною нерівність: $\sum_{i=1}^n s_i > R$ (сумарна заявка Споживачів перевершує ресурс Центру).

Відзначимо таку важливу обставину. Споживачі формують свої заявки на підставі власних реальних потреб r_i , які їм відомі, але невідомі Центру. Можна сказати, що числа s_i є стратегіями Споживачів як учасників ієрархічної гри. У свою чергу стратегією Центру є числа x_i .

Механізм прямих пріоритетів. Механізм прямих пріоритетів належить до числа так званих пріоритетних механізмів, відмітною рисою яких є приписування кожному Споживачеві деякого пріоритету. Поряд з розмірами заявок s_i ($i = 1, 2, \dots, n$) Центр ураховує пріоритет кожного

Споживача, що визначається числом A_i , ($i = 1, 2, \dots, n$).

Відповідно до механізму прямих пріоритетів розподіл ресурсу здійснюється за правилом

$$x_i = \min\{s_i, \gamma A_i s_i\}, (i = 1, 2, \dots, n), \quad (1)$$

де γ - загальний для всіх Споживачів параметр, визначається з умови

$$\sum_{i=1}^n x_i = R, \quad (2)$$

(весь ресурс розподіляється без залишку).

Особливо простого вигляду формула (1) набуває у випадку "рівності" Споживачів з погляду Центру, тобто при $A_1 = A_2 = \dots = A_n = 1$ (ця умова не обмежує спільності, але спрощує подальші викладки). Тоді $x_i = \min\{s_i, \gamma s_i\}$, ($i = 1, 2, \dots, n$) (випадок $x_i = s_i$ неможливий, тому що при цьому кожний Споживач одержує стільки, скільки просив, а це суперечить припущенню про наявність дефіциту).

$$\text{З умови (2) одержуємо } \sum_{i=1}^n \gamma s_i = R,$$

$$\text{звідки } \gamma = \frac{R}{\sum_{i=1}^n s_i}.$$

Описаний механізм розподілу ресурсів є, мабуть, найпростішим. Зміст його полягає в тому, що всі заявки пропорційно "урізаються" шляхом множення на число γ .

Переваги механізму прямих пріоритетів очевидні. Відзначимо два недоліки. По-перше, кожний Споживач одержує менше, ніж просить. Тим часом неважко уявити собі ситуацію, коли Споживачеві потрібно на здійснення якогось проекту саме s_i одиниць ресурсу, а $\gamma_i s_i$ уже не вистачає. По-друге, даний механізм "штовхає" Споживачів до завищення заявок в умовах дефіциту.

Дійсно, оскільки чим більше Споживач просить, тим більше одержує, він може, завищуючи свої потреби, спробувати наблизити підсумкове рішення Центру x_i до своїх реальних потреб r_i . Тим самим дефіцит ще більше зростає, причому Центр навіть не має можливості довідатися про реальні запити Споживачів r_i , оскільки вони повідомляють заявки $s_i > r_i$.

Механізм зворотних пріоритетів.

Механізм зворотних пріоритетів ґрунтується на припущенні, що чим менше потрібно Споживачеві ресурсу, тим більше ефективність його використання. Відповідно до цього розподіл ресурсу здійснюється за правилом

$$x_i = \min\{s_i, \gamma A_i / s_i\}, (i = 1, 2, \dots, n), \quad (3)$$

де число γ визначається, як і в механізмі прямих пріоритетів, з умови (2). З формули

(3) видно, що, подаючи дуже малу або дуже велику заявку s_i , Споживач одержує малий ресурс x_i . Знайдемо, яку ж заявку s_i повинен подавати i -й Споживач, щоб одержати максимальний ресурс x_i (в умовах дефіциту така мета Споживача є цілком зрозумілою). На рисунку зображено графік функції $x_i = x_i(s_i)$. Видно, що максимум досягається в точці s_i^* , що є розв'язком

рівняння $s_i^* = \gamma \frac{A_i}{s_i^*}$. Перетворюючи

останню рівність, одержуємо $s_i^* = \sqrt{\gamma A_i}$.

Таким чином, рівноважним є набір стратегій Споживачів

$$s_1^* = \sqrt{\gamma A_1}, s_2^* = \sqrt{\gamma A_2}, \dots, s_n^* = \sqrt{\gamma A_n},$$

при цьому $x_1 = s_1^*, x_2 = s_2^*, \dots, x_n = s_n^*$.

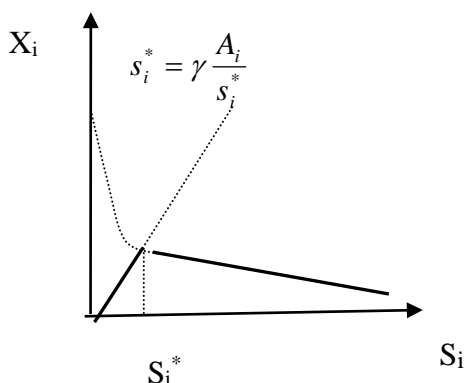


Рис. Графік функції $x_i = x_i(s_i)$

Вибираючи замість s_i^* будь-яку іншу стратегію s_i , i -й Споживач лише зменшує виділюваний йому ресурс x_i .

Залишилося обчислити константу γ .

Маємо

$$R = \sum_{i=1}^n x_i = \sum_{i=1}^n s_i = \sum_{i=1}^n \sqrt{\gamma A_i} = \sqrt{\gamma} \sum_{i=1}^n \sqrt{A_i},$$

звідки

$$\sqrt{\gamma} = \frac{R}{\sum_{i=1}^n \sqrt{A_i}}.$$

Зауваження 1. Ще раз відзначимо, що набір стратегій s_i^* ($i = 1, 2, \dots, n$) є рівноважним, тобто, подаючи будь-яку заявку $s_i \neq s_i^*$, i -й Споживач лише зменшує виділюваний йому ресурс x_i . Можна довести, що кожна зі стратегій s_i^* є також

гарантуючої, тобто у випадку застосування i -м Споживачем цієї стратегії він у кожному разі (тобто при будь-яких заявках інших Споживачів) одержує не менше, ніж $x_i = s_i^*$.

Зауваження 2. Насправді, ми розглянули випадок, коли $s_i^* < r_i$, для всіх r_i , тобто коли кожний зі Споживачів змушений, подаючи заявку, занижувати свою реальну потребу. Може бути й так, що для деяких Споживачів $s_i^* \geq r_i$. Тоді ці Споживачі подають заявку на ресурс $s_i^* = r_i$ і стільки ж одержують.

Механізм зворотних пріоритетів має ряд переваг. А саме не відбувається невинного завищення заявок, тобто не виникає ситуації

$s_i^* > r_i$. Крім того, за умови розумного поведіння Споживачі (тобто при використанні кожним з них рівноважної стратегії s_i^*) вони одержують стільки, скільки просять. Недоліком є те, що числа s_i^* швидше за все виявляються менше реальних потреб r_i . Внаслідок цього Центр не одержує достовірної інформації про реальний дефіцит $(\sum_{i=1}^n r_i) - R$.

Конкурсний механізм. Конкурсний механізм застосовується в тих випадках, коли недоцільно "урізати" заявки, оскільки Споживачам ресурс потрібний на реалізацію яких-небудь конкретних проектів, на які меншого ресурсу не вистачить. У цих умовах Центр проводить конкурс заявок. Ті, хто перемагають у конкурсі, повністю одержують необхідний ресурс, а ті, що програли, не одержують нічого. Реалізація цього відбувається в такий спосіб. Споживачі повідомляють Центру свої заявки s_i , а також величини w_i , що характеризують ефект, що вони мають намір одержати. На підставі цих даних Центр обчислює для кожного Споживача показник ефективності

$$e_i = \frac{w_i}{s_i}, i = 1, 2, \dots, n.$$

Після цього ресурс розподіляється в такий спосіб. Спочатку розглядається Споживач із найбільшою ефективністю. Йому виділяється стільки, скільки він просить (якщо в Центру вистачає ресурсу). Потім береться другий за ефективністю й т. д. У якийсь момент виявляється, що на задоволення чергової заявки ресурсу, що залишився, в Центру не вистачає. Тоді цей Споживач так само, як і всі, що залишилися, нічого не одержує.

Зауваження 3. В ефективності описаного механізму можуть виникнути сумніви. Адже Споживачі можуть пообіцяти великий ефект, отримати ресурс, а потім не виконати обіцяного. Тому при реальному застосуванні конкурсного механізму необхідна діюча система контролю (можливо, поетапний контроль для проектів із тривалим часом реалізації).

Механізм відкритого керування. У всіх розглянутих вище механізмах розподілу ресурсів Споживачі можуть домогтися кращого для себе рішення Центра шляхом перекручування інформації. Таким чином, Центр не одержує достовірних даних про запити Споживачів.

Можливість ефективно управляти на підставі недостовірної інформації є сумнівною. Тому цікаві механізми відкритого керування, ідея яких полягає в створенні для Споживачів стимулів до повідомлення в заявці своїх реальних потреб.

Опишемо один з можливих механізмів відкритого керування. Розподіл ресурсів проводиться в кілька етапів. На першому етапі ресурс розділяється порівно між всіма Споживачами, тобто по R/n кожному. Якщо заявки яких-небудь Споживачів виявилися не більше ніж R/n , то вони повністю задовольняються. Тим самим кількість Споживачів зменшується до n_1 , зменшується й ресурс Центру – до R_1 . На другому етапі ресурс розділяється порівно між тими n_1 Споживачами, що залишилися, і т. д.

На якомусь етапі виявляється, що, розділивши ресурс порівно між Споживачами, що залишилися, не вдається задовольнити жодної заявки. Тоді всі ці Споживачі одержують порівно.

Описаний механізм є механізмом відкритого керування. Дійсно, в остаточному підсумку всі Споживачі поділяються на пріоритетних (які одержали стільки, скільки просили) і непріоритетних. Пріоритетні одержують стільки, скільки просять, тому їм не має сенсу спотворювати свої реальні потреби. Непріоритетні ж, як неважко бачити, не можуть збільшити виділений їм ресурс ні підвищуючи, ні знижуючи свою заявку. Таким чином, при розподілі ресурсів відповідно до описаного механізму Центр одержує достовірну інформацію про реальні запити Споживачів.

Відкрите керування й експертне опитування. Якщо потрібно визначити обсяг фінансування великого проекту, то часто удаються до проведення експертного опитування. Розглянемо таку процедуру опитування. Кожному з n експертів пропонується повідомити число s з відрізка $[d; D]$, після чого на підставі експертних оцінок визначається підсумковий розв'язок x . Задача полягає саме в тому, щоб визначити число x виходячи із заданих s_i ($i = 1, 2, \dots, n$).

На перший погляд здається, що найкраще рішення тут - взяти в якості підсумкового рішення середньоарифметичне думок експертів:

$$x = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n s_i . \quad (4)$$

Однак у такого рішення є істотний недолік. Справа полягає в наступному. У кожного експерта є думка r_i щодо обсягу фінансування. І якщо експерт яким-небудь чином зацікавлений у тому, щоб підсумкова оцінка x збіглася з його думкою r_i , то він може намагатися домогтися цього збігу, повідомляючи оцінку $s_i \neq r_i$.

Зауваження 4. У теорії колективного прийняття рішень такий спосіб дій називається маніпулюванням. У свою чергу, якщо механізм колективного прийняття рішень допускає маніпулювання із чиєї-небудь сторони, то він називається таким, яким маніпулюють. Спотворюючи свої справжні переваги, можна наблизити підсумкове колективне рішення до власної справжньої переваги.

Повернемося до експертного опитування. Говорячи більш строго, i -й експерт розв'язує задачу $|x - r_i| \rightarrow \min_{s_i}$,

тобто намагається мінімізувати різницю між підсумковим рішенням x і своєю справжньою думкою r_i шляхом належного вибору повідомлюваної оцінки s_i . Опишемо механізм виробітку рішення x^* , що є механізмом відкритого керування (тобто механізмом, яким не маніпулюють). Нагадаємо, що експерти повідомляють свої оцінки $s_i \in [d, D], i = 1, 2, \dots, n$. Будемо вважати, не обмежуючи загальності, що оцінки експертів розташовані не за спаданням $s_1 \leq s_2 \leq \dots \leq s_n$ (цього завжди можна домогтися перенумерацією експертів). Обчислюються n допоміжних

чисел $v_i = D - (i - 1) \frac{D - d}{n}, i = 1, 2, \dots, n$ (ці

числа ділять відрізок $[d, D]$ на n рівних частин). Після цього для кожного i береться менше із двох чисел s_i і v_i : $\min\{s_i, v_i\}$. І, нарешті, із всіх цих мінімумів обирається найбільший, котрий i є підсумковим розв'язком:

$$x^* = \max_{1 < i < n} \min\{s_i, v_i\}.$$

Зауваження 5. У всіх попередніх міркуваннях кваліфікація експертів передбачається однаковою. Можна, якщо буде потреба, вводити коефіцієнти, що дозволяють враховувати думку різних експертів різним чином - принципово це нічого не змінює, лише дещо

ускладнюється обчислення підсумкового результату x^* .

На базі описаної моделі був розроблений моделюючий алгоритм та його програмна реалізація в середовищі VB6.0, за допомогою яких проведено дослідження

процесу розподілу ресурсів ремонтно-заготівельних цехів при різних умовах постачання та зроблено певні рекомендації щодо стратегії використання різних методик і їх доцільності.

Список літератури

1. Фон Нейман, Дж. Теория игр и экономическое поведение [Текст] / Дж. фон Нейман, О. Моргенштерн. – М., НАУКА, 1970. – 983 с.
2. Ломкова, Е.Н. Экономико-математические модели управления производством (теоретические аспекты) [Текст]: учеб. пособие / Е.Н. Ломкова, А.А. Эпов. – Волгоград: ВолгГТУ, 2005. – 67 с.
3. Глущенко, В.В. Глущенко И.И. Разработка управленческого решения. Прогнозирование – планирование – оценка. Теория проектирования экспертов [Текст]: учеб. для вузов. – М.: ЮНИТИ-ДАНА, 2000. – 436 с.

Анотації

Стаття присвячена одному з аспектів, спрямованому на забезпечення транспортної мережі залізниць навантажувальними ресурсами. Розглядаються питання визначення найбільш раціонального рівня прийняття рішень, розподілу повноважень і відповідальності при розподілі ресурсів ремонтних баз. Формалізовано модель цього процесу з використанням апарата теорії ігор.

Статья посвящена одному из аспектов, направленному на обеспечение транспортной сети дороги погрузочными ресурсами. Рассматриваются вопросы определения наиболее рационального уровня принятия решений, распределения полномочий и ответственности при распределении ресурсов ремонтных баз. Составлена модель этого процесса с использованием аппарата теории игр.

The article is devoted to one aspect of which is aimed at ensuring the transport network of roads and loading resources. The questions of definition of the most rational decision-making level, distribution of powers and responsibilities in the allocation of resources repair bases. Compiled model of this process with the use of game.

УДК 629.4.027.11

*Д-р техн. наук І.Е. Мартинов,
асп. В.О. Шовкун*

*Doct. of techn. sciences I.E. Martinov,
postgraduate V.A. Shovkun*

ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ЕЛЕМЕНТІВ БУКСОВИХ ПІДШИПНИКОВИХ ВУЗЛІВ

RESEARCH THE STRESSED-DEFORMED STATE OF ELEMENTS OF THE AXLE BOX BEARING UNITS

Вступ. Залізничний транспорт є важливою галуззю народного господарства України, тому забезпечення безпеки руху поїздів є важливим завданням. Одним з найважливіших резервів підвищення ефективності залізничного транспорту є зниження тривалості простою вантажних вагонів у позаплановому ремонті. Однак, як показує практика експлуатації, незважаючи на постійне вдосконалення системи технічного обслуговування і ремонту, значна частина життєвого циклу вантажних вагонів витрачається на непродуктивне перебування в ремонтах різних видів. З аналізу причин надходження вантажних вагонів під позаплановий ремонт видно, що однією з основних є відмова різних елементів буксового вузла. Підшипники працюють у складних умовах. Навіть при досить якісному виготовленні підшипників їх характеристики можуть виявитися незадовільними і станеться раптова відмова. Причиною цього може бути неякісний монтаж, неправильна експлуатація і т.п. Крім того, для підшипників, застосовуваних у буксах рухомого складу залізниць, критеріями відмови можуть бути зростання температури вище допустимих значень, розрив сепаратора, викликаний силами його взаємодії з тілами кочення, втомне вищерблення доріжок кочення, бічних поверхонь роликів, зношування торців

роликів і робочих поверхонь бортиків кілець, відколи бортиків під дією імпульсного осьового навантаження. Забезпечення довговічності підшипника, що працює в умовах динамічного радіального і осьового навантаження, є досить складним завданням. У зв'язку з цим у практиці і теорії вагонобудування як раніше, так і зараз актуальною є проблема удосконалення буксових вузлів вантажних вагонів.

Постановка проблеми. Очевидно, що питання підвищення надійності буксових вузлів є складним і вимагає комплексного підходу для свого вирішення. Тому необхідно досліджувати різні напрямки удосконалення існуючих та створення нових конструкцій буксового вузла. Одним з шляхів підвищення показників надійності буксових вузлів є покращення конструкції корпусів букс.

Аналіз попередніх досліджень. Аналізуючи попередні роботи в цьому напрямку [3-5], можна зробити висновок, що методи розрахунку надійності та довговічності буксових вузлів є застарілими і не повністю враховують імовірнісну природу дії навантажень, прикладених до елементів буксового підшипникового вузла.

При розрахунку на міцність елементів конструкції буксових вузлів використовуються спрощені схеми, які не

враховують ряд діючих чинників, тому потрібен більш детальний аналіз розподілення навантажень між роликami з урахуванням можливостей сучасної обчислювальної техніки. Недосконалість існуючих методів розрахунку призвела до значних похибок при визначенні показників довговічності та надійності буксових підшипникових вузлів і розбіжності з фактичними результатами експлуатації.

Мета роботи. Вивчення впливу конструкції корпусу буксового вузла на характер розподілу радіальних навантажень

між роликami підшипника. При моделюванні розглядається вплив тільки радіальних навантажень.

З метою дослідження напружено-деформованого стану буксового вузла та вдосконалення методик розрахунку надійності і довговічності буксових вузлів у програмному середовищі ANSYS Mechanical APDL розроблено комп'ютерну 3D модель буксового підшипникового вузла вантажного вагона, яка включає модель корпусу букси, і модель здвоєного касетного підшипника з короткими циліндричними роликami (рис. 1).

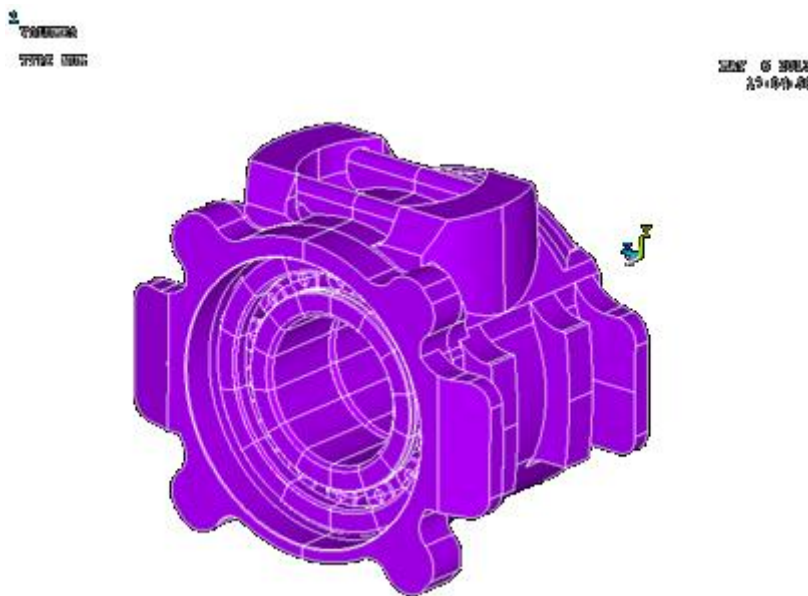


Рис. 1. Геометрична модель буксового вузла

Наявність сепаратора не впливає на розподіл контактних навантажень роликів і кілець. Тому замість нього для утримання роликів на певній відстані один від одного були введені спеціальні зв'язки, які моделюються за допомогою елементів Link11 – аналог пружини, працюючий на розтягнення та стиснення.

Для моделювання об'ємів твердих тіл використовувалися 10-вузлові скінченні елементи тетрадрального типу Solid92.

Елемент визначається десятьма вузлами, що мають три ступені свободи в кожному вузлі: переміщення у напрямі осей X, Y, Z в системі координат вузла. Саме такі елементи найкраще підходять для моделювання машинобудівних конструкцій відносно малих розмірів, але складної форми.

Розроблена скінченно-елемента модель складається з 360529 скінченних елементів та 1102726 вузлів (рис. 2).

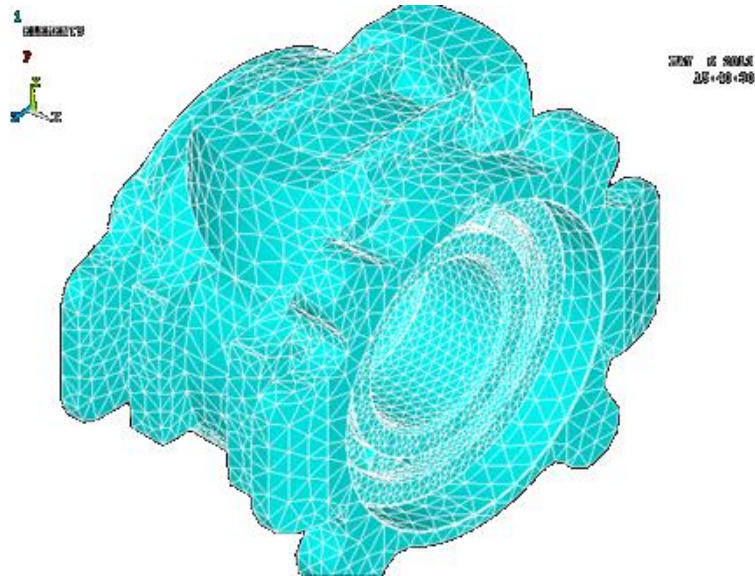


Рис. 2. Скінченно-елемента модель буксового вузла

Розмір сітки скінчених елементів у зоні контакту ролика та доріжок кілець уточнювався до розміру 0.02 мм, така особливість скінченно-елементної сітки дозволила з більшою точністю обчислити контактні напруження в зоні контакту та визначити характер розподілення напружень уздовж утворюючої роликів.

Для моделювання контактної поверхні роликів використовувалися скінченні елементи Targe 170, для контактної поверхні зовнішнього та внутрішнього кілець підшипника використовувалися скінченні елементи Konta174.

Контактні елементи мають ті самі геометричні розміри та загальний набір геометричних характеристик, що і пов'язані з ними реальні об'ємні елементи. ANSYS створює два різні типи контактних елементів: «цільові» на поверхні, яка має більшу жорсткість (у нашому випадку це ролики). Ці елементи вдавлюються в «контактну» поверхню, яка має меншу жорсткість (поверхні кочення зовнішнього та внутрішнього кілець).

Під час створення моделі були прийняті такі допущення, що відповідають основним положенням теорії Герца:

- навантаження до контактуючих поверхонь прикладене перпендикулярно до площадки контакту;
- область контакту мала порівняно з радіусами кривизни контактуючих тіл;
- матеріали контактуючих тіл однорідні, ізотропні та ідеально пружні;
- вплив технологічних відхилень при складанні елементів ходових частин на навантаження елементів підшипника, а також їх можливе спрацювання в експлуатації не враховуються;
- вплив мастила на контактну міцність деталей підшипника не враховується.

При розрахунку буксового вузла були прийняті такі допущення: матеріал буксового вузла працює в пружній стадії деформації і має постійні характеристики - модуль пружності сталі, з якої виготовлені кільця підшипника, приймався рівним $2,1 \times 10^{11}$ Па, коефіцієнт Пуассона 0,3;

- модуль пружності сталі, з якої виготовлений методом лиття корпус букси, приймався рівним $1,8 \times 10^{11}$ Па, коефіцієнт Пуассона 0,25;

- модель враховує не лише внутрішню геометрію підшипників, але й особливості передачі навантаження на них, а також

дозволяє імітувати різні варіанти навантаження з оцінкою напружено-деформованого стану як самого підшипника, так і інших елементів буксового підшипникового вузла.

- вертикальне навантаження розраховувалося виходячи з величини максимально можливого навантаження на вісь 230 кН. При розрахунках враховувався найбільш несприятливий варіант завантаження корпусу (з урахуванням коефіцієнта вертикальної динаміки).

Вертикальне навантаження моделювалося шляхом прикладення сили у вузлах, у верхніх приливах корпусу букси, діючої у напрямку осі «Y0».

Аналіз отриманих результатів. При розв'язанні в програмному комплексі Ansys були отримані максимальні контактні напруження, виникаючі в зоні контакту ролика і доріжок кілець підшипників, а також епюри розподілу радіальних зусиль на ролику в процесі обертання.

Очевидно, що в зоні контакту тіл кочення з зовнішнім кільцем найбільші напруження мають місце в зоні центрального (першого) ролика. У той же час у зоні контакту роликів з внутрішнім кільцем максимальні напруження досягаються в зоні наступного (другого) ролика.

Аналізуючи епюри розподілу напружень між роликами, можна сказати, що:

- кут навантаженого сектора становить 105°;
- ролик, проходячи повний оберт, сприймає два піки навантаження;
- максимальні контактні напруження, виникаючі в найбільш завантаженому ролику, становлять 899 МПа.

Встановлено, що величина напружень мінімальна посередині ролика та збільшується до максимальних значень у зоні переходу від утворюючої ролика до його торця (тобто має місце так званий "крайковий" ефект).

Висновки. Математичне моделювання показало, що зусилля, сприймане роликами підшипників, а отже, їх довговічність істотно залежать від конструкції корпусу букси. Визначено, що контактні напруження уздовж утворюючої ролика, як і розподілення радіальних зусиль, не є рівномірним, а тому викликає декілька піків навантаження, що в свою чергу негативно впливає на довговічність підшипника. Виходячи з аналізу результатів моделювання можна зробити висновок, що конструкція корпусу буксового вузла не є задовільною і тому потребує подальшого доопрацювання.

Список літератури

1. Перель, Л.Я. Подшипники качения: Расчет, проектирование и обслуживание опор [Текст]: справочник / Л.Я. Перель. – М., 1983. – 543 с.
2. Басов, К.А. ANSYS [Текст]: справочник пользователя/ К.А. Басов. – М.: ДМК Пресс, 2011. – 640 с.
3. Мартинов, І.Е. Дослідження напруженого стану конічних роликів підшипників [Текст] / І.Е. Мартинов // Зб. наук. праць. – Харків: УкрДАЗТ, 2007. – Вип. 81. – С. 83-86.
4. Морчиладзе, І.Г. Совершенствование и модернизация буксовых узлов грузовых вагонов [Текст] / І.Г. Морчиладзе, А.М. Соколов // Железные дороги мира. – 2006. – № 10. – С. 59-64.
5. Слушкин, І.В. Разработка рациональных конструкций корпусов букс подвижного состава на роликовых подшипниках [Текст] / І.В. Слушкин // Вопросы перевода подвижного состава на роликовые подшипники: труды ВНИИЖТ. – М.: Транспорт, 1961. – Вып. 221. – С. 110-136.

Ключові слова: буксовий вузол, напружено-деформований стан, контактні напруження.

Анотації

Розглянуто питання вдосконалення буксових вузлів вантажних вагонів, побудовано комп'ютерну модель буксового вузла вантажного вагона. Проведено комп'ютерний аналіз напружено-деформованого стану буксового вузла. Отримано епюри розподілу контактних напружень уздовж утворюючої ролика, а також розподілення радіальних зусиль між роликами підшипника.

Рассмотрены вопросы совершенствования буксовых узлов грузовых вагонов, построена компьютерная модель буксового узла вагона. Выполнен компьютерный анализ напряженно-деформированного состояния буксового подшипникового узла. Получены эпюры распределения контактных напряжений, а также распределения радиальных усилий между роликами подшипника.

Considered are the issues of improvement of bearing units of freight cars, built a computer model of the bearing unit of the car. Made computer analysis of the stress-strain state of the bearing arrangement. Received plots of the distribution of contact stresses, as well as, the distribution of radial forces between the roller bearing.

УДК 629.4.016.2

*Д-р техн. наук І.Е. Мартинов,
інж. К.С. Нечволода*

*Doct. of techn. sciences I.E. Martynov,
engineer K.S. Nechvoloda*

АНАЛІЗ ЧИННИКІВ, ЩО ВПЛИВАЮТЬ НА ЕФЕКТИВНІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ АВТОМАТИЧНИХ ГАЛЬМ ВАНТАЖНИХ ВАГОНІВ

ANALYSIS OF FACTORS AFFECTING EFFICIENCY OF AUTOMATIC BRAKE FREIGHT CARS

Вступ. Гальмова система вагона є його найважливішою складовою, від надійності якої залежить безпека руху поїздів. Вона працює в складних температурних і погодних умовах навколишнього середовища, повинна забезпечувати мінімальний опір обертанню колісних пар, високу надійність і безпеку

руху вагона. Тому до конструкції, технічного обслуговування і ремонту гальм висувають високі вимоги, особливо при підвищенні швидкості руху поїздів і зростанні навантажень на колісні пари вагонів.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. На збитки, що зазнають

залізниці через клиноподібні спрацювання гальмівних колодок, звернули увагу ще на початку 50-х років минулого сторіччя. Перші дослідження [1] були спрямовані на пошук причин нерівномірного спрацювання колодок і збитки оцінювалися тільки надзвичайно великою витратою гальмівних колодок у вагонному господарстві. Пізніше, у роботі [2] також вказується на зменшення терміну служби гальмівних колодок.

При розробленні вітчизняного візка нового покоління для вантажних вагонів, оцінюючи ефективність розробленого пристрою для запобігання клиноподібного спрацювання гальмівних колодок, у роботі [3] вказано на збитки, пов'язані з пошкодженнями вагонних коліс і збільшенням опору руху. Більш детально аналіз негативних чинників, що призводять до збитків залізничної галузі від масового клиноподібного спрацювання гальмівних колодок, розглядалися в роботах [4, 5].

Постановка мети. Метою роботи є визначення чинників, що впливають на ефективність використання автоматичних гальм вантажних вагонів.

Основна частина. Результати проведених фахівцями УкрДАЗТ натурних обстежень технічного стану гальм вантажних вагонів в умовах експлуатації дозволили встановити, що більше 80 % гальмівних колодок у вантажних поїздах при русі без гальмування звисають нерівномірно, нахилені під певним кутом і торкаються верхньою частиною поверхні кочення коліс. У результаті верхня частина колодок стає тонкою, а нижня спрацьовується дуже мало (рис. 1). Таким чином колодки набувають клиноподібної форми. При цьому верхня частина робочої маси колодок зношується не при гальмуваннях, а від тертя по колесах при русі без гальмування, утворюючи додатковий шкідливий опір руху.

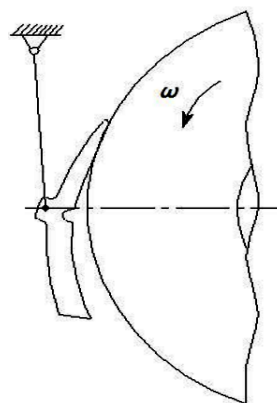


Рис. 1. Загальний вигляд клиноподібного спрацювання колодки

На підставі аналізу процесів силової взаємодії елементів конструкції триангельної гальмівної системи візків вантажних вагонів і триботехнічних процесів, зумовлених дією шкідливих сил, що утворюються гравітаційною масою деталей гальмівної важільної передачі у візках вантажних вагонів, виявлено ряд негативних чинників, з якими пов'язані істотні збитки, яких зазнає залізнична інфраструктура. Встановлено, що дія динамічних навантажень ударного характеру, що виникають у шарнірних з'єднаннях з більшими зазорами в невідресорених частинах візків, руйнує як існуючі, так і всі інші знову створювані механізми забезпечення рівномірного спрацювання гальмівних колодок. Досвід експлуатації подібних пристроїв свідчить, що після нетривалого терміну служби вони втрачають працездатність, внаслідок чого колодки нахилиються до упору верхньою кромкою в поверхню кочення коліс і під час руху в поїздах без гальмування отримують місцевий фрикційний знос (рис. 2, а), що супроводжується виділенням тепла T_{cm} з утворенням шкідливої сили тертя F_{cm} , яка створює додатковий опір обертанню колеса (рис. 2, б).

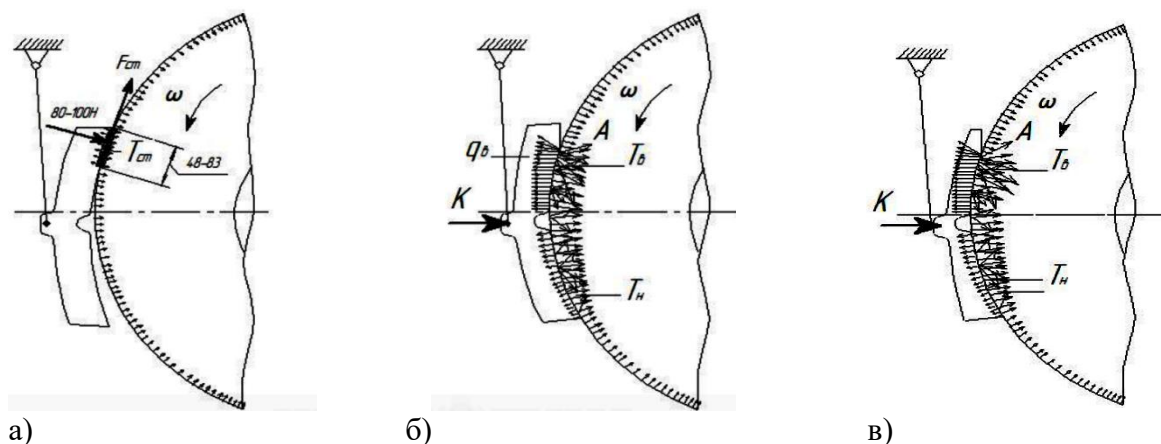


Рис. 2. Процес утворення і розвитку клиноподібного спрацювання гальмівних колодок: а – нахил і тертя колодок по колесу при русі без гальмування; б – спотворене тертя через часткову стертість верхньої частини колодки при гальмуванні; в – інтенсивне спрацювання верхньої частини колодки під час гальмування

При гальмуваннях верхня стерта частина колодок відходить від колеса і не бере участі у створенні гальмівної сили (рис. 2, б). Фрикційна взаємодія колодок з колесами, а отже, і процес гальмування істотно спотворюються через перерозподіл питомих тисків за довжиною колодок. На верхніх частинах колодок, що вкорочені за рахунок спрацювання, концентрується значно більший питомий тиск, ніж на нижніх. Тому верхні частини колодок зношуються прискорено з утворенням джерел інтенсивного виділення тепла T_v в місцях фрикційної взаємодії з колесами. У той же час на нижній частині колодок через менший питомий тиск спрацювання та виділення тепла T_n значно менше, що і призводить до клиноподібного спрацювання гальмівних колодок (рис. 2, в). Таким чином, граничний знос у верхніх частинах колодок настає значно раніше, що потребує їх заміни при досить великій залишковій робочій масі на нижніх частинах колодок.

Представлений аналіз процесу утворення нерівномірного фрикційного зносу гальмівних колодок дозволив класифікувати причини збитків, яких зазнає залізничний транспорт. До них належать:

- зменшення ресурсу гальмівних колодок, оскільки в середньому близько

47 % робочої маси гальмівних колодок на сьогодні зношується при гальмуваннях (корисний знос), що і визначає їх ресурс (рис. 3). В іншій частині робочої маси колодок близько 14 % шкідливо зношується тертям по колесах при русі без гальмування і 39 % залишається в колодках, що мають клиноподібне спрацювання та непридатні до подальшого використання. При цьому колодки доводиться змінювати раніше встановлені терміни;

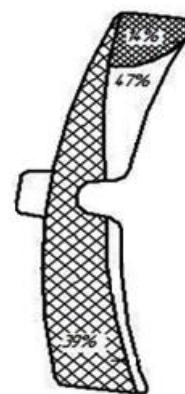


Рис. 3. Середньостатистичне співвідношення робочої маси гальмівних колодок, що мають клиноподібне спрацювання

- **погіршення ефективності гальм у поїздах**, оскільки зношені під час руху поїзда в режимі тяги і вибігу верхні частини колодок при гальмуванні відходять від поверхні кочення коліс і не можуть брати участі в гальмуванні (рис. 2, а, б). Це призводить до погіршення ефективності гальм у поїздах. Згідно з гальмівними нормативами таке погіршення пропорційно зменшенню площі тертя колодок. За отриманими статистичними даними зношування зменшує робочу площу тертя колодок у середньому майже на 20 %. Отже, так само буде збільшено гальмівний шлях вантажних поїздів;

- **збільшення витрат енергоресурсів на тягу поїздів** викликане тим, що тертя верхніх кромek гальмівних колодок по колесах у вантажних поїздах при русі без гальмування створює додаткову силу тертя F_{cm} (рис. 2, а). Ця сила збільшує складову опору руху, на подолання якого додатково витрачаються енергоносії на тягу поїздів. Згідно з проведеними тяговими розрахунками додатковий опір руху, створюваний частковим тертям верхніх кромek гальмівних колодок по колесах, становить 3-8 % залежно від ваги поїзда, тобто через часткове тертя гальмівних колодок по колесах витрата енергоносіїв на тягу вантажних поїздів збільшується в середньому більш ніж на 5 %;

- **зростання кількості пошкоджень коліс** обумовлене тим, що гальмування частково стертими вгорі колодками супроводжується утворенням концентрованого джерела високотемпературних впливів на поверхню кочення коліс (рис. 2, б, в), наслідком яких стають тріщини, кільцеві вироблення, навари та ін. Ці дефекти і пошкодження потребують переточування колісних пар вагонів.

При граничному спрацюванні колодок виникає загроза виникнення тертя по поверхні кочення колеса верхньої кромки сталевого башмака, до якого кріпиться колодка. Такі випадки прийнято класифікувати як "завар башмака", що

пошкоджує поверхню кочення колеса та належить до транспортних інцидентів, які потребують відчеплення вагона від поїзда для виконання поточного ремонту;

- **негативний екологічний вплив**, оскільки молекулярно-механічне тертя полімерних композиційних гальмівних колодок по колесах супроводжується утворенням отруйного смогу навколо кожного потяга. Це розсіюються дрібнодисперсні частинки гуми, сажі, азбесту, бариту, електрокорунду, графіту, сірки та інших хімічних компонентів робочої маси колодок, отруюють навколишнє природне середовище і впливають на дихальні шляхи людей і тварин. Такі гальмівні колодки повинні бути заборонені. Проте через свою дешевизну вони широко застосовуються на залізницях всіх країн пострадянського простору, що дозволяє наднормативно і безгосподарно їх витрачати при спотвореному зносі. Після використання колодки перетворюються в тверді полімерні промислові відходи, технологія переробки яких ще не створена. Тому тисячі тонн неповністю стертих колодок вивозиться і накопичується на промислових сміттєвих звалищах;

- **збільшені промислові витрати** пов'язані з наднормативним (більш ніж у два рази) придбанням і транспортуванням нових гальмівних колодок від підприємств-виробників на всю мережу залізничних станцій і підприємств, де передбачена заміна непридатних колодок.

Одночасно більш ніж удвічі завищені трудовитрати, пов'язані із заміною спотворено зношених гальмівних колодок на нові.

Такий стан з роботою і зносом гальмівних колодок у вантажних вагонах, як найбільш масовому виді рухомого складу, завдає істотних збитків залізничній інфраструктурі та вимагає вжиття заходів.

Висновки. На кафедрі "Вагони" Української державної академії залізничного транспорту проведено

комплекс наукових досліджень, що стосуються розроблення ефективного рішення проблеми клиноподібного зносу гальмівних колодок вантажних вагонів. Розроблено пристрій паралельного відведення та рівномірного зносу гальмівних колодок для важільних передач візків вантажних вагонів, яке містить нові принципові рішення і дозволяє суттєво підвищити ефективність використання гальмівних колодок.

Укрзалізниця спільно з розробниками проводить випробування таких пристроїв вже декілька років. Дослідна експлуатація засвідчила стійку працездатність і високу надійність. У вагонах, обладнаних такими

пристроями, гальмівні колодки не нахилиються, стійко утримуються рівномірні зазори щодо коліс, що є основним у вирішенні проблеми клиноподібного зносу колодок і ліквідації негативних наслідків, пов'язаних з ним.

Оснащення такими пристроями вантажних вагонів дозволить власникам залізничної інфраструктури отримати відчутний економічний ефект, позитивно вплинути на безпеку руху та екологію, що може стати одним із значущих інноваційних ресурсозберігаючих заходів у рамках залізничної інфраструктури всіх країн пострадянського простору.

Список літератури

1. Щепетильников, В.А. К вопросу о неравномерном износе колодок. Вопросы эксплуатации и ремонта подвижного состава [Текст] / В.А. Щепетильников // Сб. науч. трудов Москов. ин-та инж. ж.-д. трансп. – М.: Трансжелдориздат, 1955. – Вып. 82/3. – С. 366-397.
2. Иноземцев, В.Г. Повышение надежности механического тормозного оборудования грузовых вагонов [Текст] / В.Г. Иноземцев, В.М. Виноградов // Развитие и совершенствование автоматических тормозов: сб. науч. трудов. – М.: ЦНИИ МПС, 1974. – Вып. 507. – С. 15-24.
3. Радзиховский, А.А. Устройство отвода тормозных колодок [Текст] / А.А. Радзиховский, И.А. Омельянова, Л.А. Тимошина // Вагонный парк. – 2009. – №11-12. – С. 18-21.
4. Нечволода, С.І. Проблеми нерівномірного зносу гальмівних колодок у вантажних вагонах [Текст] / С.І. Нечволода, М.О. Романюха, К.С. Нечволода // Зб. наук. праць. – Харків: УкрДАЗТ, 2007. – Вип. 86. – С. 50-56.
5. Мартинов, И.Э. О способе полной ликвидации клиновидного износа тормозных колодок грузовых вагонов [Текст] / И.Э. Мартинов, К.С. Нечволода // Вагонный парк. – 2010. – № 4. – С. 36-39.

Ключові слова: автоматичні гальма, гальмова колодка, клиноподібне спрацювання, питомий опір, ресурсозберігаючі технології.

Анотації

Проаналізовано процес утворення нерівномірного фрикційного зносу гальмівних колодок. Класифіковано причини збитків, зазнаних залізничним транспортом. Запропоновано пристрій паралельного відведення та рівномірного зносу гальмівних колодок для важільних передач візків вантажних вагонів.

Проанализирован процесс образования неравномерного фрикционного износа тормозных колодок. Проведена классификация причин убытков, наносимых

железнодорожной инфраструктуре. Предложено устройство параллельного отведения и равномерного износа тормозных колодок для рычажных передач тележек грузовых вагонов.

Analyzed the process of education uneven friction brake pad wear. Classification of causes losses to be plotted railway infrastructure. Proposed device parallel assignment and uniform wear of brake pads for lever gearbox bogies for freight cars.

УДК 625.032

*Кандидати техн. наук Є.В. Михайлов,
М.Д. Солодовнік,
асп. С.О. Семенов (СНУ ім. В. Даля)*

*Cand. of techn. sciences E.V. Mikhailov,
cand. of techn. sciences M.D. Solodovnik,
postgraduate S.A. Semenov*

МОЖЛИВОСТІ ЗНИЖЕННЯ ЗНОСУ ГРЕБЕНЯ ДЛЯ НОВОЇ КОНСТРУКТИВНОЇ СХЕМИ КОЛЕСА

THE POSSIBILITY OF REDUCING THE WEAR A CREST FOR A NEW CONSTRUCTIVE SCHEME OF THE WHEEL

Представила д-р техн. наук, професор Н.Б. Чернецька-Білецька

Кінематичне прослизання в точці контакту гребеня колеса з бічною гранню головки рейки при двоточковому контакті визначає підвищений знос контактуючих поверхонь коліс і рейок, а також додатковий опір руху рухомого складу, що являє серйозну технічну й економічну проблему для рейкового транспорту [1-4].

Лубрикація зони контакту колеса з рейкою, поліпшення динамічних якостей рейкових екіпажів, оптимальний вибір співвідношення твердості колеса та рейки, а також підбір конформних їх профілів дозволяють лише частково вирішити вказану проблему [2, 3].

Одним із шляхів вирішення вказаної проблеми може бути вдосконалення конструкції коліс рейкових екіпажів [1, 3]. Без зміни традиційної конструкції колеса

уникнути відміченого кінематичного прослизання неможливо. Тому доцільно розглянути можливості принципової зміни конструктивної схеми колеса, що дозволяє гребеню повертатися щодо колеса навколо їх загальної осі [4].

Інтенсивність зносу в контакті гребеня колеса рейкового екіпажа з рейкою багато в чому визначається потужністю сил тертя між контактуючими поверхнями [1, 3]. Для визначення можливого ефекту зниження зносу порівнюємо швидкості прослизання, сили тертя та їх потужності в гребеневому контакті при русі колеса по рейковій колії з двоточковим контактуванням для традиційної та запропонованої конструктивних схем коліс.

Визначимо напрям і модуль вектора швидкості прослизання гребеня колеса по

головці рейки \vec{V}_1^B у центрі гребеневого контакту для загального випадку руху колеса традиційної конструкції по рейці з швидкістю $V_{\hat{E}}$ при двоточковому контакті з кутом набігання колеса на рейку ψ та з

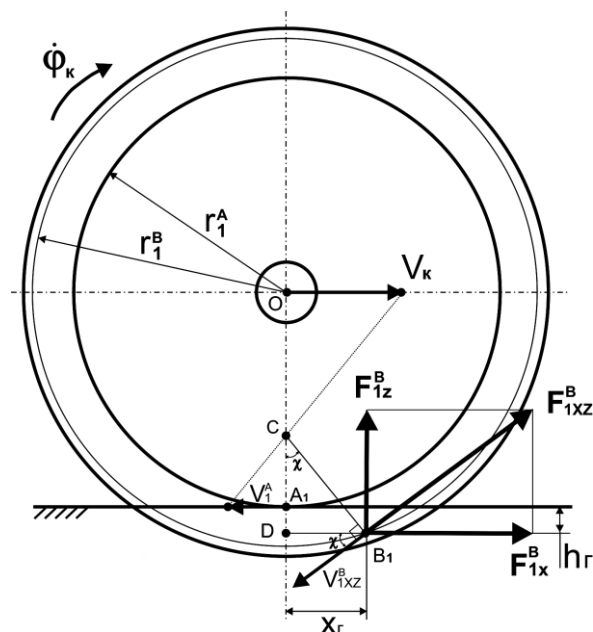


Рис. 1. Розрахункова схема

Традиційно приймаємо, що гребінь колеса контактує з бічною гранню головки рейки в точці B_1 , яка розташована нижче за рівень основного контакту (точка A_1) на величину h_{Γ} ($h_{\Gamma} = 8 \dots 10$ мм) і попереду нього по ходу руху (т.з. «забіг») на відстані x_{Γ} [1, 3]:

$$x_{\tilde{A}} \approx (r_1^A + h_{\tilde{A}}) \cdot \operatorname{tg} \psi \cdot \operatorname{tg} \beta, \quad (1)$$

де β – кут нахилу до горизонталі твірної конічної частини гребеня колеса.

Кутова швидкість $\dot{\phi}_k$ обертання колеса щодо осі колісної пари o -у складе

$$\dot{\phi}_k = \frac{V_K + V_1^A}{r_1^A}. \quad (2)$$

прослизанням у центрі основного контакту колеса з рейкою зі швидкістю V_1^A . Розрахункові схеми для цього варіанта подано на рис. 1, 2.

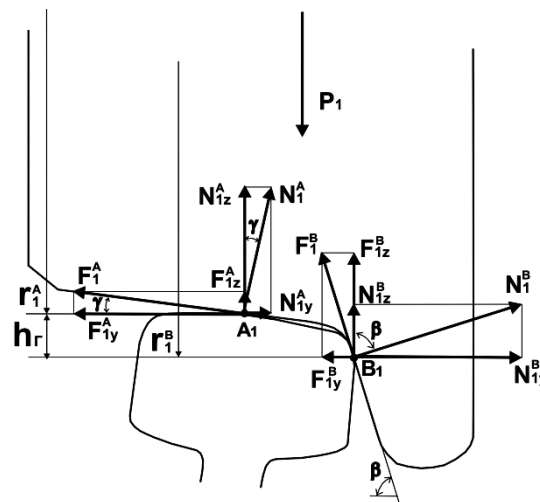


Рис. 2. Розрахункова схема

Миттєвий центр обертання колеса при цьому знаходиться в точці C .

Кут χ між проекцією \vec{V}_{1xz}^B вектора швидкості прослизання \vec{V}_1^B у центрі гребеневого контакту B_1 на площину hoz в пов'язаній з колесом системі координат і горизонталлю може бути визначений зі співвідношення (див. рис.1)

$$\chi = \operatorname{arctg} \left(\frac{x_{\tilde{A}}}{|DC|} \right). \quad (3)$$

Хай відносно прослизання колеса по рейці в центрі основного контакту т. A_1

$$\varepsilon = V_1^A / V_{\hat{E}}. \quad (4)$$

Із геометричних співвідношень на схемі рис.1

$$|A_1C| = \frac{\varepsilon}{1 + \varepsilon} \cdot r_1^A. \quad (5)$$

З урахуванням (3)-(5) кут χ визначиться з виразу

$$\chi = \arctg\left(\frac{(r_1^A + h_r) \cdot \operatorname{tg} \psi \cdot \operatorname{tg} \beta}{h_r + \frac{\varepsilon}{1 + \varepsilon} \cdot r_1^A}\right). \quad (6)$$

Модуль проекції V_{1XZ}^A вектора швидкості прослизання \overline{V}_1^B в центрі гребеневого контакту т. B_1 на площину hoz в пов'язаній з колесом системі координат

$$V_{1XZ}^B = \dot{\phi}_k \cdot |CB_1|,$$

$$\text{або } V_{1XZ}^B = \frac{V_K}{r_1^A} \cdot \sqrt{\left(h_r + \frac{\varepsilon}{1 + \varepsilon} \cdot r_1^A\right)^2 + \left((r_1^A + h_r) \cdot \operatorname{tg} \psi \cdot \operatorname{tg} \beta\right)^2}. \quad (7)$$

На рис. 3 подані проекції векторів швидкості прослизання \overline{V}_1^B і сили тертя \overline{F}_1^B у гребеновому контакті на осі пов'язаної з колесом системи координат.

Модулі відповідних проекцій вектора швидкості прослизання \overline{V}_1^B у гребеновому контакті на осі координат визначаються таким чином:

$$V_{1X}^B = V_{1XZ}^B \cdot \cos \chi, \quad V_{1Y}^B = V_{1XZ}^B \cdot \frac{\sin \chi}{\operatorname{tg} \beta}, \quad V_{1Z}^B = V_{1XZ}^B \cdot \sin \chi. \quad (8)$$

Тоді

$$\begin{aligned} V_1^B &= \sqrt{(V_{1X}^B)^2 + (V_{1Y}^B)^2 + (V_{1Z}^B)^2} = V_{1XZ}^B \cdot \sqrt{(\cos \chi)^2 + \left(\frac{\sin \chi}{\operatorname{tg} \beta}\right)^2 + (\sin \chi)^2} = \\ &= \frac{V_K}{r_1^A} \cdot \sqrt{\left(h_r + \frac{\varepsilon}{1 + \varepsilon} \cdot r_1^A\right)^2 + \left((r_1^A + h_r) \cdot \operatorname{tg} \psi \cdot \operatorname{tg} \beta\right)^2} \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{\sin \chi}{\operatorname{tg} \beta}\right)^2} \end{aligned} \quad (9)$$

Вектор сили тертя \overline{F}_1^B у гребеновому контакті B_1 буде направлений у бік, протилежний напрямку вектора швидкості прослизання \overline{V}_1^B . Модулі відповідних

проекцій вектора сили тертя \overline{F}_1^B у гребеновому контакті на осі пов'язаної з колесом системи координат визначаються таким чином:

$$F_{1X}^B = F_1^B \cdot \cos \delta \cdot \cos \chi, \quad F_{1Y}^B = F_1^B \cdot \sin \delta, \quad F_{1Z}^B = F_1^B \cdot \sin \delta \cdot \operatorname{tg} \beta, \quad (10)$$

де $F_1^B = \mu \cdot N_1^B$ (див. рис. 2), а величина кута δ визначається за рис. 3.

$$\delta = \arctg\left(\frac{V_{1Y}^B}{V_{1XZ}^B}\right) = \arctg\left(\frac{\sin \chi}{\operatorname{tg} \beta}\right). \quad (11)$$

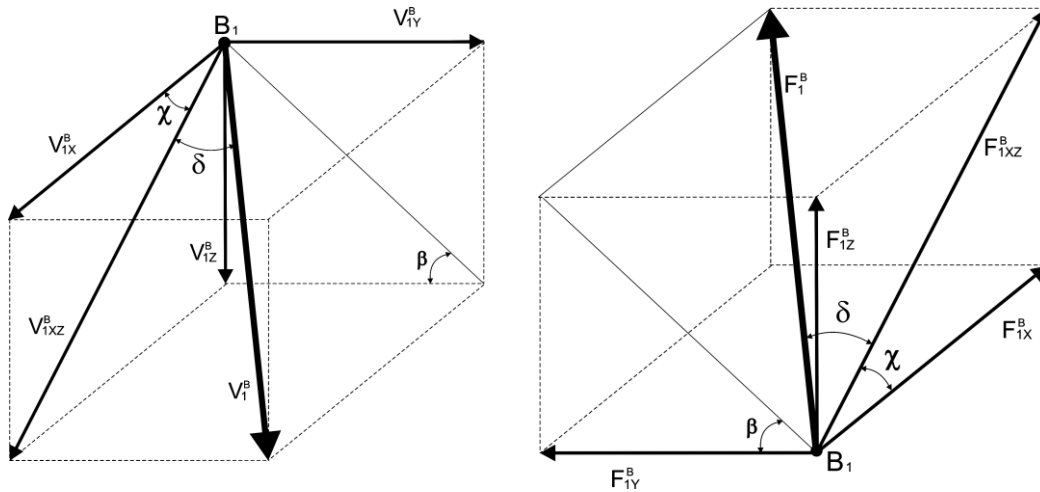


Рис. 3. Проекції вектора швидкості прослизання $\overline{V_1^B}$ і сили тертя $\overline{F_1^B}$ у гребеневому контакті на осі координат

Розглянемо, як зміниться картина взаємодії колеса та рейки в гребеневому контакті при здійсненні можливості незалежного обертання гребеня щодо колеса навколо їх загальної осі $o-y$. Розрахункова схема для цього випадку подана на рис. 4.

При визначенні напрямку вектора швидкості V_1^B необхідно врахувати, що рухомий гребінь колеса бере участь в складному русі разом із колесом. Переносна швидкість у центрі гребеневого контакту т. B_1 буде $V_1^{\hat{A}i} = V_{\hat{E}}$. В той же час точка B_1 центру гребеневого контакту знаходиться у відносному русі зі швидкістю $V_1^{\hat{A}i}$ щодо загальної осі $o-y$ колеса та рухомого гребеня, що проходить через точку O по нормалі до площини схеми, показаної на рис. 4.

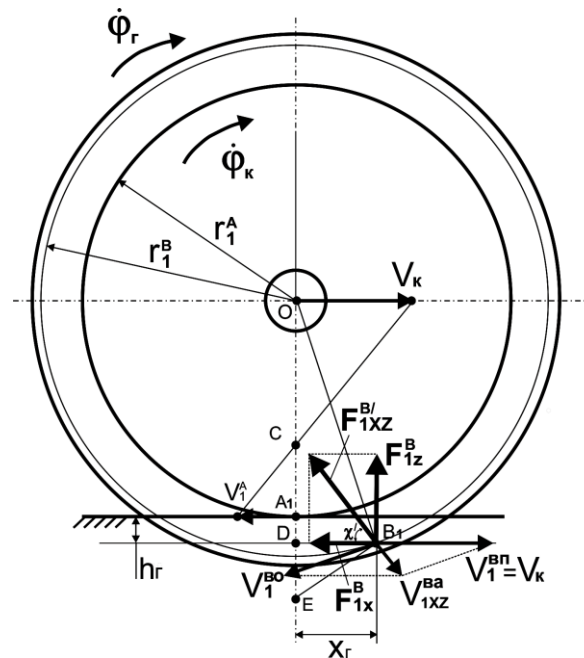


Рис.4. Розрахункова схема

Знайдемо напрям і модуль вектора проекції абсолютної швидкості \vec{V}_{1XZ}^{BA} руху точки гребеня B_1 на осі пов'язаної з колесом системи координат:

$$\vec{V}_{1XZ}^{BA} = \vec{V}_1^{B\Pi} + \vec{V}_1^{BO} \quad (12)$$

З умови того, що умовний центр рухомого гребеня рухається зі швидкістю $V_{\hat{E}}$ разом із геометричним центром колеса, знайдемо положення миттєвого центру повороту \hat{A} рухомого гребеня на перетині нормалей до векторів швидкостей $\vec{V}_{\hat{E}}$ і

\vec{V}_{1XZ}^{BA} , проведених у точках їх прикладання.

В цьому випадку кут χ' між вектором проекції абсолютної швидкості прослізання в центрі гребеневого контакту \vec{V}_{1XZ}^{BA} на площину кочення колеса та горизонталлю може бути визначений із виразу

$$\chi' = \arcsin\left(\frac{x_{\hat{A}}}{|EB_1|}\right),$$

$$\text{де } |EB_1| = \sqrt{|ED|^2 + x_{\hat{A}}^2}.$$

З схеми на рис. 3 витікає, що

$$\begin{aligned} \chi' &= \arcsin\left(\frac{x_{\Gamma}}{\sqrt{\left(\left(\frac{\dot{\phi}_k}{\dot{\phi}_{\Gamma}} - 1\right) \cdot r_1^A - h_{\Gamma}\right)^2 + x_{\Gamma}^2}}\right) = \\ &= \arcsin\left(\frac{(r_1^A + h_{\Gamma}) \cdot \operatorname{tg} \psi \cdot \operatorname{tg} \beta}{\sqrt{\left(\left(\frac{\dot{\phi}_k}{\dot{\phi}_{\Gamma}} - 1\right) \cdot r_1^A - h_{\Gamma}\right)^2 + \left((r_1^A + h_{\Gamma}) \cdot \operatorname{tg} \psi \cdot \operatorname{tg} \beta\right)^2}}\right). \end{aligned} \quad (13)$$

Модуль швидкості V_{1XZ}^{BA} визначиться при розгляді розрахункової схеми на рис. 4.

$$\begin{aligned} V_{1XZ}^{BA} &= V_K \cdot \frac{\sqrt{|ED|^2 + x_{\Gamma}^2}}{r_1^A + h_{\Gamma} + |ED|} = V_K \cdot \frac{\sqrt{\left(\left(\frac{\dot{\phi}_k}{\dot{\phi}_{\Gamma}} - 1\right) \cdot r_1^A - h_{\Gamma}\right)^2 + x_{\Gamma}^2}}{\frac{\dot{\phi}_k}{\dot{\phi}_{\Gamma}} \cdot r_1^A} = \\ &= \dot{\phi}_{\Gamma} \cdot \sqrt{\left(\left(\frac{\dot{\phi}_k}{\dot{\phi}_{\Gamma}} - 1\right) \cdot r_1^A - h_{\Gamma}\right)^2 + \left((r_1^A + h_{\Gamma}) \cdot \operatorname{tg} \psi \cdot \operatorname{tg} \beta\right)^2} \end{aligned} \quad (14)$$

Аналогічно до виразів (8) можна записати:

$$V_{1X}^{BA} = V_{1XZ}^{BA} \cdot \cos \chi', \quad V_{1Y}^{BA} = V_{1XZ}^{BA} \cdot \frac{\sin \chi'}{\operatorname{tg} \beta}, \quad V_{1Z}^{BA} = V_{1XZ}^{BA} \cdot \sin \chi'. \quad (15)$$

Тоді

$$V_1^{BA} = \sqrt{(V_{1X}^{BA})^2 + (V_{1Y}^{BA})^2 + (V_{1Z}^{BA})^2} = V_{1XZ}^{BA} \cdot \sqrt{(\cos \chi')^2 + \left(\frac{\sin \chi'}{\text{tg}\beta}\right)^2 + (\sin \chi')^2} = \dot{\phi}_\Gamma \cdot \sqrt{\left(\left(\frac{\dot{\phi}_k}{\dot{\phi}_\Gamma \cdot (1+\varepsilon)} - 1\right) \cdot r_1^A - h_\Gamma\right)^2 + \left((r_1^A + h_\Gamma) \cdot \text{tg}\psi \cdot \text{tg}\beta\right)^2} \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{\sin \chi'}{\text{tg}\beta}\right)^2} \quad (16)$$

Очевидно, що, у разі наявності конструктивної можливості повороту гребеня щодо колеса, величина кута χ' нахилу до горизонталі проекції V_{1XZ}^{BA} вектора швидкості прослизання гребеня по рейці та модуль цього вектора будуть залежити від співвідношення кутів

швидкостей обертання колеса та гребеня. Задаючись значеннями $\dot{\phi}_\Gamma$ при фіксованому значенні $\dot{\phi}_k$ та ε , можна отримати відповідних значень величини кута χ' (рис. 5) і модуля вектора $V_1^{\hat{A}\hat{A}}$ (рис. 6).

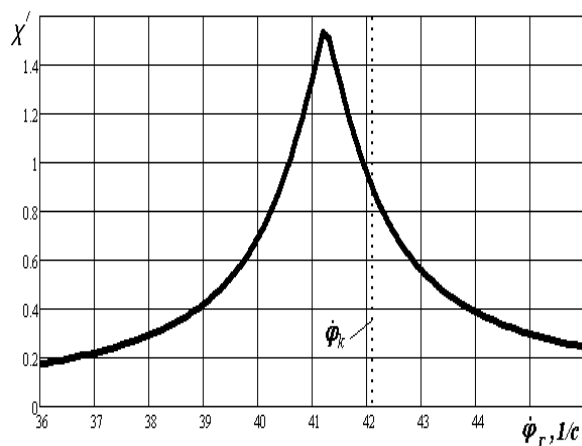


Рис. 5. Приклад залежності $\chi' = f(\dot{\phi}_\Gamma)$ при $V_{\hat{E}} = 20$ м/с, $\varepsilon = 0,01$ і $\psi = 0,015$

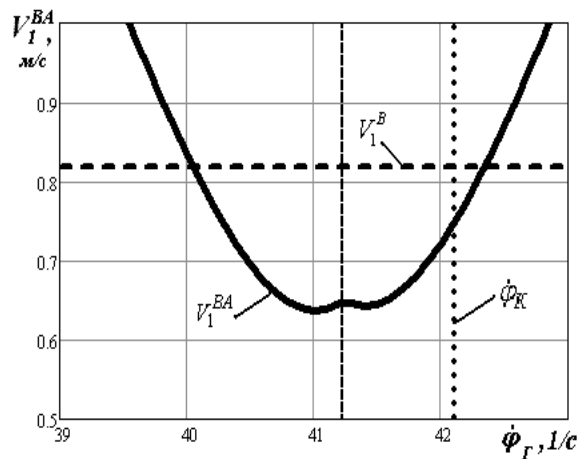


Рис.6. Приклад залежності $V_1^{BA} = f(\dot{\phi}_\Gamma)$ при $V_{\hat{E}} = 20$ м/с, $\varepsilon = 0,01$ і $\psi = 0,015$

Із аналізу графіка на рис. 5 видно, що при значеннях $\dot{\phi}_\Gamma \rightarrow \dot{\phi}_k \cdot \frac{r_1^A}{r_1^B}$ при заданій лінійній швидкості руху колеса кут $\chi' \rightarrow \pi/2$. Проекція вектора швидкості $\overline{V_{1XZ}^{BA}}$ прослизання гребеня по бічній грані головки рейки на площину кочення колеса у цьому випадку направлена перпендикулярно горизонталі, а модуль цього вектора має мінімальне значення.

Із графіка на рис. 6 видно, що при $\chi' = \pi/2$ для заданих умов руху значення швидкості прослизання у гребеневому контакті $V_1^{\hat{A}\hat{A}}$ мале, але не рівне нулю. Аналізуючи вираз (14), можна визначити можливі режими руху колеса, при яких $V_1^{BA} \rightarrow 0$. Очевидно, що для цього повинні одночасно виконуватися умови $x_\Gamma \rightarrow 0$ та $|ED| \rightarrow 0$. Значення $x_{\hat{A}} = 0$ досягається при рівності нулю кута набігання ψ .

Оскільки

$$|ED| = \left(\frac{\dot{\phi}_k}{\dot{\phi}_\Gamma \cdot (1 + \varepsilon)} - 1 \right) \cdot r_1^A - h_\Gamma, \quad \text{то}$$

$$\dot{\phi}_\Gamma = \frac{\dot{\phi}_k}{\left(\frac{h_\Gamma}{r_1^A} + 1 \right) \cdot (1 + \varepsilon)} = \frac{\dot{\phi}_k}{K_w^*},$$

$|ED| = 0$ при виконанні умови (при фіксованому значенні $\dot{\phi}_E$)

$$(K_w^* = \left(\frac{h_\Gamma}{r_1^A} + 1 \right) \cdot (1 + \varepsilon)). \quad (17)$$

При вказаних вище значеннях $h_{\hat{A}}$, ε та r_1^A величина $K_w^* = 1,031$ й можливості її зміни незначні. Тобто в заданому режимі руху можливість відсутності кінематичного прослизання у гребневому контакті $V_1^{\hat{A}\hat{A}} = 0$ може реалізуватися при $\psi = 0$ та $\dot{\phi}_{\hat{A}} = 0,97 \cdot \dot{\phi}_k$.

Із урахуванням відсутності жорстких обмежень на величину кутової швидкості рухомого гребеня в колесі пропонованої конструкції, для визначення стаціонарного стану даної механічної системи використовуємо відомий принцип мінімуму ентропії системи. Цей принцип свідчить, що якщо допустимий не єдиний стан системи, а якась сукупність станів, що узгоджуються з законами збереження та зв'язками, накладеними на систему, то реалізується той її стан, якому відповідає мінімальне зростання ентропії системи або, що те ж саме, мінімальне розсіювання енергії. Тому можемо вважати квазістаціонарним (стабільним) станом даної системи (колесо з рухомим гребенем, що взаємодіє з рейкою) той її стан, при якому розсіювання енергії в гребневому контакті є мінімальним.

Для оцінки ефективності пропонованої конструктивної схеми колеса з погляду зниження зносу гребеня та зменшення опору руху екіпажа визначимо, наскільки може бути знижена потужність сил тертя в гребневому контакті, яка подається як скалярна твірна вектора сили тертя у гребневому контакті та вектора

відповідної миттєвої швидкості ковзання точки B_1 гребеня по рейці.

Можливе зниження потужності сил тертя в гребневому контакті для пропонованої конструктивної схеми колеса ($N_1^{B'}$) порівняно з традиційною схемою (N_1^B) оцінено коефіцієнтом $K_N = N_1^B / N_1^{B'} \cdot 100\%$. Графік залежності $K_N = f(\dot{\phi}_\Gamma, \varepsilon)$ для фіксованого значення $\dot{\phi}_K$ подано на рис. 7.

Аналіз цього графіка показує, що при певному співвідношенні кутових швидкостей колеса та рухомого гребеня відповідно до виразу (17) для заданих умов руху при використанні пропонованої конструктивної схеми колеса можливе зниження розсіюваної у гребневому контакті потужності сил тертя в ідеальному випадку до 60 %.

Таким чином, дослідження особливостей кінематики руху по рейковій колії колеса з рухомим гребенем показує можливість істотного зниження ковзання гребеня колеса по рейці, та, відповідно, потужності сил тертя в гребневому контакті такого колеса з рейкою у порівнянні з колесом традиційної конструкції. Це дає підстави чекати відповідного зниження зносу гребенів коліс і рейок, а також зменшення опору руху рейкового рухомого складу при використанні коліс перспективної конструкції.

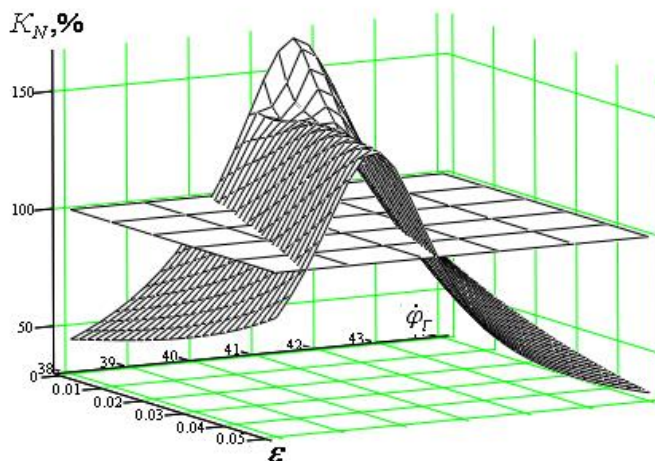


Рис. 7. Графік залежності $K_N = f(\phi_G, \varepsilon)$ (при $V_E = 20$ м/с, $F_1^A = 12500$ Н та $\tau = 0,015$)

Список літератури

1. Ткаченко, В.П. Кинематическое сопротивление движению рельсовых экипажей [Текст] / В.П. Ткаченко. – Луганск: Изд-во ВУГУ, 1996. – 200 с.
2. Эфффективность лубрикации рельсов [Текст] // Железные дороги мира. – 2011. – № 1. – С. 65-68.
3. Маслиев, В.Г. Динамика локомотивов с устройствами, уменьшающими износ бандажей колес [Текст] / В.Г. Маслиев. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2008. – 288 с.
4. Михайлов, Е.В. Пути снижения износа гребней колес рельсовых экипажей [Текст] / Е.В. Михайлов, В.А. Слащев, С.А. Семенов // Вестник ВНУ им. В. Даля. – 2012. – № 5 (176), (Ч. 1). – С. 61-67.

Ключові слова: колесо, гребінь, рейка, незалежне обертання, прослизання, знос, втрати енергії, потужність тертя, опір руху.

Анотації

Розглянуті особливості кінематики руху по рейці колеса перспективної конструктивної схеми, що дозволяє гребеню повертатися щодо колеса навколо їх загальної осі. Показана можливість істотного зниження прослизань гребеня колеса по рейці та потужності сил тертя в гребеневому контакті такого колеса з рейкою в порівнянні з традиційним.

Рассмотрены особенности кинематики движения по рельсу колеса перспективной конструктивной схемы, позволяющей гребню поворачиваться относительно колеса вокруг их общей оси. Показана возможность существенного снижения проскальзываний гребня колеса по рельсу и мощности сил трения в гребневом контакте такого колеса с рельсом по сравнению с традиционным.

Features are considered of kinematics of motion on the rail of wheel of perspective structural chart, allowing a comb to turn in relation to a wheel about their general axis. Possibility of substantial decline of slipping of comb of wheel is rotined on a rail and power of forces of friction in the comb contact of such wheel with a rail as compared to traditional.

УДК 629.4

*Інженери А.В. Гречко, О.Є. Ніщенко,
канд. техн. наук Т.В. Шелейко (ДП «УкрНДІВ»)*

*Engineers A.V. Grechko, A.E. Nishchenko,
cand. of techn. sciences T.V. Sheleyko*

РОЗЧІПНИЙ ПРИСТРІЙ

UNCOUPLER DEVICE

Представив д-р техн. наук, професор І.Е. Мартинов

Постановка проблеми. Подальше удосконалення гальмівних систем, з урахуванням прийнятого напрямку на створення високошвидкісного транспорту, потребує для їх ефективного та якісного дослідження підвищення точності визначення гальмівних шляхів досліджуваного вагона та використання в процесі поїзних гальмівних випробувань методу «кидання» замість методу послідовних гальмувань, недоліком якого, крім тривалого часу проведення випробувань, є необхідність перерахування гальмівних характеристик дослідного зчепу на характеристики дослідного вагона, що зумовлює велику похибку вимірювань у визначенні гальмівного коефіцієнта [1, 2].

Метод «кидання» є найбільш точним і достовірним з існуючих на сьогодні методів експериментального визначення гальмівного шляху, однак його застосування через високий ступінь ризику з погляду безпеки руху вимагає обов'язкового огороження всієї ділянки колії, де проводяться випробування, оскільки «кинутий» вагон до повної зупинки рухається самостійно, без керування, під дією тільки своєї гальмівної сили.

Виконання дослідів за методом «кидання» потребує, крім злагодженої роботи усього персоналу, що бере участь у випробуваннях, застосування більш досконалого випробувального обладнання, зокрема, пристрою для автоматичного розчеплення автозчепу вагона-лабораторії з

наступним перекриттям кінцевого крана для запобігання витoku стисненого повітря з гальмівної системи після відокремлення дослідного вагона (далі – розчіпний пристрій).

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Недоліками відомих на даний час пристроїв для розчеплення одиниць рухомого складу [3-5] є, насамперед, стаціонарне розташування їх розчіпного механізму відносно залізничної колії, що не дозволяє використовувати їх під час руху вагонів на магістральних шляхах у момент, коли виникає в цьому потреба. Крім того, жоден з них не в змозі забезпечити автоматичного перекриття кінцевого крана після спрацювання розчіпного механізму, що є важливим, коли необхідно забезпечити негальмування складу поїзда, що рухається.

Мета статті. Розглянути конструкцію та принцип роботи пристрою для автоматичного розчеплення одиниць рухомого складу, який створений співробітниками Державного підприємства «Український науково-дослідний інститут вагонобудування» та використовується ними під час проведення поїзних гальмівних випробувань за методом «кидання».

Конструкція та принцип роботи пристрою. Розчіпний пристрій складається з пульта управління (I), пристрою розчеплення автозчепу (II) і пристрою перекриття кінцевого крана (III) та виконаний як окрема електропневматична система, живлення стисненим повітрям якої здійснюється через роз'єднувальний кран (РК) від гальмівної магістралі вагона-лабораторії, де він встановлений (див. рисунок).

- ДЖ – джерело живлення електричним струмом
- КВ – кнопка вмикання
- СЛ1 – сигнальна лампа зеленого кольору «розчеп увімкнено»
- СЛ2 – сигнальна лампа червоного кольору «кінцевий кран перекрито»
- РК – роз'єднувальний кран
- ЕПК1 – електропневматичний клапан пристрою розчеплення автозчепу
- ЕПК2 – електропневматичний клапан пристрою перекриття кінцевого крана
- ПЦ1 – пневмоциліндр пристрою розчеплення автозчепу
- ПЦ2 – пневмоциліндр пристрою перекриття кінцевого крана
- КВ1 – кінцевий вимикач пристрою розчеплення автозчепу
- КВ2 – кінцевий вимикач пристрою перекриття кінцевого крана
- АС – автозчеп
- КК – кінцевий кран

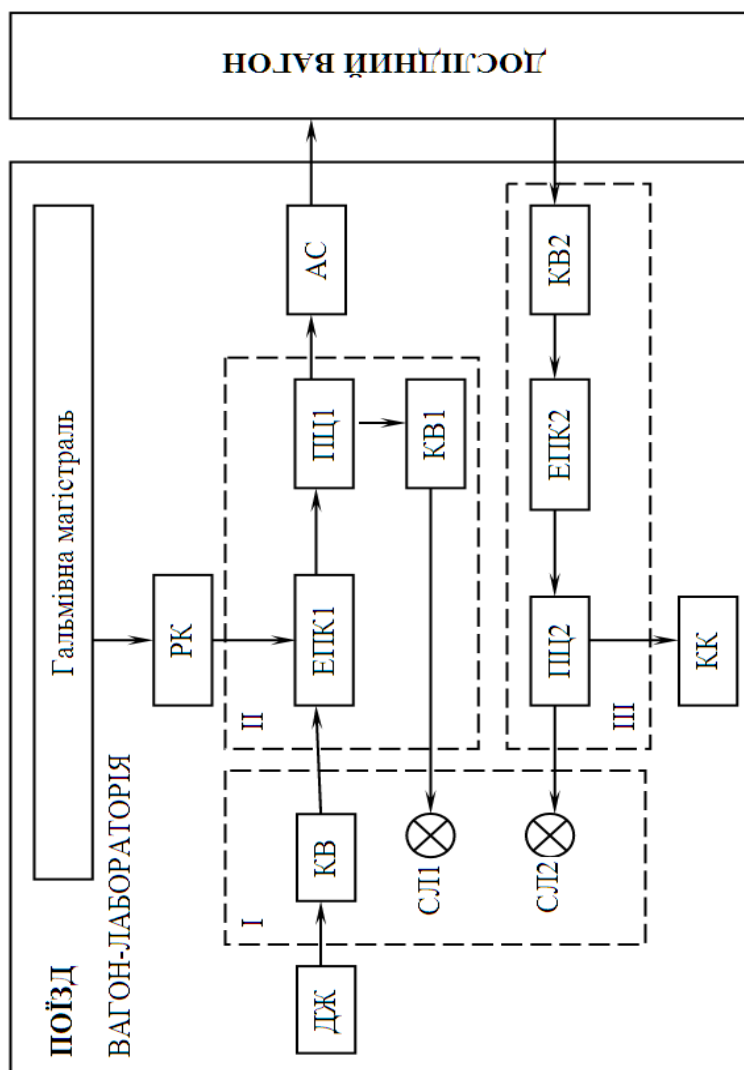


Рис. Принципова схема розчипного пристрою:

I – пульт управління; II – пристрій розчиплення автозчепу; III – пристрій перекриття кінцевого крана

Пульт управління (I) призначений для дистанційного електричного керування механізмом розчеплення вагона-лабораторії і дослідного вагона. До складу пульта управління (I) входять електричні кола керування електропневматичними клапанами пристроїв розчеплення автозчепу і перекриття кінцевого крана, а також сигналізації щодо їх стану. Корпус пульта управління забезпечує необхідну фіксацію його складових частин та захист від зовнішніх механічних факторів. На передню панель пульта управління виведені кнопка вмикання розчіпного пристрою (KB) та сигнальні лампи (СЛ1 – зелена – «розчеп увімкнено», СЛ2 – червона – «кінцевий кран перекрито»).

Пристрій розчеплення автозчепу (II) складається з електропневматичного клапана (ЕПК1), пневмоциліндра (ПЦ1) та кінцевого вимикача автозчепу (KB1) і дає можливість дистанційно здійснювати розчеплення автозчепу між вагоном-лабораторією і випробувальним вагоном в процесі поїзних випробувань гальмівної системи останнього.

Пневмоциліндр (ПЦ1) пристрою служить для передачі тягового зусилля механізму розчеплення автозчепу вагона-лабораторії. Для цього він закріплений на планці (кронштейнах) під вагоном до рами останнього, а шток його поршня з'єднаний через ланцюг з валиком підйомника на корпусі автозчепу (АС). Керування пневмоциліндром (ПЦ1) здійснюється потоком стисненого повітря, що надходить з повітропроводу від гальмівної магістралі через роз'єднувальний кран (РК) та електропневматичний клапан (ЕПК1) за електричним сигналом від пульта управління (I) у разі приведення оператором в дію кнопки вмикання (KB) розчіпного пристрою. Хід штоку поршня пневмоциліндра (ПЦ1) відрегульований таким чином, аби замок автозчепу (АС) потрапив у карман його корпусу, а сам шток поршня вмикав кінцевий вимикач (KB1) автозчепу. Останнє супроводжується

світловим сигналом зеленої сигнальної лампи (СЛ1) «розчеп увімкнено».

Пристрій перекриття кінцевого крана (III) складається з пневмоциліндра (ПЦ2), електропневматичного клапана (ЕПК2) та кінцевого вимикача (KB2) і дає можливість дистанційно здійснювати перекриття кінцевого крана (КК) з метою запобігання витoku стисненого повітря з гальмівної магістралі вагона-лабораторії після відокремлення від нього випробувального вагона в процесі поїзних випробувань гальмівної системи останнього.

Пневмоциліндр (ПЦ2) пристрою служить для передачі зусилля на рукоятку кінцевого крана (КК) з наступним його перекриттям. Для цього він встановлений у торцевій частині вагона з боку перехідної площадки, а шток його поршня з'єднаний за допомогою сталевого тросика із рукояткою кінцевого крана (КК). Керування пневмоциліндром (ПЦ2) здійснюється потоком стисненого повітря, що надходить з повітропроводу від електропневматичного клапана (ЕПК2) за електричним сигналом від кінцевого вимикача (KB2), який приводиться в дію після замикання контактів через вислизання пластини завдяки тросику, що з'єднує її з дослідним вагоном. При цьому відбувається перекриття кінцевого крана (КК), про що свідчить світло червоної сигнальної лампи (СЛ2). Система відрегульована таким чином, що перекриття кінцевого крана (КК) здійснюється до моменту роз'єднання рукавів зчеплених вагонів.

Випробувальне обладнання (складові частини пристрою разом з кабелями і трубопроводами) змонтовано таким чином, що його робота не перешкоджає нормальному функціонуванню інших елементів вагона, та надійно закріплене аби виключити можливість їхнього падіння, ушкодження або самовільного спрацювання під час руху.

Порядок роботи з пристроєм. Перед початком проведення поїзних випробувань

пульт управління (І) пристрою підключають до джерела живлення, а сам пристрій – за допомогою роз'єднувального крана (РК) до гальмівної магістралі вагона-лабораторії.

Виконують перевірку роботоздатності пристрою розчеплення автозчепу (ІІ) шляхом натиснення кнопки вмикання (КВ) на пульті управління (І). Має відбутися розчеплення автозчепу (АС) і спалахування зеленої сигнальної лампи (СЛ1).

Перевірку роботоздатності пристрою перекриття кінцевого крана (ІІІ) здійснюють шляхом висмикування пластини з тросиком і замикання контактів кінцевого вимикача (КВ2). Має відбутися перекриття кінцевого крана (КК) вагона-лабораторії і спалахування червоної сигнальної лампи (СЛ2).

Остаточну перевірку розчіпного пристрою виконують під час проведення пробного досліду відповідно до методики випробувань гальмівної системи за методом «кидання» [6]: розігнаний до швидкості 40 км/год випробувальний вагон від'єднується від вагона-лабораторії шляхом натискання кнопки вмикання (КВ) розчіпного пристрою на пульті управління

(І). Якщо система відрегульована правильно, послідовно відбувається розчеплення автозчепу (АС), спалахування зеленої сигнальної лампи (СЛ1), перекриття кінцевого крана (КК), спалахування червоної сигнальної лампи (СЛ2), роз'єднання рукавів та відокремлення дослідного вагона з його наступним гальмуванням. Подальші випробування проводять аналогічно відповідно до затвердженої методики проведення поїзних гальмівних випробувань.

По закінченні випробувань пульт управління (І) відключають від джерела живлення, а розчіпний пристрій за допомогою роз'єднувального крана (РК) – від гальмівної магістралі вагона-лабораторії.

Висновок. Пристрій дозволяє здійснювати автоматичне розчеплення автозчепу та перекриття кінцевого крана вагона-лабораторії і може використовуватися під час проведення поїзних випробувань гальм залізничного рухомого складу за методом «кидання», коли розігнаний до заданої швидкості дослідний вагон необхідно відокремити від дослідного поїзда.

Список літератури

1. Грищенко, С.Г. Методика гальмівних випробувань залізничного немоторного рухомого складу [Текст] / С.Г. Грищенко, В.І Кашуба, П.Ю. Крамаренко, В.П. Степанова // Залізничний транспорт України. – 2009. – № 1. – С. 12-14.
2. Кузьмина, Е.И. Методика экспериментального определения тормозных характеристик вагонов [Текст] / Е.И. Кузьмина, А.М. Морозов // Вестник ВНИИЖТ. – 1975. – № 3. – С. 17-23.
3. А.С. 221017 СРСР, МКИ В 61 G 7/04. Устройство для расцепки вагонов [Текст] / Д.В. Прохоров (СССР). – 1115239/27-11; заявл. 18.11.66; опубл. 01.0-7.68, Бюл. № 12.
4. Устройство для расцепки вагонов [Текст]: пат. 92638 РФ, МПК В61G7/02 (2006.01) / Ададуров С.Е., Розенберг Е.Н., Морозов Э.Н. [и др.]; патентообладатель ОАО «НИИАС». – № 2009145159/22; заявл. 07.12.09; опубл. 27.03.10.
5. Устройство для автоматической расцепки автосцепок движущихся железнодорожных вагонов [Текст]: пат. 2410262 РФ, МПК В61G7/04 (2006.01) / Москвичев О.В., Суетин В.В., Кузнецов А.Г. [и др.]; патентообладатель СамГУПС. – №2009143451/11; заявл. 24.11.09; опубл. 27.01.11.
6. Методика та порядок проведення гальмівних випробувань вагонів методом «кидання» [Текст]. – Кременчук: УкрНДІВ, 2002. – 17 с.

Ключові слова: автозчеп, вагон-лабораторія, дослідний вагон, метод «кидання», поїзні випробування, гальмівна система.

Анотації

Розглянуто конструкцію та принцип роботи пристрою для автоматичного розчеплення автозчепу вагона-лабораторії з наступним перекриттям кінцевого крана після відокремлення дослідного вагона в процесі проведення поїзних випробувань гальмівної системи за методом «кидання».

Рассмотрена конструкция и принцип работы устройства для автоматической расцепки автозцепки вагона-лаборатории с последующим перекрытием концевого крана после отсоединения опытного вагона в процессе проведения поездных испытаний тормозной системы методом «бросания».

Design and operation principle of the automatic coupler releasing mechanism of the research car with the subsequent shutdown of the end valve after decoupling of the research car during dynamic tests of the brake system by the method of throwing were investigated

УДК 629.4.083:629.463

Канд. техн. наук Д.І. Волошин

Cand. of techn. sciences D.I. Voloshin

**УПРАВЛІННЯ НАДІЙНІСТЮ ВИРОБНИЧИХ СИСТЕМ
З РЕМОНТУ ВАГОНІВ**

**MANAGEMENT RELIABILITY OF PRODUCTION SYSTEMS
ON REPAIR OF CARS**

Представив д-р техн. наук, професор І.Е. Мартинов

Вступ. Останніми роками у процесах функціонування виробничих систем залізничного транспорту України відбулися значні зміни. Це в першу чергу вплинуло на загальні принципи управління і організації виробничих процесів. Ситуація значно ускладнювалась різкою зміною форми управління економікою України. Незважаючи на два десятиріччя використання ринкових принципів управління економічними процесами, фактично на сьогоднішній день ми маємо складну і суперечливу економічну систему,

яка є плановою за своєю суттю, але функціонує в умовах ринкових відносин.

Основною характеристикою централізованого директивного управління була жорстка детермінованість виробничо-господарчої діяльності кожного підприємства. Малося на увазі, що існує строго визначене управлінське рішення, яке однозначно вплине на об'єкт управління необхідним чином. Задача апарату управління підприємством полягала лише в пошуку цього рішення. З розвитком ринкової економіки практично всі

підприємства галузі поступово перейшли на зовсім інший рівень відносин як всередині самих виробничих систем, так і в зовнішніх зв'язках.

Лінійні процедури та підходи в управлінні виробничими системами є малоефективними в стохастичних та нестаціонарних ринкових процесах. Тому за останній час найбільш затребуваними в управлінні складними системами виступають методи нелінійної динаміки, теорії катастроф, синергетики, теорії логістики та ін., які повною мірою можуть бути використані і для виробничих систем з ремонту вагонів.

Використання вказаних підходів та моделювання на їх основі реальних виробничих систем дозволяє дослідити особливості їх функціонування в різних умовах, проаналізувати можливі варіанти розвитку при зміні характеристик основних елементів системи і знизити ризик виникнення відмови виробничої системи в цілому.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Останніми роками проблемам удосконалення виробничих систем були присвячені роботи В.П. Бугаєва, В.И. Гридюшко, Н.З. Криворучко, М.М. Болотина, Г.Л. Бродецького, Р. Брауна, Дж. Букана, Є.В. Булінської, Дж. Хедлі, Є.П. Дудкіна, С.Н. Корнілова, К. Ерроу, С.В. Пітьоркіна, Ю.І. Рижикова, Т. Уайтіна, В.А. Саковіча, А.Н. Стерлігової, Н.Д. Фасоляка, Е.А. Хруцкого і багатьох інших. Вирішенню задач моделювання складних систем були присвячені роботи В.В. Кульби, А.А. Кочкарова, Г.Г. Малинецького, Д.А. Кононова, С.А. Косяченко, А.Н. Шубіна та ін.

Постановка завдання. Розглянути основні підходи до удосконалення виробничих систем з ремонту вагонів та підвищення їх надійності.

Викладення основного матеріалу статті. Одною з основних проблемних задач сучасної науки є розробка та подальше використання методів

дослідження динаміки функціонування складних систем, до яких відносять і виробничі системи промислових підприємств. Як правило, складні виробничі системи функціонують в умовах невизначеності, тому необхідно мати чітке уявлення про джерела випадкових впливів і їх кількісні характеристики.

Виробничі системи підприємств з ремонту вагонів мають всі ознаки складних систем, для дослідження яких необхідно використовувати методи системного підходу. З позицій теорії систем виробнича система розглядається як сукупність елементів (цехів, дільниць, відділень та ін.), які призначені для виконання певного виду конкретних задач (ремонт вагонів, окремих конструктивних елементів, виробництво запчастин та ін.). Тобто процес функціонування виробничої системи виглядає як сукупність дій окремих виробничих підрозділів для виконання загальної мети.

Виробнича система, як і будь-яка складна система, може знаходитися в двох основних станах – стійкому та нестійкому.

Стійкий стан характеризується ритмічним випуском продукції, пропорційністю виробництва у всіх виробничих підрозділах, своєчасним матеріально-технічним забезпеченням та іншими факторами.

Нестійка виробнича система за аналогією володіє відсутністю ритмічності в ході виконання технологічних процесів, несвоєчасним матеріально-технічним забезпеченням та ін. Такий стан може бути результатом як зовнішніх, так і внутрішніх впливів і мати тимчасовий характер. Але, як показує аналіз роботи сучасних вагоноремонтних підприємств, термін „тимчасовий” може складати і багаторічний період виробничої діяльності і сприйматися майже як „стійкий” стан функціонування.

В таких умовах особливого значення набуває така властивість, як надійність системи, тому що надійність є основним

елементом ефективності виробничої системи в цілому.

Якщо розглядати виробничу систему вагоноремонтного підприємства як складну відновлювальну технічну систему, то з точки зору надійності вона має ряд характерних ознак [1]:

- багатofункціональність;
- наявність великої кількості різнорідних зв'язків, з'єднань та відмов;
- низька вірогідність вхідної інформації;
- висока динамічність всіх технологічних підсистем у часі, що підвищує вимоги до календарного планування робіт в системі, та ін.

На працездатність ремонтного підрозділу великий вплив чинить якість інформації про внутрішній стан виробничої системи і технічний стан рухомого складу. Існуючі методи отримання та обробки вказаної інформації дозволяють вирішувати питання експлуатації з відомим ступенем наближення. При проектуванні виробничих підрозділів неможливо виявити всі можливі ситуації, які можуть виникнути в процесі майбутнього функціонування. Як відомо, міжремонтні терміни і обсяги ремонтів приймаються за середніми величинами за доволі великі терміни часу. Тому удосконалення методів і процесів календарного планування технологічних процесів продовжують бути вкрай актуальними науковими завданнями.

Для визначення працездатності елементів і підсистем виробничої системи вагоноремонтного підприємства, як правило, використовуються методи статистичної і фізичної теорії надійності, які дозволяють вирішити поставлену наукову задачу у двох напрямках. По-перше, оцінити працездатність складної системи за схемами логічної взаємодії, використовуючи методи теорії графів, а по-друге, оцінити можливість виникнення відмов системи з точки зору взаємодії елементів системи з зовнішніми впливами.

Необхідно зауважити, що для виробничої системи підприємства, з огляду на її складність, дуже важко сформулювати критерій відмови у вигляді „так-ні”. Це відбувається внаслідок того, що відмови окремих елементів системи (відмова окремої одиниці обладнання, відсутність робітника на робочому місці, відсутність в належний час запчастин або матеріалів) тільки знижують ефективність системи в цілому та приводять до часткової деградації її функціональних можливостей.

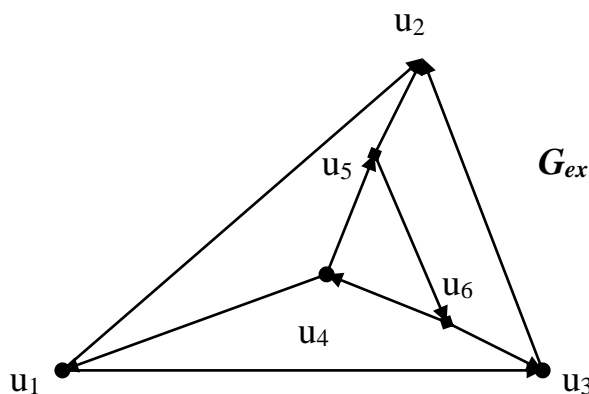
Дотримуючись відомих підходів до підвищення надійності складних систем, немає технічних і економічних можливостей продублювати всі елементи виробничої системи, що дозволить мінімізувати негативний зовнішній вплив. Тому за потрібне вважається проаналізувати реакцію системи на "сторонній" вплив, знайти найбільш слабкі елементи системи і рекомендувати їх до резервування. Для досягнення цієї мети важливо підібрати точний метод формального відтворення системи, зовнішнього впливу і визначити механізми його поширення по системі.

В математичних моделях виробничої системи повинні бути подані основні елементи, за ефективністю функціонування яких можливо достовірно судити про стан всієї системи. Згідно з останніми дослідженнями достатньо адаптованими для вирішення вказаних задач є методи теорії зважених орієнтованих графів [2]. Їх використання дозволяє формалізувати загальну структуру виробничої системи у вигляді орієнтованого графа і описати поширення імпульсних впливів (негативних факторів, що ззовні впливають на систему), які спроможні зруйнувати систему [3].

Для всякого кінцевого графа можливо використовувати позначення $G = (V, E)$, де $V = \{v_i\}, i = \overline{1, n}$ – множина вершин, а $E = \{e = (v, u)\}$ – множина його ребер (див. рисунок).

Поширення впливу від одного елемента виробничої системи до іншого, на графі системи задається орієнтованим ребром - ребром з визначеними початком і кінцем. Орієнтоване ребро часто називають

дугою, а граф з дугами – орієнтованим графом [4]. Орієнтований граф структури виробничої системи, що моделюється, не буде мати петель (тобто дуг, кінець і початок яких збігається).



Приклад орієнтованого графа G_{ex} з одним контуром, який був утворений вершинами u_4, u_5, u_6

На орієнтованому графі $G = (V, E)$ системи для вершини $v_i \in V, i \in \{1, 2, \dots, n\}$ вагою $w_i(t) = P_{v_i}(t < T)$ є величина надійності елемента системи, що відповідає вершині v_i .

Надійністю елемента виробничої системи будемо вважати імовірність того, що елемент буде працездатний протягом часу T з моменту початку експлуатації. Але надійності елементів, які поставлені у відповідність визначеним вершинам графа системи, недостатньо для повного формального подання системи. Вплив при проходженні від одного елемента до іншого буде слабшати. Надійність елемента системи і частку зменшення впливу при переході між елементами можна одержати експериментально або при експертному аналізі.

Відповідно до описаного імпульсного впливу на орієнтованому графі, можна ввести різні критерії досягнення системою граничного стану. Наприклад, можна вважати, що система знаходиться в граничному стані, якщо надійність одного

або декількох найбільш значимих елементів системи нижче деякого припустимого рівня. Цей рівень будемо називати критичним рівнем надійності елемента. Уведений критерій чітко розділяє докритичний і закритичний стан елемента системи. Якщо надійність елемента нижче критичного рівня, то елемент не в змозі виконувати покладених на нього функцій або функціонувати необхідний час.

Подання виробничої системи у вигляді графа $G = (V, E)$ і формалізація зовнішнього впливу на систему як автономного імпульсного впливу визначає модель поширення вражаючих впливів по системі.

Розробка і подальше дослідження моделі необхідні для вирішення актуальної задачі - з'ясувати, як зовнішній вплив поширюється за структурою системи і впливає на якісний стан її елементів.

Висновки та перспективи подальших досліджень. Функціонування виробничої системи відбувається при постійній взаємодії елементів, що її утворюють (виробничих підрозділів,

робочих місць та ін.). Тому зовнішні впливи, які прямо вплинули на окремі елементи системи, вплинуть і на показники якісного стану елементів, що безпосередньо не перебували в стані взаємодії. Структурні зміни у виробничій системі можуть мати як позитивний характер, коли в системі з'являються нові елементи, що поліпшують процеси її функціонування, так і негативний характер, що у крайньому випадку можуть припинити роботу всієї системи.

Одним з варіантів вирішення поставленої задачі є розробка імовірно-детерміністичної моделі, що описує поширення зовнішніх впливів (недостатня кількість ресурсів на вході в систему, нечіткий керуючий вплив та ін.) серед елементів досліджуваної виробничої системи. Основу розроблюваної моделі складає формалізована структура виробничої системи у вигляді орієнтованого графа і різного зовнішнього впливу на систему у вигляді визначеного імпульсного впливу.

Список літератури

1. Корнилов, С.Н. Логистика ремонта железнодорожного подвижного состава [Текст] / С.Н. Корнилов. – Магнитогорск: МГТУ, 2005. – 182 с.
2. Кульба, В.В. Методы формирования сценариев развития социально-экономических систем [Текст] / В.В. Кульба, Д.А. Кононов, С.А. Косяченко, А.Н. Шубин. – М.: СИНТЕГ, 2004.
3. Кочкаров, А.А. Управление безопасностью и стойкостью сложных систем в условиях внешних воздействий [Текст] / А.А. Кочкаров, Г.Г. Малинецкий // Проблемы управления. – 2005. – № 5. – С. 70-76.
4. Малинецкий, Г.Г. Хаос. Структуры. Вычислительный эксперимент: Введение в синергетику. Сер. “Кибернетика: неограниченные возможности и возможные ограничения” [Текст] / Г.Г. Малинецкий. – М.: Наука, 1997.

Ключові слова: виробнича система, моделювання, надійність, ремонт вагонів, орієнтований граф.

Анотації

Стаття присвячена аналізу надійності сучасних виробничих систем з ремонту вагонів. Розглянуто основні фактори, що приводять до відмов виробничих систем. Пропонується моделювання функціонування виробництва на основі формалізованої структури у вигляді орієнтованого графа.

Статья посвящена анализу надежности современных производственных систем по ремонту вагонов. Рассмотрены основные факторы, приводящие к отказам производственных систем. Предлагается моделирование функционирования производства на основе формализованной структуры в виде ориентированного графа.

Article is devoted to the analysis of reliability of modern production systems on repair of cars. The major factors leading to refusals of production systems are considered. Modeling of functioning of production on the basis of the formalized structure in the form of the focused count is offered.

НЕРУЙНІВНИЙ КОНТРОЛЬ ВТОМИ МЕТАЛУ ТА ЙОГО ОБ'ЄКТИВНА ПРІОРИТЕТНІСТЬ У ДІАГНОСТИЦІ КОНСТРУКЦІЙ ТА ОБЛАДНАННЯ

NONDESTRUCTIVE TESTING OF METAL FATIGUE OBJECTIVE AND ITS PRIORITY IN DIAGNOSIS AND CONSTRUCTION EQUIPMENT

Представив д-р техн. наук, професор І.Е. Мартинов

Постановка проблеми. Сучасна діагностика стану конструкцій та обладнання не обмежується задачами дефектоскопії, все більше використовується визначення механічних характеристик металів. Основне місце займають методи та засоби виміру залишкових і робочих внутрішніх напружень. У зв'язку з цим на перший план висуваються методи технічної діагностики, які поєднують механіку руйнувань, металоведення і неруйнівного контролю. До цих методів відносяться в першу чергу методи контролю напружено-деформованого стану. В неруйнівному контролі механічних властивостей металу, ступеня його втоми і напружено-деформованого стану використовується коерцитивна сила. Коерцитиметрія дозволяє виявляти і оцінювати зміни напружено-деформованого і втомного стану металу.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Втомні дефекти металу - підсумок розвитку його мікропошкодження. На даний час відомі два основні напрямки у контролі фізико-механічних характеристик металу: руйнівний та неруйнівний.

Руйнівні методи. Для визначення механічних властивостей металів в основному застосовують три стандартизованих випробування: розтяг, стиск і кручення зразків. Ці методи дають

достовірну інформацію про властивості матеріалів.

Метод вимірювання твердості є одним із видів механічних випробувань металу і ефективним засобом діагностики його структурно-механічного стану. Можна виділити такі методи вимірювання твердості:

- метод Брінелля: твердість визначається за діаметром відбитка, що залишається металевою кулькою, яку вдавлюють в поверхню;

- метод Роквелла: твердість визначається за відносною глибиною втискування металевої кульки чи алмазного конуса в поверхню тестованого матеріалу;

- метод Віккерса: твердість визначається за площею відбитка, що залишається чотиригранною алмазною пірамідкою;

- метод Шора: твердість визначається за висотою відскакування сталевий кульки від поверхні досліджуваного металу або за глибиною введення загартованої сталевий голки під дією пружини;

- метод Кузнєцова-Герберта-Рєбіндера: твердість визначається часом загасання коливань маятника, опорою якого є досліджуваний метал;

- шкала Мооса: твердість визначається за тим, який із десяти стандартних мінералів дряпає тестований матеріал, і який матеріал з десяти стандартних

мінералів дряпається тестованим матеріалом;

- метод ESATEST (розробка ERNST SA, Швейцарія): особливістю даного методу є використання в ролі індентора алмазної пірамідки з електропровідним напиленням. Провідну поверхню індентора формує електричне коло між випробовуваним об'єктом і металевою оправою алмазного індентора. Вимірюючи електричний опір між оправою і випробовуваним об'єктом, можна отримати показання про стан алмазу щодо поверхні, отже, його глибину проникнення. Дана технологія покладена в основу приладу НТД 900 (виробництво ERNST, Швейцарія) для автоматичного визначення твердості й глибини зміцненого шару, в якому алмазний індентор є одночасно і датчиком глибини.

Глибину зміцненого шару можна визначити традиційним металографічним методом, при якому структуру виявляють за допомогою травлення, або зрізу, шліфування і полірування зразка.

Незважаючи на удосконалення устаткування руйнівні методи є довгим і копітким процесом, який призводить до руйнування випробовуваного зразка. Більш того, в деяких випадках виготовити зразки необхідних розмірів або в необхідній кількості або не уявляється можливим, або недоцільно з економічних або технічних причин.

Аналіз можливостей відомих методів контролю напруг і деформацій в основному метали і в зварних з'єднаннях устаткування і конструкцій дозволяє назвати такі їх суттєві недоліки:

- неможливість використання більшості методів у галузі пластичної деформації;

- не враховується зміна структури металу;

- неможливість оцінки глибинних шарів металу для більшості методів контролю;

- потрібна підготовка контрольованої поверхні і об'єктів контролю;

- складність визначення положення датчиків контролю по відношенню до напрямку дії максимальних напружень та деформацій.

Виміри з визначення коерцитивної сили не потребують зачищення поверхні, яка підлягає контролю, та використання контактної рідини.

Виклад основного матеріалу дослідження. Зростаючі дефекти структури металу підвищують характеристики міцності та його коерцитивну силу, одночасно знижуючи пластичність, що призводить до мікропошкоджень. Під коерцитиметрією розуміється неруйнівний контроль механічних властивостей, напружено-деформованого стану і ступеня втоми за вимірами магнітної характеристики металу – коерцитивної сили.

При оцінці ресурсу обладнання, як відомо, неодмінною умовою є визначення фактичного напружено-деформованого стану з виявленням зон концентрації напружень – основних джерел розвитку пошкоджень. Саме зони концентрації напружень визначають працездатність будь-якої конструкції, а не розрахункові, середні значення робочих напружень.

У багатьох випадках контроль стану металу виконують на зупиненому в ремонт обладнанні, після зняття робочих навантажень в умовах залишкового напружено-деформованого стану, коли напруження деформації має протилежний знак та інші значення у порівнянні з робочими. В даних об'єктивних умовах відомі методи контролю напруг і деформацій не мають можливості ефективно визначити фактичний напружено деформований стан об'єкта.

Коерцитиметрія не перекреслює і не скасовує сформований сьогодні традиційний набір методів в діагностиці, вона доповнює діагностику недоступною раніше інформацією, чим робить діагностику більш логічною, завершеною і ефективною.

Практика показує, що немає загрози безпеці, якщо зниження залишкової

товщини металу не супроводжується зростанням коерцитивної сили. А зниження товщини в поєднанні зі зростанням величини коерцитивної сили свідчить про наближення руйнування металу.

Якщо вимірювання коерцитивної сили виконати першими, як оглядові, то оперативно отримуємо загальне уявлення про реальний поточний стан всього об'єкта (рис. 1).



Рис. 1. Вимірювання коерцитивної сили

Тут відразу добре видно зони концентрації напружень і ступінь деградації металу в них. Це дає змогу обґрунтовано залучати або не залучати інші методи контролю металу в залежності від реального втомного стану, включаючи і дефектоскопію у всіх її різновидах, але вже в точно окреслених місцях і обсягах.

На такій основі можна приймати рішення про черговість, доцільність та обсяги ремонту, не наосліп, а за станом металу, точно в межах його неприпустимої втомної пошкодженості, а не простим заварюванням виявлених тріщин. Формується найбільш ефективна

експлуатаційна стратегія об'єкта, що забезпечує максимальну віддачу устаткування при мінімальних витратах.

Коерцитиметричні втомні вимірювання, що виконуються магнітними структуроскопами КРМ-Ц-К2М (рис. 2), не вимагають зачистки поверхні, видалення іржі і шорсткостей, працюють прямо через фарбу чи інше захисне покриття товщиною до 5-6 мм, не бояться кривизни поверхні, працюють при будь-яких температурах повітря і металу. Час одного виміру - не більше 30 с. При цьому не потрібно спеціальне навчання і особлива кваліфікація виконавця.



Рис. 2. Магнітний структуроскоп КРМ-Ц-К2М

Висновки з дослідження і перспективи, подальший розвиток у даному напрямку. Таким чином для визначення механічних характеристик обладнання, залишкових і робочих внутрішніх напружень металів доцільно використовувати неруйнівний контроль з

визначенням коерцитивної сили, який на даний час перетворюється в самостійну галузь промисловості та вирішує завдання обстеження і створення методик контролю, проведення наукових досліджень, стандартизації і навчання.

Список літератури

1. Безлюдько, Г.Я. Оценка степени усталости металла как наиболее эффективного средства повышения безопасности движения [Текст] / Г.Я. Безлюдько // Вагонный парк. – 2010. – № 4. – С. 44 – 46
2. Дубов, А.А. Диагностика прочности оборудования и конструкций с использованием магнитной памяти металла [Текст]/ А.А. Дубов // Контроль. Диагностика. – 2001. – № 6. – С. 19-30.
3. Криворудченко, В.Ф. Современные методы технической диагностики и неразрушающего контроля деталей и узлов подвижного состава железнодорожного транспорта [Текст]: учеб. пособие / В.Ф. Криворудченко. – М.: Маршрут. – 2005. – 436 с.

Ключові слова: коерцитиметрія, руйнівний та неруйнівний контроль, напруження металу.

Анотації

Розглянуто актуальне питання щодо неруйнівного контролю втоми металу та його об'єктивна пріоритетність в діагностиці конструкцій та обладнання, що полягає у використанні неруйнівного контролю з визначенням коерцитивної сили, який на даний час перетворюється в самостійну галузь промисловості та вирішує завдання обстеження і створення методик контролю, проведення наукових досліджень, стандартизації і навчання.

Рассмотрен актуальный вопрос по неразрушающему контролю усталости металла и его объективная приоритетность в диагностике конструкций и оборудования, который заключается в использовании неразрушающего контроля с определением коерцитивной силы, и на данное время превращается в самостоятельную отрасль промышленности и решает задание обследования и создания методик контроля, проведения научных исследований, стандартизации и учебы.

Actuality question on non-destructive control of fatigue of metal and his objective priority is considered in diagnostics of constructions and equipment which consists in the use of non-destructive control with determination of coercitivity, which on this time grows into independent industry of industry and decides the task of inspection and creation of control methods, leadthroughs of scientific researches, standardization and studies.

УДК 621.787: 621.833.1: 620.179.118

*Канд. техн. наук А.Н. Киреев,
асп. П.В. Колодяжный (ВНУ им. В. Даля)*

*Candidate of techn. sciences A.M. Kireev,
postgraduate P.V. Kolodyazhnyi*

ПРИМЕНЕНИЕ УЛЬТРАЗВУКОВОЙ ОБРАБОТКИ С ЦЕЛЬЮ УЛУЧШЕНИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ СВОЙСТВ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС ЛОКОМОТИВОВ

THE APPLICATION OF ULTRASONIC TREATMENT TO IMPROVE THE OPERATING ABILITIES OF THE LOCOMOTIVE GEARS

Представил д-р техн. наук, профессор В.И. Соколов

Постановка проблемы. Развитие железнодорожного транспорта характеризуется повышением нагрузок и скоростных режимов работы локомотивов. Анализ неисправностей узлов локомотивов показал, что очень часто неисправности возникают в элементах тягового привода вследствие износа зубьев шестерни и колеса по толщине. Поэтому зубчатые шестерни и колеса тягового привода локомотивов подвижного состава железных дорог являются теми элементами, износостойкость которых необходимо повышать.

Известно, что продолжительность приработки зубчатого зацепления зависит от шероховатости поверхности. Значительное улучшение шероховатости и физико-механических свойств зубчатых колес может быть достигнуто ультразвуковой обработкой (УЗО). Поэтому актуальными являются исследования, направленные на разработку рациональных режимов УЗО, при которых обеспечивается высокий класс шероховатости и износостойкость поверхностного слоя металла.

Анализ исследований и публикаций. В работах [1, 2] отмечается, что значения основных параметров шероховатости R_a , R_z , R_{max} в результате

УЗО уменьшаются. Данные об эффективности ударной УЗО шариком предварительно шлифованной поверхности зубьев зубчатых колес из стали 45 приведены в работе [3]. Установлено, что после ультразвуковой обработки среднее арифметическое отклонение профиля поверхности R_a уменьшилось с 0,4 до 0,1 мкм. О влиянии скорости перемещения инструмента на шероховатость поверхности при УЗО отмечается в [4]. В работе [5] исследовалось изменение шероховатости поверхности в зависимости от скорости вращения обрабатываемой детали. Установлено, что для стали 40ХН при скорости вращения заготовки 23 м/мин шероховатость составляет 1 мкм.

Анализ работ показал, что исследования в области УЗО охватывают все стороны проблемы: оборудование, инструмент, влияние параметров процесса на шероховатость и износостойкость.

Целью работы является обоснование необходимости использования УЗО рабочих поверхностей и впадин зубчатых колес и шестерен тягового привода локомотивов подвижного состава железных дорог путем назначения рациональных технологических режимов УЗО, которые обеспечивают уменьшение шероховатости

поверхности и увеличение износостойкости.

Для достижения поставленной цели необходимо было решить следующие задачи:

- провести УЗО опытных образцов зубчатых колес локомотивов из стали 45ХН на различных режимах;
- исследовать влияние основных параметров режимов УЗО на параметры шероховатости поверхности.

Изложение результатов исследований. Экспериментальные исследования по влиянию режимов УЗО на шероховатость поверхности проводились на образцах из стали 45ХН. Постоянными параметрами УЗО были: амплитуда и частота УЗ колебаний, а также скорость

продольной подачи инструмента. В качестве переменных были выбраны параметры: статическое усилие прижима $P_{СТ}$ и величина поперечной подачи инструмента S . Статическое усилие прижима составляло 50, 100 и 150 Н. Поперечная подача выбиралась таким образом, чтобы осуществить обработку без перекрытия отпечатков, а также с перекрытием на 50 и 75 % – $S = d_{omn}$, $S = d_{omn}/2$ и $S = d_{omn}/4$ соответственно. Диаметр единичного отпечатка изменялся в зависимости от усилия прижима инструмента и определялся экспериментально. Таким образом, была проведена УЗО на 9 режимах (табл. 1).

Таблица 1

Параметры режимов УЗО

| | $A = 30$ мкм | | | $f = 22$ кГц | | | $v_{прод} = 0,5$ мм/с | | |
|--------------|--------------|-------------|-------------|--------------|-------------|-------------|-----------------------|-------------|-------------|
| $P_{СТ}$, Н | 50 | | | 100 | | | 150 | | |
| S | d_{omn} | $d_{omn}/2$ | $d_{omn}/4$ | d_{omn} | $d_{omn}/2$ | $d_{omn}/4$ | d_{omn} | $d_{omn}/2$ | $d_{omn}/4$ |
| Режим | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |

После УЗО проводилось измерение параметров шероховатости образцов с помощью профилометра 107622. Были получены профилограммы со значениями параметров шероховатости поверхности, по которым проводилась оценка микрогеометрии поверхностного слоя образцов. Для этого были выбраны следующие параметры: среднеарифметическое отклонение профиля R_a , максимальная высота неровности R_{max} , максимальная высота выступов R_p и впадин R_v .

Для всех образцов, обработанных УЗО, наблюдалось уменьшение шероховатости R_a по сравнению с исходным значением. В табл. 2 приведены

результаты измерения R_a , R_{max} , R_p и R_v для различных режимов УЗО.

Результаты экспериментальных исследований свидетельствуют об улучшении всех исследуемых параметров шероховатости поверхности. Для всех образцов, обработанных УЗО, наблюдалось значительное уменьшение среднего арифметического отклонения профиля поверхности R_a по сравнению с исходным значением (0,210 мкм по сравнению с исходным значением 0,856 мкм). С увеличением статического усилия прижима $P_{СТ}$ значение R_a уменьшается ($R_a = 0,269$, 0,204 и 0,210 мкм при статическом усилии прижима 50, 100 и 150 Н соответственно, рис. 1, а). Аналогично происходит умень-

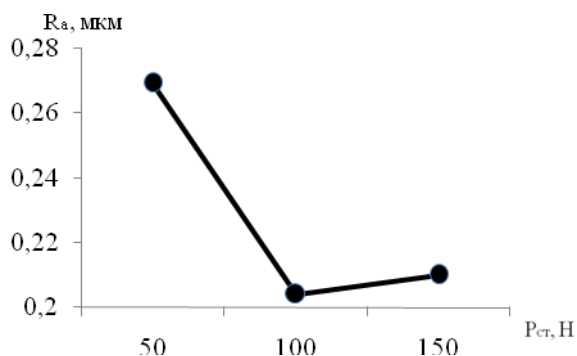
шение максимальной высоты неровностей R_{max} – с возрастанием P_{CT} максимальная высота неровностей уменьшается

($R_{max} = 3,54, 3,34$ и $3,14$ мкм при $P_{CT} = 50, 100$ и 150 Н соответственно, рис. 1, б).

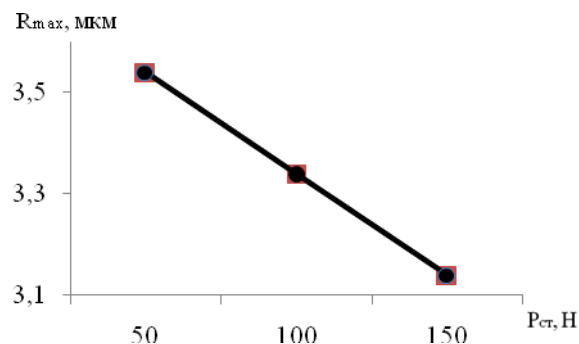
Таблица 2

Влияние параметров режимов УЗО на параметры шероховатости поверхности

| | $P_{CT} = 50$ Н $d_1 = 0,8$ мм | | | $P_{CT} = 100$ Н $d_2 = 1,8$ мм | | | $P_{CT} = 150$ Н $d_3 = 2,0$ мм | | |
|---------------|-----------------------------------|---------|---------|------------------------------------|---------|---------|------------------------------------|---------|---------|
| | Режим 1 | Режим 2 | Режим 3 | Режим 4 | Режим 5 | Режим 6 | Режим 7 | Режим 8 | Режим 9 |
| Перекрытие | - | 50 % | 75 % | - | 50 % | 75 % | - | 50 % | 75 % |
| R_a , мкм | 0,269 | 0,293 | 0,435 | 0,204 | 0,304 | 0,379 | 0,210 | 0,225 | 0,535 |
| R_{max} мкм | 3,54 | 2,79 | 3,75 | 3,34 | 3,76 | 5,13 | 3,14 | 6,02 | 6,55 |
| R_p , мкм | 1,36 | 1,48 | 1,40 | 1,43 | 1,57 | 1,85 | 1,40 | 1,54 | 2,63 |
| R_v , мкм | 2,18 | 1,31 | 2,36 | 1,90 | 2,19 | 3,27 | 1,74 | 4,48 | 3,92 |



а)



б)

Рис. 1. Зависимость параметров шероховатости R_a (а) и R_{max} (б) от величины статического усилия прижима инструмента к обрабатываемой поверхности

Таким образом, увеличение усилия прижима приводит к более интенсивному пластическому деформированию обрабатываемой поверхности. Как показывают результаты, наилучшее значение параметра R_a достигается при статическом усилии прижима 100 Н. С увеличением усилия прижима до 150 Н наблюдается увеличение параметра R_a , однако при таком режиме достигается

наименьшее значение максимальной высоты неровностей R_{max} .

Анализ значений максимальной высоты выступов и впадин (R_p и R_v) показывает, что при УЗО происходит так называемое «раскатывание» поверхности – уменьшение высоты выступов (уменьшение параметра R_p), (рис. 2, а) и глубины впадин (уменьшение параметра R_v), (рис. 2, б).

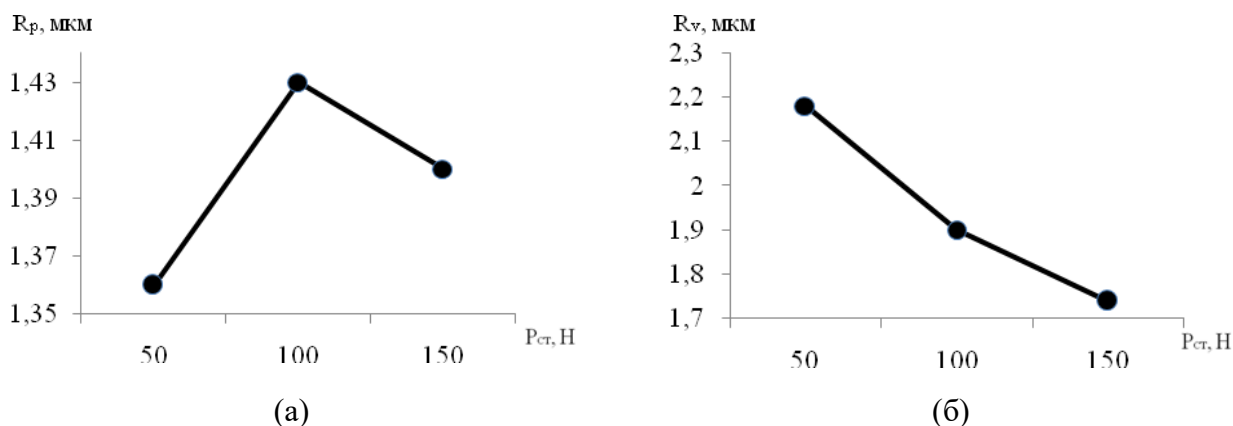


Рис. 2. Зависимость величины высоты максимального выступа R_p (а) и впадины R_v (б) от величины статического усилия прижима инструмента к обрабатываемой поверхности

Как видно из графиков 2 (а, б), при $P_{CT} = 50$ Н происходит более интенсивное пластическое деформирование выступов на поверхности (наименьшее значение R_p), однако глубина деформирования наименьшая, о чем свидетельствует наибольшее значение глубины впадин на поверхности (R_v). С увеличением P_{CT} глубина проникновения пластической деформации возрастает, о чем свидетельствует уменьшение параметра R_v . По совокупности параметров шероховатости оптимальными являются режимы № 4 и № 7 со статическим усилием прижима 100 и 150 Н.

Для исследования влияния поперечной подачи на шероховатость образцов, обработанных УЗО, были выбраны три варианта: обработка образцов без перекрытия отпечатков, а также с перекрытием на 50 и 75 % ($S = d_{omn}$, $S = d_{omn}/2$ и $S = d_{omn}/4$ соответственно).

Установлено, что с уменьшением величины поперечной подачи, т.е. с увеличением перекрытия отпечатков, шероховатость поверхности ухудшается. Худшие результаты независимо от усилия прижима дает обработка с 75 %-ным

перекрытием отпечатков – значения R_a и R_{max} наибольшие. После УЗО с перекрытием отпечатков 50 % значения параметров шероховатости поверхности мало отличаются от значений после обработки без перекрытия отпечатков. Это можно объяснить следующим: при обработке без перекрытия отпечатков инструмент совершает некоторое количество ударов $N_{0\%}$ в каждую точку обрабатываемой поверхности; при обработке с 50 %-ным перекрытием инструмент совершает $N_{50\%}$ ударов в каждую точку, причем $N_2 > N_1$, ($N_{50\%} = 2 \cdot N_{0\%}$). При обработке с 75 %-ным перекрытием количество ударов еще больше, чем в двух предыдущих случаях, $N_{75\%} > N_{50\%} > N_{0\%}$, ($N_{75\%} = 4 \cdot N_{0\%}$) (рис. 3, а, б, в).

Еще одним фактором, влияющим на количество ударов инструмента в каждую точку обрабатываемой поверхности, является взаимосвязь скорости продольной подачи с диаметром единичного отпечатка, который, в свою очередь, зависит от статического усилия прижима. Количество ударов в одну точку при единичном проходе (без перекрытия отпечатков) можно определить из выражения

$$N_{0\%} = \frac{d \cdot f}{v_{\text{прод}}}$$

где d – диаметр единичного отпечатка, мм;
 f – частота УЗ колебаний, Гц; $v_{\text{прод}}$ –

скорость продольной подачи инструмента, мм/с.

В табл. 3 приведены результаты расчетов количества ударов в одну точку поверхности для каждого из режимов.

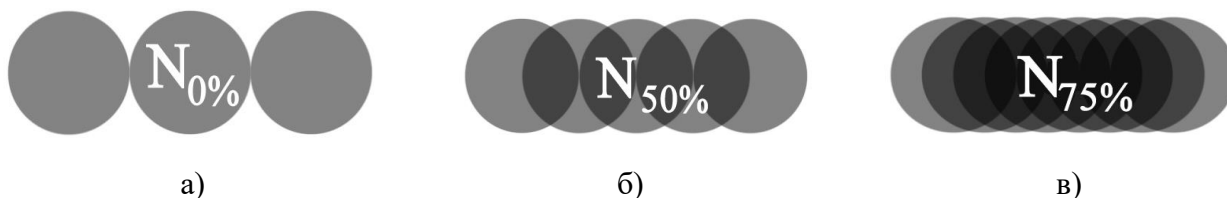


Рис. 3. Графическое отображение влияния поперечной подачи на количество ударов инструмента в одну точку поверхности: а) обработка без перекрытия отпечатков; б) обработка с 50%-ным перекрытием отпечатков; в) обработка с 75%-ным перекрытием отпечатков

Таблица 3

Взаимосвязь количества ударов инструмента в одну точку поверхности с параметрами шероховатости поверхности после УЗО

| Режим | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |
|-------|------------------|--------------------|--------------------|------------------|--------------------|--------------------|------------------|--------------------|--------------------|
| S | d_{omn} | $d_{\text{omn}}/2$ | $d_{\text{omn}}/4$ | d_{omn} | $d_{\text{omn}}/2$ | $d_{\text{omn}}/4$ | d_{omn} | $d_{\text{omn}}/2$ | $d_{\text{omn}}/4$ |
| N, уд | 35200 | 70400 | 140800 | 79200 | 158400 | 316800 | 88000 | 176000 | 352000 |

На рис. 4 представлены зависимости основных параметров шероховатости R_a и R_{max} от перекрытия отпечатков и статического усилия прижима инструмента к обрабатываемой поверхности.

Как видно из сравнительного анализа полученных результатов, прослеживается взаимосвязь параметров шероховатости с величиной перекрытия отпечатков: с увеличением перекрытия при неизменном значении P_{CT} все показатели шероховатости ухудшаются. При 75 %-ном перекрытии отпечатков количество ударов в одну точку поверхности наибольшее. При этом класс шероховатости понижается, а параметры R_a и R_{max} повышаются по

сравнению с УЗО с 50 %-ным перекрытием отпечатков и без перекрытия.

В целом, наилучшие результаты дает УЗО на режимах №№ 4, 7 и 8, при которых достигается наименьшее значение параметра R_a . Однако, по такому параметру, как максимальная высота неровностей R_{max} режим № 8 ($P_{CT} = 150$ Н, $S = d_{\text{omn}}/2$) показывает наихудшие результаты. Поэтому можно сделать вывод, что оптимальными режимами, обеспечивающими достижение наилучших показателей шероховатости, являются режимы №№ 4 и 7 ($P_{CT} = 100$ Н, $S = d_{\text{omn}}$ и $P_{CT} = 150$ Н, $S = d_{\text{omn}}$ соответственно).

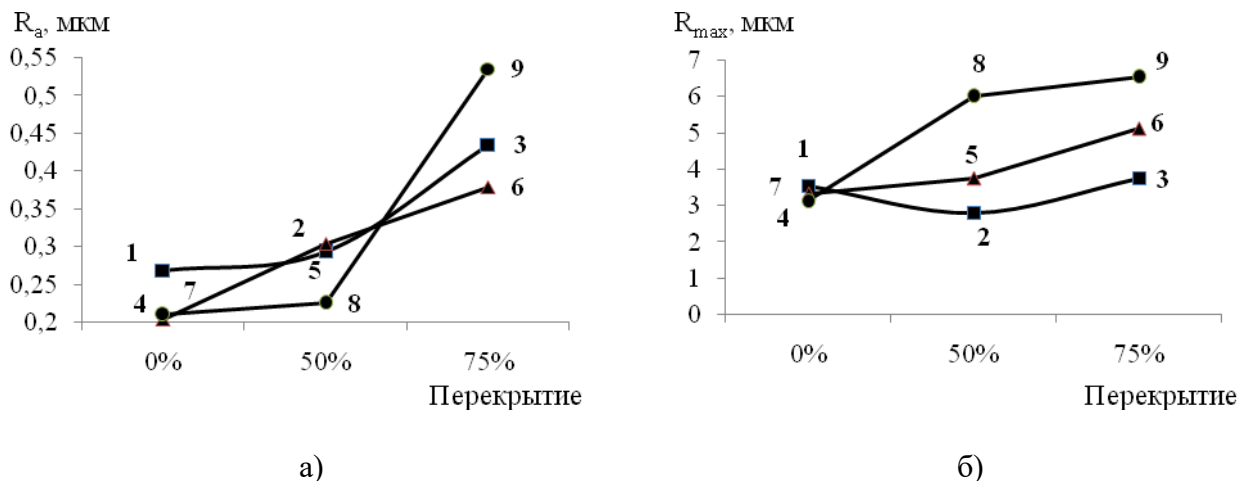


Рис. 4. Влияние перекрытия отпечатков на параметры шероховатости:

а) среднеарифметическое отклонение профиля R_a ;

б) максимальная высота неровности R_{max}

(■ – $P_{CT} = 50$ Н; ▲ – $P_{CT} = 100$ Н; ● – $P_{CT} = 150$ Н, цифрами обозначены режимы УЗО)

Количество ударов инструмента в одну точку поверхности при УЗО на указанных режимах лежит в пределах 79200–88000 ударов. Как показывают результаты исследования, дальнейшее увеличение количества ударов отрицательно влияет на показатели шероховатости (режимы №№ 3, 6, 9). Одним из возможных объяснений такого эффекта (понижение класса шероховатости с ростом количества ударов) может являться начало «шелушения» поверхности, которое сопровождается снижением чистоты поверхности.

Несколько худшие результаты, если судить по параметрам R_a и R_{max} , дают режимы №1 ($P_{CT} = 50$ Н, $S = d_{omn}$), №2 ($P_{CT} = 50$ Н, $S = d_{omn}/2$) и №5 ($P_{CT} = 100$ Н, $S = d_{omn}/2$).

Таким образом, оптимальными режимами, обеспечивающими достижение наилучших показателей шероховатости, являются режимы №№ 4 и 7, соответствующие УЗО без перекрытия отпечатков. Недостатком УЗО без перекрытия

отпечатков является сложность обеспечения равномерной обработки поверхности, обусловленная необходимостью перемещения инструмента в поперечном направлении на строго определенную величину. При УЗО с 50%-ным перекрытием отпечатков (режимы №№ 2, 5 и 8) также достигаются хорошие показатели шероховатости, однако с увеличением количества ударов возрастает величина параметра R_{max} . Дальнейшее увеличение перекрытия отпечатков до 75% приводит к значительному ухудшению основных параметров шероховатости поверхности.

Выводы: 1. Проведена УЗО опытных образцов зубчатых колес локомотивов из стали 45ХН на девяти различных режимах, отличающихся величиной статического усилия прижима и поперечной подачи инструмента.

2. Получены экспериментальные зависимости параметров шероховатости поверхности R_a , R_{max} , R_p и R_v от режимов УЗО. Установлено, что УЗО на всех указанных режимах приводит к

улучшению основных параметров шероховатости.

2. Установлено, что оптимальными режимами УЗО по совокупности параметров шероховатости являются режимы со следующими параметрами: $P_{CT} = 100$ и

150 Н, $v_{прод} = 0,5$ мм/с, без перекрытия отпечатков, $f = 22$ кГц, $A = 30$ мкм.

3. Установлено, что оптимальное количество ударов инструмента в одну точку поверхности лежит в пределах 79200-88000 ударов, дальнейшее увеличение приводит к ухудшению параметров шероховатости.

Список литературы

1. Рахимьянов, Х.М. Формирование морфологии поверхности в процессе ультразвукового пластического деформирования деталей машин [Текст] / Х.М. Рахимьянов, Ю.С. Семенова // Упрочняющие технологии и покрытия. – М.: Машиностроение, – 2010. – № 10. – С. 20-23.

2. Папаев, А.Г. Контроль шероховатости и управление поверхностью металлических изделий, обработанных ультразвуком [Текст]: автореф. дис. ... канд. техн. наук: спец. 05.11.13 «Приборы и методы контроля природной среды, веществ, материалов и изделий» / А.Г. Папаев; [Северо-Западный государственный заочный технический университет]. – Санкт-Петербург, 2011. – 19 с.

3. Попов, Е.П. Приближенные методы исследования нелинейных автоматических систем [Текст] / Е.П. Попов, И.П. Пальтов. – М.: Физматгиз, 1960. – 337 с.

4. Спосіб зміцнення деталей з конструкційних матеріалів: пат. 78733 UA МПК В24В 39/00 / Колодяжний П.В.; власник Східноукраїнський національний університет імені В. Даля; заявл. 25.10.2012, опубл. 25.03.2013, Бюл. № 6. – 6 с.

5. Зайцев, К.В. Совершенствование технологии процесса ультразвуковой обработки поверхностей стальных деталей перед нанесением газотермических покрытий [Текст]: автореф. дис. ... канд. техн. наук: спец. 05.02.07 «Технология и оборудование механической и физико-технической обработки» / К.В. Зайцев; [Юргинский техн. ин-т НИТПУ]. – Тюмень, 2011. – 280 с.

Ключевые слова: ультразвуковая обработка, зубчатые колеса локомотивов, параметры шероховатости поверхности, статическое усилие прижима, скорость подачи инструмента.

Аннотации

Проведено дослідження щодо впливу ультразвукової обробки на параметри шорсткості поверхні зубчастих коліс локомотивів. Встановлено залежності основних параметрів шорсткості від величини статичного зусилля притискання, швидкості подачі інструменту. Визначено оптимальну кількість ударів інструмента в одну точку поверхні, необхідну для поліпшення основних параметрів шорсткості. Дані рекомендації щодо вибору режимів ультразвукової обробки зубчастих коліс локомотивів.

Проведены исследования по влиянию ультразвуковой обработки на параметры шероховатости поверхности зубчатых колес локомотивов. Установлены зависимости основных параметров шероховатости от величины статического усилия прижима, скорости подачи инструмента. Определено оптимальное количество ударов инструмента в одну точку поверхности, необходимое для улучшения основных параметров шероховатости. Даны

рекомендации относительно выбора режимов ультразвуковой обработки зубчатых колес локомотивов

In the article was made the research of the influence of ultrasonic treatment on the surface roughness of locomotive gears. Was determined the dependence of the main roughness parameters on the static pressing force and feed rate of the tool. Also was determined the optimal number of impacts of the tool in one point of the surface that needs to improve basic roughness parameters. Was given the recommendations regarding to the choice of the conditions of ultrasonic treatment of locomotive gears.

УДК 629.4.083:629.45

Асп. Д.І. Скуріхін

Postgraduate D.I. Skurihin

СПОСІБ БЕЗПЕРЕРВНОГО АКУСТИЧНОГО КОНТРОЛЮ КОЛІСНИХ ПАР ВАГОНІВ

METHOD OF CONTINUOUS ACOUSTIC CONTROL CAR WHEEL PAIRS

Представив д-р техн. наук, професор І.Е. Мартинов

Постановка проблеми. Одними з найпоширеніших пошкоджень колісних пар вантажних вагонів є повзуни, навари та вищербини поверхні кочення коліс (рис. 1). Негативний вплив експлуатації колісних пар з даними пошкодженнями для буксових вузлів та інших елементів ходових частин вагонів доведений в ряді праць [3-5]. Крім того, дані пошкодження при укочуванні утворюють нерівномірний прокат, який особливо небезпечний при підвищених швидкостях руху (120-160 км/год) і важко піддається виявленню в експлуатації. У місцях повзунів і наварів, що укочені, також відбувається викришування матеріалу обода, що при подальшій експлуатації приводить до руйнування колеса [6].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Для виявлення пошкоджень колісних пар вантажних вагонів під час рейсу існує велика кількість систем діагностики і контролю. Наземні (стаціо-

нарні) системи, серед яких КРАП-2М, ТДК, «Комплекс», «Експресс-профіль», «Експресс-локомотив», DafuR, Gotcha мають спільний недолік – вони не забезпечують безперервності контролю, тобто не дають можливості відстежувати технічний стан колісних пар у реальному режимі часу і оперативно реагувати на відмови [6, 7]. Вільними від вказаних недоліків є бортові системи, розробці і впровадженню яких на залізницях світу приділена значна увага [8-12].

На залізницях України експлуатуються тільки наземні системи виявлення перегрітих букс і загальмованих колісних пар (ПОНАБ-3, АСДК-Б, ДИСК-Б), інші операції контролю проводяться оглядачами вагонів. Це не відповідає сучасним тенденціям розвитку технічного обслуговування і ремонту (ТО і Р) вагонів, таким як автоматизація, підвищення достовірності і оперативності технологічного процесу контролю.

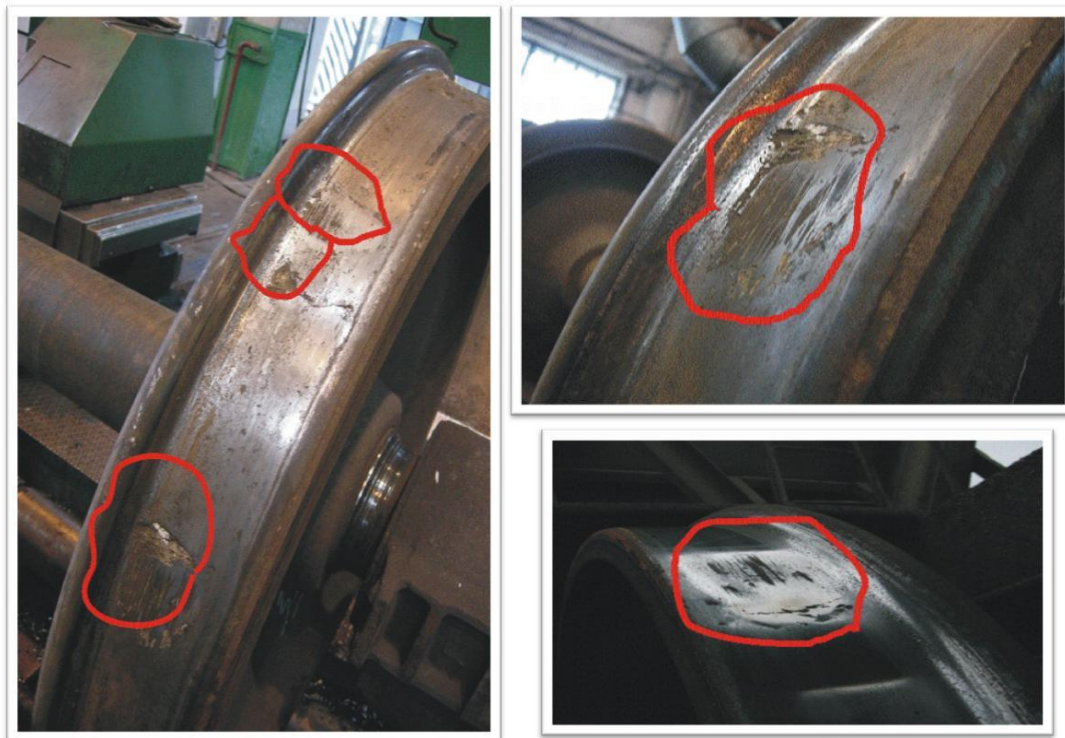


Рис. 1. Пошкодження поверхні кочення коліс

Постановка завдання. Шляхом впровадження конструкційних, технологічних і експлуатаційних заходів повністю виключити появи відмов у вигляді коротких нерівностей коліс складно, оскільки причинами їх виникнення, поряд з іншими, можуть бути випадкові непрогнозовані чинники, серед них: короткочасні динамічні розвантаження колісних пар при проході по нерівностях рейок, зниження коефіцієнта зчеплення коліс з рейками під час атмосферних опадів, взаємний вплив відмов коліс та ін.

У цьому випадку актуальним уявляється завдання оперативної реєстрації пошкоджень коліс, що вже виникли на шляху прямування, і своєчасного сповіщення поїзної бригади і наземних служб, для запобігання загрози безпеці руху, мінімізації можливих наслідків і скорочення часу на ТО і Р вагонів.

Виклад основного матеріалу дослідження. Важливою характеристикою експлуатаційної надійності вантажних

вагонів є витрати часу на технічне обслуговування і поточний ремонт. Тому одними із основних показників, що характеризують надійність колісних пар у експлуатації, є коефіцієнт готовності (A) та коефіцієнт простою (U). Коефіцієнти готовності та простою показують безпосередній зв'язок між показниками безвідмовності та ремонтпридатності і широко використовуються у загальній теорії надійності машин.

Стационарні значення коефіцієнтів готовності та простою для відновлюваних об'єктів визначаються за виразами 1 та 2:

$$A = \frac{T_c}{T_c + T_g} = \frac{\mu}{\mu + \lambda}, \quad (1)$$

де T_c - середній напрацювання на відмову;
 T_g - середній час відновлення;
 μ - інтенсивність відновлення ($\mu=1/T_g$);
 λ - інтенсивність відмов.

$$U = \frac{T_g}{T_c + T_g} = \frac{\lambda}{\mu + \lambda} \quad (2)$$

З виразу 1 видно, що для збільшення коефіцієнта готовності потрібно прагнути не тільки до збільшення напрацювання на відмову колісних пар, але й до скорочення часу змушеного простою вагона на операціях ТО і Р. Застосування засобів

віддаленого контролю технічного стану колісних пар вагонів дозволяє значно скоротити час змушеного простою вагонів.

Середній час відновлення, тобто заміни колісної пари на шляху прямування [13], наведено в (табл. 1) він має вигляд

$$T_B = t_3 + t_d + t_o + t_{п.д.} \quad (3)$$

Таблиця 1

Аналіз складових середнього часу відновлення

| Позначення | Загальнотехнічне визначення | Модифіковане визначення | Чисельне значення, хв |
|------------|---|--|-----------------------|
| t_3 | активний час заміни елемента конструкції | час заміни колісної пари | 42 – 54 |
| t_d | час, що витрачається на доставку запасних частин від місця зберігання до місця ремонту об'єкта | час на маневрові роботи | 20-40 |
| t_o | організаційний час, тобто час, обумовлений витратами на виклик фахівців до місця експлуатації об'єкта, діагностув. технічного стану | час обробки рухомого складу | 15 – 30 |
| $t_{п.д.}$ | додатковий час простою у зв'язку з відсутністю запасних частин в наявності | затримка у зв'язку з відсутністю потрібної колісної пари | не нормується |

Підвищення коефіцієнта готовності можна досягти також завдяки зменшенню часу обробки рухомого складу t_o і скороченню простою у зв'язку з відсутністю відповідної колісної пари $t_{п.д.}$, шляхом оперативного контролю технічного стану колісних пар в рейсі вагона і своєчасної підготовки до ремонту на ПТО. Результат отримується завдяки суміщенню операцій, що проводять на шляху прямування (контроль технічного стану; визначення номера вагона та несправної колісної пари, визначення найближчого ПТО), і операцій, що проводять на ПТО (виклик робітників та підготовка обладнання, підготовка до відчеплення вагона, транспортування нової колісної пари до місця заміни).

Функціональна (робоча) акустична діагностика є найбільш інформативною і розвиненою серед інших на залізничному транспорті, оскільки володіє рядом очевидних переваг:

- широка інформативність (в акустичному сигналі міститься вся інформація про робочі процеси об'єкта);
- висока чутливість до несправностей, що виникають;
- достатня простота технології виміру;
- широкі можливості автоматизованого аналізу результатів [14].

Акустична діагностика впроваджується у ролі бортових систем контролю технічного стану на пасажирських вагонах та локомотивах [15,

16]. Недоліками систем, у яких первинні перетворювачі діагностичних параметрів розташовані безпосередньо на кожному

об'єкті контролю (рис.2), є громіздкість конструкції, невисока надійність і труднощі при ТО і Р.



Рис. 2. Ходова частина вагона з п'єзоелектричним датчиком

Звукові коливання при русі вагона можуть бути достовірним джерелом інформації про технічний стан колісних пар. Акустичний сигнал від взаємодії колеса і рейки утворюється як сума збурень, що мало різняться за величиною і утворюють складну квазістохастичну послідовність. При проході вагоном рейкових стиків, стрілок та ін. на фоні

квазістохастичної послідовності порівняно слабких імпульсів з'являється кілька послідовностей з великою амплітудою. При наявності на поверхні кочення колеса короткої нерівності період проходження імпульсів пропорційний швидкості руху вагона, а амплітуда пропорційна інтенсивності співударання (рис. 3).

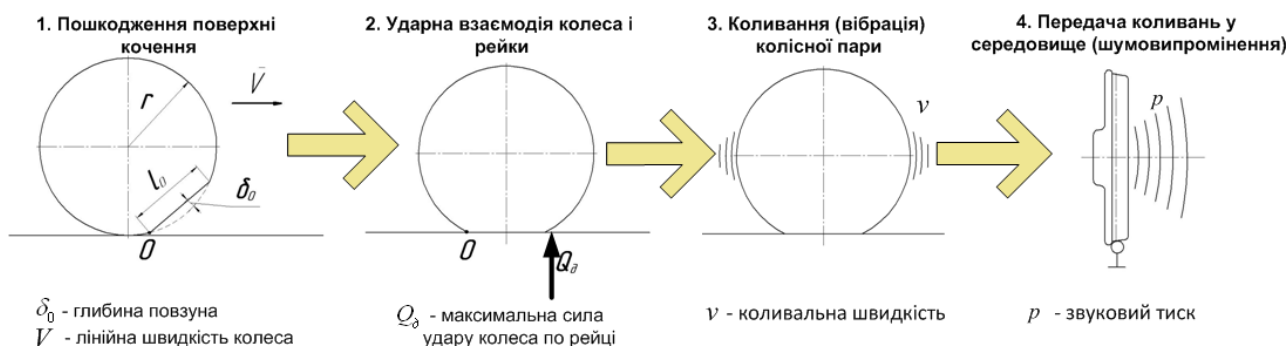


Рис. 3. Схема шумоутворення від ударної взаємодії колеса з короткою нерівністю на поверхні кочення з рейкою

Використання як первинних перетворювачів мікрофонів спрощує конструкцію системи контролю технічного стану колісних пар вагона. Для виявлення колісної пари з короткою нерівністю достатньо одного датчика на вагон [1, 2].

Для роботи діагностичного пристрою на вантажному вагоні під час руху необхідне автономне джерело електричної енергії, яке повинно відповідати таким вимогам:

- забезпечення електричною енергією споживачів при малих швидкостях руху та під час відстою;
- міцна, стійка до різних погодних умов та вандалозахиснена конструкція;
- зручність при ТО та забезпечення безпеки руху.

Вказані вимоги задовольняє буксовий генератор, що працює спільно з акумуляторною батареєю. Роботи з дослідження особливостей експлуатації та розроблення технічного завдання

пропонованої конструкції ведуться на кафедрі «Вагони» УкрДАЗТ під керівництвом проф. І.Е. Мартинова.

Висновки:

- пошкодження колісних пар у значній мірі обмежують пробіг вагонів між деповськими ремонтами, а прості, викликані поточним ремонтом, приводять до порушення графіка руху поїздів;

- доведена ефективність застосування безперервного акустичного способу контролю колісних пар, як найбільш технологічного і уніфікованого джерела інформації в режимі реального часу;

- як джерело електричної енергії для живлення діагностичних пристроїв на вантажному вагоні необхідно використовувати буксовий генератор спільно з акумуляторною батареєю;

- в результаті запропонованих заходів досягається скорочення часу вимушеного простою вагона на ПТО на 1,3 год.

Список літератури

1. Спосіб дистанційного акустичного контролю рейкового рухомого складу під час руху [Текст]: пат. 95863 Україна: МПК В61К 9/08 (2006.01), G01S 5/14(2006.01) / Бондаренко В.В., Візник Р.І., Скуріхін Д.І.; заявник та патентовласник Українська державна академія залізничного транспорту. – № а201005510; заявл. 05.05.2010; опубл. 12.09.2011, Бюл. № 17/2011. – 5 с.

2. Система дистанційного акустичного контролю рейкового рухомого складу під час руху [Текст]: пат. 96483 Україна МПК В61К 9/08 (2006.01), G01S 5/14(2006.01) / Бондаренко В.В., Візник Р.І., Скуріхін Д.І.; заявник та патентовласник Українська державна академія залізничного транспорту. – № u201101014; заяв. 04.11.2009; опублік. 10.11.2011, Бюл. №21/2011 – 7 с.

3. Кривошеев, В.Н. Оценка состояния колесных пар по статистическим данным на направлении Москва-Ленинград [Текст] / В.Н. Кривошеев // Исследование неровностей колес пассажирских вагонов: сб. науч. трудов ВНИИЖТ. – Вып. № 608. – М.: Транспорт, 1979. – С. 5-12.

4. Кривошеев, В.Н. Анализ неровностей на поверхностях катания колес, выявленных методом силового контроля [Текст] / В.Н. Кривошеев // Исследование неровностей колес пассажирских вагонов: сб. науч. трудов ВНИИЖТ. – Вып. № 608. – М.: Транспорт, 1979. – С. 60-74.

5. Блохин, Е.П. Влияние состояния ходовых частей пассажирского вагона на его динамические характеристики [Текст] / Е.П. Блохин, А.Н. Пшинько, Г.И. Богомаз, Е.Н. Ковтун, О.М. Маркова, В.В. Малый // Залізничний транспорт України. – 2005. – № 2. – С. 92-94.

6. Данченко, О.А. Исследование принципов построения и разработка устройства автоматического обнаружения неравномерного проката колес железнодорожных вагонов [Текст]: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.22.07 / О.А. Данченко; [ВНИИЖТ]. – М., 1983. – 18 с.
7. Венедиктов, А.З. Колеса диагностирует комплекс «Экспресс-локомотив» [Текст] / А.З. Венедиктов, В.Н. Тирешкин, О.В. Пальчик, Д.С. Доков // Локомотив. – 2005. – № 12. – С. 28-29.
8. С. Ytuarte. Railway Age. - 2002. - №1. P. 37-39.
9. Т. Judge. Railway Age. - 2001. - №4. P. 45-46.
10. Покровский, С.В. Системы диагностики на электровозах нового поколения [Текст] / С.В. Покровский, Ф. Фалько, Ш. Гай, М. Вюст // Локомотив. – 2006. – № 2. – С. 44-46.
11. Burgwinkel, F. Rensmann. Glasers Annalen. – 2003. - №3/4. – P. 132-138.
12. М. Schmeja. Glasers Annalen. – 2002, 126 Tagungsband, – P. 258-266.
13. ЦЛ-0030 Типовий технологічний процес підготовки та екіпіровки в рейс пасажирських вагонів та швидкісних поїздів (Т 07.02).
14. Осяев, А.Т. Перспективы вибродиагностики [Текст] / А.Т. Осяев, А.А. Сергеев // Локомотив. – 2006. – № 9. – С. 40-41.
15. Демин, Р.Ю. Компьютерная система контроля состояния ходовых частей вагона [Текст] / Р.Ю. Демин, Ю.В. Демин, Д.В. Дмитриев // Залізничний транспорт України. – 2003. – № 5. – С. 4-6.
16. Пристрій для безперервного моніторингу стану коліс рухомого складу [Текст]: пат. 19305 Україна: МПК В61К 9/00 / Войтенко В.П., Осенін Ю.І., Войтенко Г.О.; заявник та патентовласник Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля. - №u200606125; заявл. 02.06.2006; опубл. 15.12.2006, Бюл. № 12. – 6 с.

Ключові слова: акустичний контроль, колісна пара, діагностика.

Анотації

В публікації розглянуті найпоширеніші пошкодження колісних пар та обґрунтований їх негативний вплив на елементи ходових частин вагонів. Зазначено, що на залізницях України експлуатуються тільки наземні системи виявлення перегрітих букс і загальмованих колісних пар, інші операції контролю проводяться оглядачами вагонів. Зосереджено увагу на тому, що функціональна акустична діагностика є найбільш інформативною і розвиненою серед інших на залізничному транспорті, а звукові коливання при русі вагона можуть бути достовірним джерелом інформації про технічний стан колісних пар.

Зроблений висновок про ефективність застосування безперервного акустичного способу контролю колісних пар як найбільш технологічного і уніфікованого джерела інформації в режимі реального часу.

В публикации рассмотрены распространенные повреждения колесных пар и обосновано их негативное воздействие на элементы ходовых частей вагонов. Отмечено, что на железных дорогах Украины эксплуатируются только наземные системы обнаружения перегретых букс и заторможенных колесных пар, другие операции контроля проводятся осмотрами вагонов. Сосредоточено внимание на том, что функциональная акустическая диагностика является наиболее информативной и развитой среди других на железнодорожном транспорте, а звуковые колебания при движении вагона могут быть достоверным источником информации о техническом состоянии колесных пар.

Сделан вывод об эффективности применения непрерывного акустического способа контроля колесных пар как наиболее технологичного и унифицированного источника информации в режиме реального времени.

The publication considered widespread damage to wheels and justified their negative impact on the elements of the undercarriage of cars. It is noted that at the Ukrainian railways are operated only land-based detection system overheated axle boxes and braked wheel sets and other control operations are conducted service staff cars. Focused attention on the fact that the functional acoustic detection is the most informative and well-developed among others by rail, and the sound vibrations when driving the car can be a reliable source of information on the technical condition of the wheel sets.

The conclusion about the efficacy of continuous acoustic monitoring method wheelsets as the most technologically sophisticated and unified source of information in real time.

УДК 629.463.65

Старш. викл. А.В. Рибін

Sen. lecturer A.V. Rybin

ПРОБЛЕМИ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ЗБЕРЕЖЕННЯ ІНВЕНТАРНОГО ПАРКУ НАПІВВАГОНІВ В ЕКСПЛУАТАЦІЇ

PROBLEMS SECURING INVENTORY PARK OPEN WAGONS IN OPERATION

Представив д-р техн. наук, професор І.Е. Мартинов

Постановка проблеми. В результаті виведення з експлуатації рухомого складу, який відпрацював призначені терміни служби, за останні 15 років парк вантажних вагонів скоротився на 120 тис. од. Знос рухомого складу, термін експлуатації якого становить 20-25 років, перевищує 81 %. Найбільш гостродефіцитними вантажними вагонами є напіввагони, середній ступінь зносу яких складає 80 %, і в період з 2012 по 2020 роки за терміном служби підлягають вилученню з інвентарного парку ще близько 40 тис. одиниць, при наявному парку 58 тис. одиниць.

Мета статті. Аналіз стану інвентарного парку напіввагонів, виявлення причин прискореного зносу і виведення з

експлуатації напіввагонів, які не відпрацювали призначені терміни служби.

Аналіз останніх досліджень. Питанням збереження вагонів при вантажно-розвантажувальних роботах, а також дослідженням пошкоджень кузовів напіввагонів в експлуатації присвячені праці Сендерова Г.К., Лосева П.Р., Другаля С.А. [1], Головка В.Ф., Візняка Р.І. [2] та ін. В цих роботах було зацентровано увагу на комплексному дослідженні причин масових пошкоджень напіввагонів в експлуатації.

В рамках даної статті пропонується провести аналіз існуючого стану українського парку напіввагонів і виявити недоліки, які перешкоджають забезпеченню збереження напіввагонів.

Викладення основного матеріалу статті. За даними Головного управління вагонного господарства Укрзалізниці, для забезпечення потреб залізниці у перевезенні вантажів універсальними напіввагонами, потрібно утримувати наявний інвентарний парк на рівні приблизно 65 тис. од. (за даними статистики 2012 року). З урахуванням парку напіввагонів, що знаходяться у власності приватних компаній (більше 30 тис. од.), вважається, що цього було б

достатньо для щодобового навантаження більше 1,2 млн т вантажів.

Загальний парк напіввагонів (див. рисунок) за попередні більш ніж 15 років постійно змінювався, так, ще у 1994 році він складав близько 120 тис. од. (з яких 112,4 тис. од. належало Укрзалізниці і лише 7,4 тис. од. – приватним компаніям). У 2012 році парк Укрзалізниці налічував вже 58,2 тис. од., в той час, коли приватним компаніям належало 32 тис. напіввагонів.

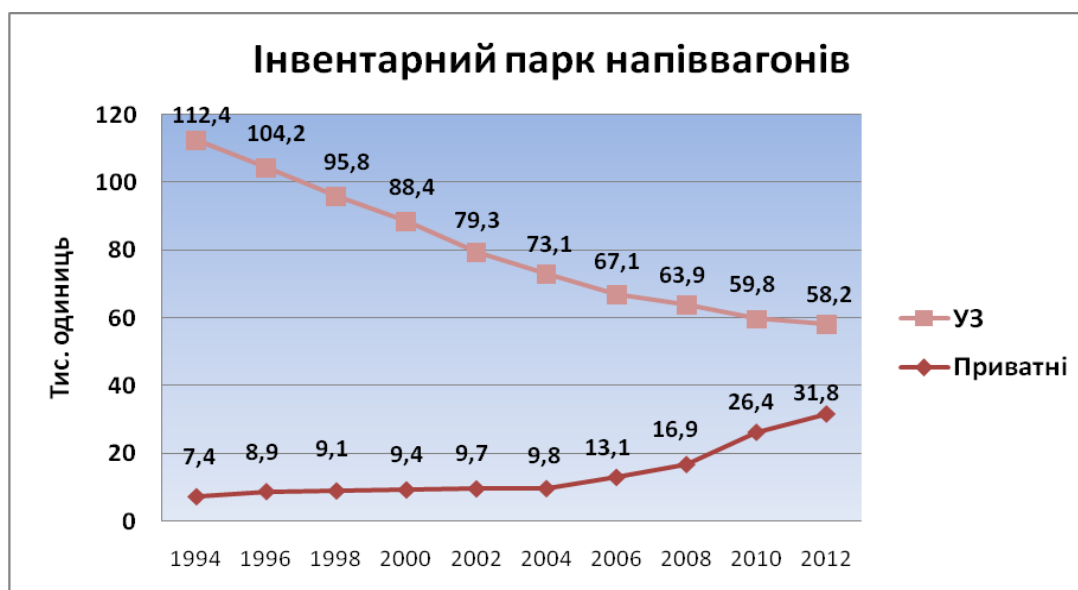


Рис. Інвентарний парк напіввагонів (з 1994 по 2012 рр.)

Тенденції до зменшення кількості інвентарного парку залишалися, частка ДП «Укрзаліниця» поступово знижувалася до майже 60 %, а частка приватного парку збільшувалась до 40 %.

На теперішній час ступінь зносу напіввагонів досягає 80 % і в період з 2012 по 2020 роки за терміном служби підлягають вилученню з інвентарного парку більше 40 тис. од., при наявному парку 58 тис. од. Середньодобовий дефіцит напіввагонів становить більше 5 тис. од. За розрахунками спеціалістів Головного управління вагонного господарства Укрзалізниці для розв'язання проблеми дефіциту вантажного рухомого складу необхідно негайно закупити не менше 8 тис. напів-

вагонів, в той час, коли зараз в середньому закупається близько 1 тис. од. на рік.

Зменшення кількості одиниць робочого парку напіввагонів пов'язане з погіршенням технічного стану, а також невиконанням плану з придбання вагонів згідно з «Комплексною програмою оновлення залізничного рухомого складу України на 2008-2020 роки» та програмою «Український вагон». Несвоєчасне оновлення парку рухомого складу може призвести до непередбачуваних наслідків для економіки держави. До критичної межі наближається й інфраструктура залізниці, яка до 1991 року забезпечувала майже вдвічі більші обсяги перевезень і ще має резервні пропускні спроможності, але в

цілому залізнична транспортна система застаріла і значною мірою вже не в змозі задовольняти потреби держави у вантажних перевезеннях.

Поповнення парку за рахунок нових вагонів залишається досить проблематичним питанням. Тому останніми роками значна увага приділяється виявленню причин прискореного зносу і виведення з експлуатації напіввагонів, які не відпрацювали призначені терміни служби.

Пошкодження вагонів – це результат порушення технічних умов вантажних операцій, правил експлуатації у процесі маневрової та поїзної роботи та використання застарілих агресивних технологій при виконанні вантажно-розвантажувальних робіт на різних промислових підприємствах, гірничо-металургійних комплексах і, особливо, у морських та річкових портах.

Так, за 2012 рік допущено більше 6 тис. випадків пошкодження вантажних вагонів, у тому числі у портах України сталося понад 1300 випадків пошкоджень, що складає майже 25 % від їх загальної кількості.

При цьому в середньому за добу з технічних несправностей відчіплювалися близько 1400 напіввагонів. Основною їх причиною є порушення технічних умов при вивантаженні вагонів з використанням грейферних кранів, які щоденно використовуються у більшості портів України (Одеський, Южний, Іллічівський, Керченський та інші МТП).

Внаслідок збільшення швидкості опускання грейфера на вантаж, зчеплення ковшем підлоги, стінок кузова пошкоджуються перекриття, внутрішні елементи конструкції вагона та люки, які складають близько 80 % площі підлоги. Матеріально-технічні бази портів не забезпечують своєчасний ремонт та планові профілактичні роботи з утримання в належному стані засобів вивантаження.

Усі пошкоджені вагони потребують проведення позапланових ремонтів, для їх

відновлення Укрзалізниці доводиться спрямовувати додаткові кошти. До того ж напіввагон при цьому «випадає» з перевізного процесу, що тим самим викликає збільшення дефіциту напіввагонів під завантаження. Також суттєво погіршує цю ситуацію те, що власники не надають свої вагони під грейферне вивантаження.

Укрзалізниця постійно вживає заходів із забезпечення вагонного парку. Зокрема, на залізниці було направлено телеграму щодо встановлення з лютого по березень місячника жорсткого контролю за вивантаженням сипких вантажів із напіввагонів власності Укрзалізниці (особливо грейферними кранами) на всіх місцях виконання таких вантажних операцій, у тому числі у портах з метою підвищення рівня відповідальності під час виконання вантажних операцій.

Слід нагадати, що вантажні вагони тепер не у власності держадміністрації, якою є Укрзалізниця, а у власності держпідприємств. В рамках реформи Укрзалізниця створила ДП “Український логістичний транспортний центр”, а також почала процес передачі вагонів на баланс кількох державних компаній. Зокрема напіввагони, яких в Україні більшість, передали до двох держкомпаній – “Укрспецвагон” (Український державний центр з експлуатації спеціалізованих вагонів) та “Дарницький вагоноремонтний завод”. Вважається, що дане нововведення покращить ситуацію щодо забезпечення збереження рухомого складу.

Укрзалізниця і приватні власники наполягають і надалі наполягатимуть на більш активному використанні в портах вагоноперекидачів, але зараз таке обладнання є тільки у двох держпортах – Маріупольському та Південному. А переробку сипучих вантажів, таких як руда, вугілля, залізорудний концентрат здійснюють також такі порти, як Іллічівський, Керченський, Миколаївський, Одеський та ін. Установлення вагоноперекидачів вимагає значних фінансових

ресурсів, стабільного вантажопотоку, а також зміни технології роботи порту. Їх будівництво має бути економічно обґрунтовано для даного порту. У більшості випадків більш економічно вигідним є будівництво підвищених колій (естакад) для вивантаження вагонів через люки.

Також для своєчасного забезпечення портів вагонами та ремонту незначних пошкоджень кузовів вагонів пропонується створення на території портів пунктів ремонту вагонів. Це може дати можливість збільшення пропускної спроможності портів з обробки сипучих вантажів, частка яких у загальному вантажному обороті портів складає майже 50 %. При цьому значно зменшиться час «випадіння» вагонів з перевізного процесу та поліпшаться умови безпеки робітників.

За даними Укрморрічфлоту, у зв'язку з розвитком передових технологій

розвантаження вагонів портами заплановано придбання універсальних гідравлічних кранів-маніпуляторів, що практично не ушкоджують вагони під час вивантаження, дозволяючи портам однаково працювати як з експортними, так і з імпортними вантажами.

І, звичайно ж, першим пунктом вирішення проблеми пошкоджень рухомого складу стає звичайне дотримання технологій навантажувально-розвантажувальних робіт.

Аналізуючи вищенаведене, можна зробити висновок, що використання розглянутих способів розвантаження напіввагонів, як першочергова альтернатива грейферам, дозволить значно подовжити життя вітчизняному рухомому складу. А в сукупності з оновленням парку напіввагонів вагонами нового покоління, значно зменшить їх дефіцит.

Список літератури

1. Сендеров, Г.К. Сохранность вагонов при погрузочно-разгрузочных и маневровых работах [Текст] / Г.К. Сендеров, П.Р. Лосев, С.А. Другаль. – М.: Транспорт, 1984. – 155 с.
2. Головка В.Ф., Нові технічні системи розвантаження напіввагонів [Текст] / В.Ф. Головка, Р.І. Візник // Інформаційно-керуючі системи на залізничному транспорті. – 2002. – № 6. – С. 25-27.
3. Петров, А. «Хромающие» вагоны [Текст] / А. Петров // Порты Украины. – 2010. – № 10 (декабрь). – С. 45-48.
4. Укрзалізниця проводить місячник посиленого контролю за дотриманням технології вивантаження вагонів [Електронний ресурс] // Урядовий портал. – Режим доступу: http://www.kmu.gov.ua/control/publish/article?art_id=246100689

Ключові слова: інвентарний парк, напіввагон, знос.

Анотації

Розглянуті проблеми виведення з експлуатації рухомого складу, який відпрацював призначені терміни служби. Докладно проаналізовано стан інвентарного парку напіввагонів, виявлено причини їх прискореного зносу і виявлено недоліки, які перешкоджають забезпеченню збереження напіввагонів.

Рассмотрены проблемы вывода из эксплуатации подвижного состава, отработавшего положенные сроки службы. Подробно проанализировано состояние инвентарного парка полувагонов, выявлены причины их ускоренного износа и недостатки, которые препятствуют обеспечению сохранности полувагонов.

The problems decommissioning of rolling stock, completed the period of service. Detailed analyzes of inventory park open wagons, identifying the causes of accelerated wear and reveal deficiencies that hamper the preservation of open wagons.

УДК 629.463.001.63

Канд. техн. наук О.В. Фомін (ДонІЗТ)

Cand. of techn. sciences O.V. Fomin

ОЦІНЮВАННЯ ЗАПАСІВ НЕСУЧОЇ ЗДАТНОСТІ КУЗОВІВ ВАНТАЖНОГО ВАГОНОБУДУВАННЯ ТА ЇХ ЕЛЕМЕНТІВ

INVENTORY VALUATION TRUCK CARRYING CAPACITY OF BODY CARRIAGE AND THEIR ELEMENTS

Представив д-р техн. наук, професор М.В. Паламарчук

Постановка проблеми і аналіз результатів останніх досліджень. В сучасних умовах ринкових механізмів господарювання, конкуренції з боку інших видів транспорту перед вітчизняними фахівцями залізничної галузі гостро стоїть проблема створення високоефективного залізничного комплексу, який буде відповідати показникам світового рівня. Створення такого комплексу вимагає вирішення ряду науково-технічних завдань, що визначені у Стратегії розвитку залізничного транспорту на період до 2020 року, яку схвалено розпорядженням Кабінету Міністрів України від 16 грудня 2009 року № 1555-р. Одним із пріоритетних завдань є розроблення та впровадження у виробництво вітчизняного рухомого складу з істотно підвищеними техніко-економічними показниками (в тому числі і для забезпечення потреб залізниць України), що обумовлює важливість розгортання науково-дослідних та дослідно-конструкторських робіт, спрямованих на підвищення рівнів проектування, виробництва та експлуатації залізничних транспортних засобів. При

цьому переважну більшість рухомого складу залізниць складають вантажні вагони. За оцінками фахівців [1], перспективними завданнями для вагонобудівників та організацій, які експлуатують вантажні вагони, є вирішення задач з удосконалення процедур дослідження та проектування несучих систем їх кузовів. В результаті вирішення зазначених задач можливо буде підвищити рівень ефективності використання металоконструкцій вантажних вагонів (за рахунок визначення та використання відповідних резервів міцності [2]) та визначення їх ресурсу [3] (в тому числі залишкового) з відповідним прогнозуванням.

Мета статті та викладення основного матеріалу. У статті формалізовано процедуру визначення запасів несучої здатності загальних конструкцій кузовів та їх складових елементів вантажних вагонів. Подано приклади застосування запропонованого методу для дослідження несучої здатності елементів кузовів однієї із базових конструкцій універсальних напіввагонів.

При розробці процедури визначення запасів несучої здатності загальних

конструкцій кузовів та їх складових елементів вантажних вагонів в основу покладено принцип – запас міцності загальних конструкцій/елементів

визначається мінімальним запасом міцності їх складових. У загальному випадку відповідну процедуру можна подати у вигляді алгоритму наведеного на рис. 1.



Рис. 1. Алгоритм визначення запасів несучої здатності складових кузовів вантажних вагонів при проектуванні та в експлуатації

З рис. 1 видно, що формалізовану процедуру розбито на п'ять основних стадій (блоків), кожен з яких включає декілька етапів (кроків). Так, перша стадія візуалізованої на рис. 1 процедури присвячена дослідженню несучої системи конструкції вантажного вагона. При цьому у випадках проведення відповідних робіт для окремих несучих складових вантажних вагонів обов'язково необхідно досліджувати її роботу по прийняттю навантажень у загальній конструкції. На першому етапі проведення дослідницьких робіт передбачено проведення експлуатаційних випробувань натурних зразків досліджуваної конструкції вагонів (у разі попередньо проведених таких робіт достатньо використовувати відповідні протоколи випробувань) з метою визначення дійсних значень напружень у відповідних/контрольних точках. На етапі 1.2 розроблюється розрахункова скінченноелементна модель, настроювання працездатності якої проводиться за раніше експериментально отриманими даними. Етап 1.3 включає комп'ютерне моделювання експлуатаційних режимів роботи кузова вантажного вагона (відповідно до [4-6] більше двадцяти випадків) з формуванням відповідних протоколів. На наступному етапі визначаються несучі елементи, які будуть досліджуватися (вибір залежить від поставленої мети дослідження). Завершальний етап першого блоку включає роботи з розбиття досліджуваних елементів на окремі ділянки/частини. У зв'язку з тим,

що переважна більшість несучих елементів кузовів вантажних вагонів виготовляється з прокатних чи подібних до них профілів, на цьому кроці виконуються роботи з розбиття профілів на ділянки ($l_k \in [1:n]$) по довжині. Розмір ділянок (їх кількість n) обирається/змінюється в залежності від необхідної глибини пропрацювання конструкції, більша деталізація (зменшення розмірів окремих ділянок) сприятиме підвищенню точності таких робіт. Друга стадія формалізованої процедури присвячена визначенню початкових (закладених при проектуванні) запасів міцності конструкції. Так, відповідно до [6], на етапі 2.1 передбачено визначення допустимих значень напружень $[\sigma]_{\text{розр.реж.}}$ в залежності від розрахункових режимів досліджуваного експлуатаційного випадку. На 2.2 зі сформованих на попередній стадії протоколів для кожного з експлуатаційних режимів визначаються максимальні еквівалентні напруження $\sigma_{\text{експл.випадок}}^{l_k \text{max}}$ на виділених раніше ділянках. Далі (етап 2.3) за формулою 1 на окремих ділянках визначаються значення початкових запасів міцності $\gamma_{\text{експл.випадок}}^{l_k}$ та шляхом їх зіставлення обирається найменше з них (2). Звичайно, у разі отриманого негативного результату за формулою 1 робиться висновок про невідповідність конструкції нормативним вимогам та проводяться відповідні дії з виправлення невідповідностей.

$$\gamma_{\text{експл.випадок}}^{l_k} = \frac{[\sigma]_{\text{розр.реж.}} - \sigma_{\text{експл.випадок}}^{l_k \text{max}}}{[\sigma]_{\text{розр.реж.}}} \cdot 100\%. \quad (1)$$

$$\gamma^{l_k} = \min_{\text{експл.випадок}} \gamma_{\text{експл.випадок}}^{l_k}, \quad (2) \quad \min_{\text{експл.випадок}} \gamma_{\text{експл.випадок}}^{l_k} - \text{найменше значення}$$

де γ^{l_k} – значення запасу міцності на ділянці l_k , %;

запасу міцності на ділянці l_k серед

значень, які відповідають всім досліджуваним випадкам, %.

Потім (крок 2.4) за формулою 3 визначаються початкові запаси міцності досліджуваної складової (конструкції) $\gamma^{скл.(констр.)}$ шляхом зіставлення та вибору найменшого значення запасу на складових ділянках $\min \gamma^{lk}$, %.

$$\gamma^{скл.(констр.)} = \min \gamma^{lk} \quad (3)$$

У зв'язку з тим, що експлуатаційні еквівалентні напруження $\sigma_{екв.}$ визначаються як співвідношення сумарного еквівалентного моменту ($M_{екв.}$) та міцнісних характеристик ($W_{X(Y)}$), але при цьому значення $M_{екв.}$ буде незмінним, то можна зробити висновок, що величина $\sigma_{екв.}$ буде прямо пропорційно залежати від значень моментів опору $W_{X(Y)}$. Тому як основні міцнісні характеристики профілів можна використовувати моменти опору $W_{X(Y)}$. У зв'язку із зазначеним оцінювання міцнісних якостей несучої здатності складових елементів кузовів вантажного вагонобудування зводиться до оцінювання їх запасів моментів опору. Для цього на наступній (третій) стадії проводяться роботи з визначення допустимих значень моментів опору. Так, визначення допустимих значень моментів опору досліджуваної складової $[W_{X(Y)}^{скл.}]$ визначається на етапі 3.1 за формулою 4

$$[W_{X(Y)}^{скл.}] = W_{X(Y)}^{ноч.} \cdot (100 - \gamma^{скл.}); \quad (4)$$

де $[W_{X(Y)}^{скл.}]$ – допустиме значення моменту опору складової по осі X чи Y, см³;

$W_{X(Y)}^{ноч.}$ – початкове значення (визначається з відповідних стандартів

ДСТУ чи ТУ моменту опору по осі X чи Y, см³.

На етапі 3.2 визначаються допустимі значення моментів опору на ділянках досліджуваної складової $[W_{X(Y)}^{lk}]$ за формулою 5

$$[W_{X(Y)}^{lk}] = W_{X(Y)}^{ноч.} \cdot (100 - \gamma^{lk}) \quad (5)$$

Далі, в залежності від поставленого завдання: 1) визначення та використання резервів міцності конструкції чи 2) оцінювання запасів та прогнозування резервів міцності конструкції в експлуатації, обирається відповідно блок 4 чи 5.

Блок 4 включає роботи з визначення (етап 4.1) та використання (етап 4.2) резервів міцності. Визначення резервів міцності (для складової $\gamma_{W_{X(Y)}^{скл.}}^{рез.}$ або для окремої її ділянки складової $\gamma_{W_{X(Y)}^{lk.}}^{рез.}$) відбувається як зіставлення допустимих та початкових значень моментів опорів відповідно за формулами 6 та 7:

$$\gamma_{W_{X(Y)}^{скл.}}^{рез.} = \left| \frac{[W_{X(Y)}^{скл.}] - W_{X(Y)}^{ноч.}}{[W_{X(Y)}^{скл.}]} \right| \cdot 100\% \quad (6)$$

$$\gamma_{W_{X(Y)}^{lk.}}^{рез.} = \left| \frac{[W_{X(Y)}^{lk.}] - W_{X(Y)}^{ноч.}}{[W_{X(Y)}^{lk.}]} \right| \cdot 100\% \quad (7)$$

Після чого проводяться роботи з реалізації [2, 7] виявлених резервів.

У випадку використання поданої формалізованої процедури для оцінювання запасів міцності в експлуатації виконуються дії, зазначені у блоці 5. На першому етапі (5.1) стадії 5 визначаються математичні моделі, які описують зміну основних показників (моментів опору та матеріалоемності) досліджуваних несучих елементів кузовів вагонів від варіювання їх

геометричних параметрів. Особливості таких робіт подано у статті [8]. Далі (крок 5.2) визначаються за формулами 8 та 9 відповідно конструкційні запаси/резерви міцності для окремих ділянок складової

$$\gamma_{W_{X(Y)}^{lk}}^{icn.} \text{ та її загальне значення } \gamma_{W_{X(Y)}^{icn.}}^{icn.}$$

$$\gamma_{W_{X(Y)}^{lk}}^{icn.} = \left| \frac{W_{X(Y)}^{lk} - W_{X(Y)}^{icn.}}{W_{X(Y)}^{lk}} \right| \cdot 100\%; \quad (8)$$

де $W_{X(Y)}^{icn.}$ – значення моменту опору по осі X чи Y досліджуваного профілю, см^3 .

$$\gamma_{W_{X(Y)}^{icn.}}^{icn.} = \min \gamma_{W_{X(Y)}^{lk}}^{icn.}; \quad (9)$$

де $\min \gamma_{W_{X(Y)}^{lk}}^{icn.}$ – значення найменшого запасу на складовій ділянці, %.

Після вищенаведених робіт проводиться прогнозування часу до досягнення критичного значення моменту опору з урахуванням швидкості корозії відповідно до [6, 9]. І на завершальному етапі 5.4 робиться висновок про необхідність відновлення та його обсяги для складової.

Для прикладу використання запропонованого методу нижче подано його застосування. Як досліджувані елементи несучої системи вантажних вагонів обрано кузов найбільш розповсюдженого та затребуваного їх типу – універсальних напіввагонів. В рамках зазначених робіт проаналізовано найпоширеніші моделі напіввагонів вагонобудівників країн СНД, серед яких: ВАТ «НПЦ» УралВагонЗавод», ПАТ «Крюківський вагонобудівний завод», ПАТ «Азовмаш», ПАТ «Стахановський вагонобудівний завод», ПАТ «Днепрвагонмаш», ВАТ "Алтайвагон", ПрАТ «ДМЗ», ПАТ «Дизельний завод», ПрАТ «НПЦ «Трансмаш», перепрофільовані ВРЗ Укрзалізниці (Дарницький ВРЗ, ДП «Укрспецвагон», Попаснянський ВРЗ та Стрийський ВРЗ) та інші і визначено найпоширенішу базову конструкцію їх кузовів (рис. 2).

Як складові для дослідження обрано (див. рис. 2) верхній пояс стіни торцевої та вертикальний шворневий стояк стіни бокової, які у даному випадку виконано із профілю вагонного стояка (рис. 3, а) відповідно до ГОСТ 5267.6-90.

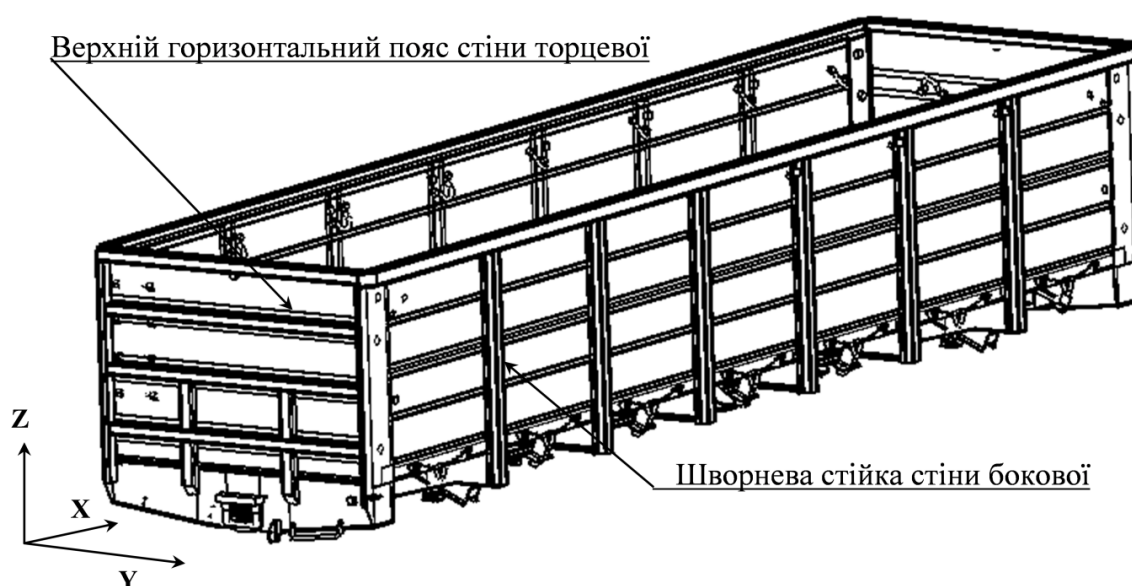


Рис. 2. Загальний вигляд кузова напіввагону

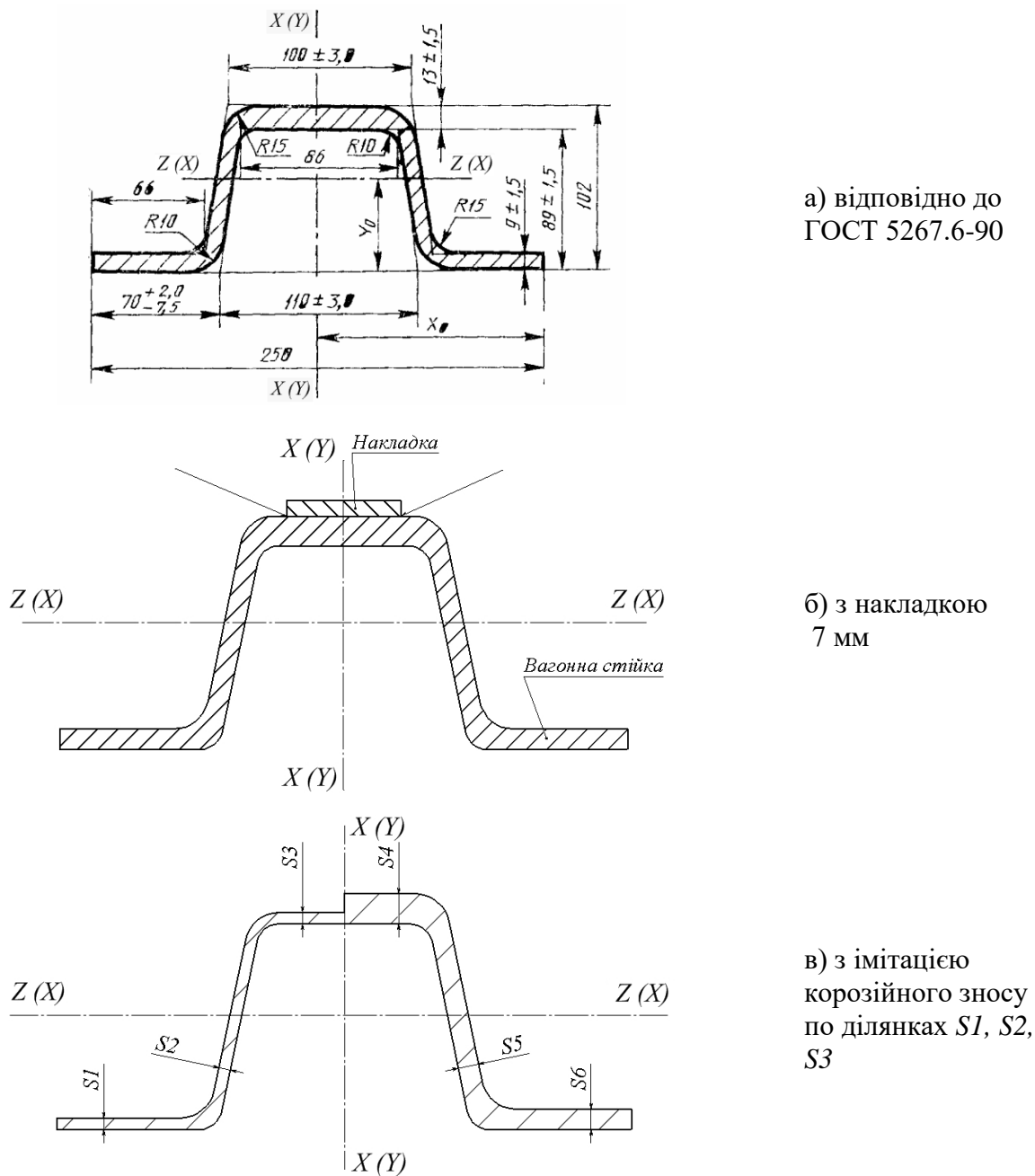


Рис. 3. Профіль вагонного стояка

За мету проведених досліджень було обрано завдання з визначення запасів міцності складової – вагонного стояка, при проведенні робіт з підсилення цього профілю накладкою (рис. 3, б) та імітації його корозійного зносу по ділянках $S1$, $S2$, $S3$ (рис. 3, в).

Для розв'язання поставлених задач були проведені експлуатаційні

випробування для відповідних моделей напіввагонів 12-9904 та 12-9904-01 [10]. Після чого змодельовано можливі експлуатаційні випадки (візуалізація особливостей на рис.4) та сформовано відповідні протоколи з зазначенням еквівалентних напружень у досліджуваних елементах.

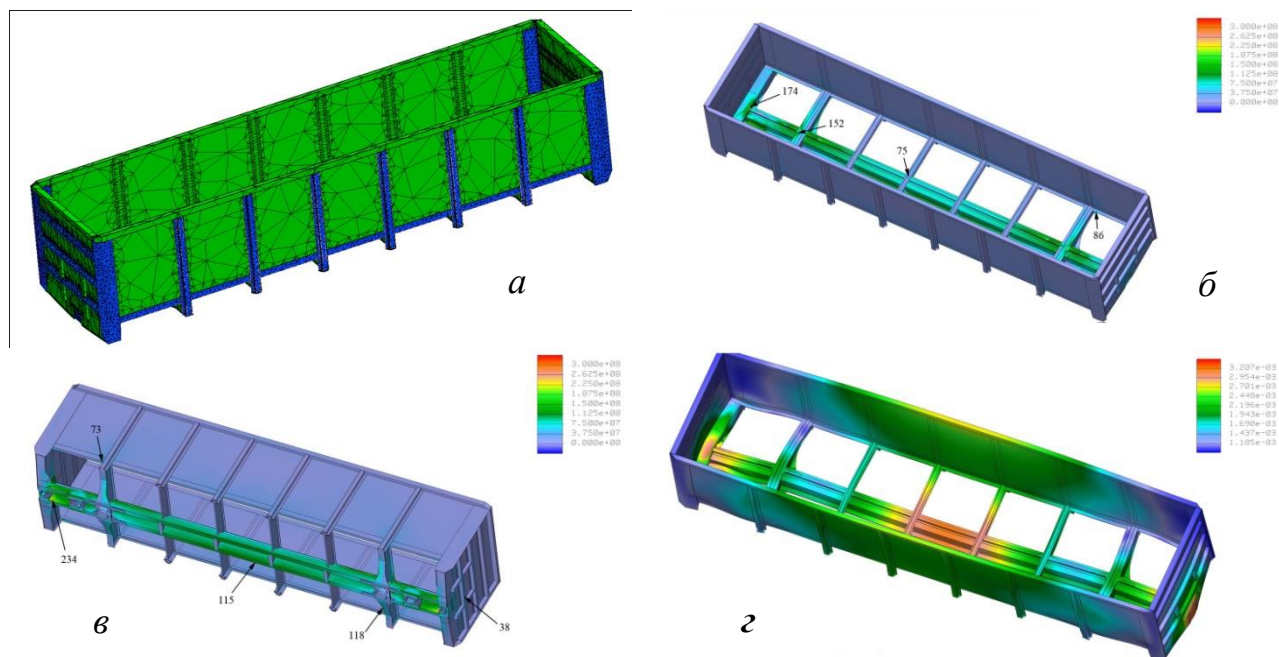


Рис. 4. Розрахункова модель напіввагона:
 а) скінченноелементна модель; б) верхня проекція напруженого стану;
 в) нижня проекція напруженого стану; г) деформований стан

Далі були проведені роботи, визначені та згруповані у блоці 2 алгоритму (рис. 1). В результаті таких робіт з'ясовано, що для верхнього горизонтального поясу стіни торцевої мінімальний запас міцності становить $\gamma^{ВПСТ} = 80,5\%$, а для вертикального шворневого стояка стіни бокової $\gamma^{ШССБ} = 60,5\%$. У відповідності до етапу 3.1 (рис.1) визначені допустимі значення моментів опорів для верхнього горизонтального поясу стіни торцевої $[W_X^{ВПСТ}] = 22,92 \text{ см}^3$, $[W_Z^{ВПСТ}] = 22,69 \text{ см}^3$; і допустимі значення моментів опорів для шворневої стійки стіни бокової

$$[W_Y^{ШССБ}] = 46,43 \text{ см}^3; \quad [W_X^{ШССБ}] = 45,96 \text{ см}^3.$$

При цьому у розрахунках як початкові моменти опору, відповідно до ГОСТ5267.6-90, обрано наведені у таблиці значення: $W_{X(Y)}^{поч.} = 117,54 \text{ см}^3$; $W_{Z(X)}^{поч.} = 116,35 \text{ см}^3$.

Після вищенаведених робіт відповідно до поставлених задач були визначені математичні моделі, які описують зміну його основних показників від варіювання геометричних параметрів (залежності 10-12), особливості таких робіт подано у [8]. Як такі моделі (формули 10-12) використовуються шестифакторні узагальнені математичні моделі.

Таблиця

| Виконання вагонного стояка | S1, мм | S2, мм | S3, мм | S4, мм | S5, мм | S6, мм | $W_{X(Y)}, \text{ см}^3$ | $W_{Z(X)}, \text{ см}^3$ | $m_{поз}, \text{ кг}$ |
|--|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------------------------|--------------------------|-----------------------|
| Відповідно до ГОСТ 5267.6-90 (рис. 3, а) | 9 | 7 | 13 | 13 | 7 | 9 | 117,54 | 116,35 | 28,71 |
| З накладкою 7 мм (рис. 3, б) | 9 | 7 | 20 | 20 | 7 | 9 | 148,59 | 119,39 | 33,24 |
| З імітацією корозійного зносу по ділянках S1, S2, S3 (рис. 3, в) | 5 | 5 | 5 | 13 | 7 | 9 | 86,99 | 76,74 | 22,12 |

$$W_{X(Y)} = f(S1, S2, S3, S4, S5, S6) = 94,52 + 13,3S1 + 2,35S2 + 1,76S3 + 0,04S4 + 2,37S5 + 11,44S6 - 8,46S1^2 - 3,69S2^2 - 1,33S3^2 - 1,36S4^2 - 3,69S5^2 - 8,44S6^2 - 4,85S1S2 + 2,44S1S3 - 2,43S1S4 - 1,39S1S5 + 7,23S1S6 - 1,26S2S3 + 1,39S2S4 + 2,16S2S5 + 0,69S2S6 + 0,07S3S4 - 0,47S3S4 + 1,5S3S4 + 0,59S4S5 - 1,5S4S6 - 2,47S5S6; \quad (10)$$

$$W_{Z(X)} = f(S1, S2, S3, S4, S5, S6) = -29,77 + 3,82S1 + 5,56S2 + 2,96S3 + 3,74S4 + 5,56S5 + 1,79S6 - 0,16S1^2 - 0,28S2^2 - 0,16S3^2 - 0,15S4^2 - 0,28S5^2 - 0,16S6^2 - 0,14S1S2 + 0,11S1S3 - 0,03S1S4 - 0,13S1S5 + 0,03S1S6 + 0,01S2S3 - 0,01S2S4 - 0,08S2S5 + 0,01S2S6 - 0,01S3S4 - 0,01S3S4 + 0,04S3S4 + 0,02S4S5 + 0,04S4S6 + 0,01S5S6; \quad (11)$$

$$m_{noz.} = f(S1, S2, S3, S4, S5, S6) = -7,77 + 1,37S1 + 1,84S2 + 0,49S3 + 0,74S4 + 1,84S5 + 0,76S6 - 0,04S1^2 - 0,09S2^2 - 0,02S3^2 - 0,02S4^2 - 0,09S5^2 - 0,04a_{66}S6^2 - 0,05S1S2 + 0,02S1S3 - 0,02S1S4 + a_{15}S1S5 + 0,03S1S6 - 0,01S2S3 + 0,01S2S4 + 0,01S2S5 - 0,01S2S6 - 0,01S3S4 - 0,01S3S4 + 0,01S3S4 + 0,01S4S5 - 0,01S4S6 - 0,01S5S6; \quad (12)$$

де $W_{X(Y)}$, $W_{Z(X)}$ – моменти опору у відповідних до рис.2 осях, см³;

m_{noz} – погонна маса, кг;

S_1 - S_6 – товщини перерізу (див. рис. 3) вагонного стояка (змінні, які варіюються).

Далі з урахуванням визначених та поданих у таблиці показників визначені такі резерви міцності (випадок 3б):

$$\gamma_{w_X^{BГПСБ}}^{рез.} = 548,29\% ; \quad \gamma_{w_Z^{BГПСБ}}^{рез.} = 426,18\% ;$$

$$\gamma_{w_X^{ШССБ}}^{рез.} = 220,03\% ; \quad \gamma_{w_X^{ШССБ}}^{рез.} = 223,3\% , \text{ а при}$$

визначенні запасів отримані такі результати: $\gamma_{w_X^{BГПСБ}}^{исн.} = 279,53\% ; \quad \gamma_{w_Z^{BГПСБ}}^{исн.} = 238,21\% ;$

$$\gamma_{w_X^{ШССБ}}^{исн.} = 87,35\% ; \quad \gamma_{w_X^{ШССБ}}^{исн.} = 66,97\% . \quad 3$$

отриманих результатів видно, що при відносно незначному (на 15,8 %) підвищенні матеріалоемності значно (на 21 %) покращується ключове значення моменту опору з відповідним створенням запасів міцності. Також отримані результати яскраво свідчать про невикористані резерви конструкцій кузовів напіввагонів.

Висновки і рекомендації щодо подальшого використання. Приклади використання запропонованого та

наведеного у статті підходу до оцінювання несучої здатності кузовів та їх елементів вантажних вагонів засвідчили його працездатність та доцільність застосування. Такий підхід може стати основою для розроблення рівномісних конструкцій кузовів вантажних вагонів та процедури прийняття рішень щодо можливості їх подальшої експлуатації (необхідності та обсягів ремонту).

Формалізована процедура визначення запасів міцності складових елементів та загальної конструкції кузовів вантажних вагонів є базовою при проведенні робіт з визначення та використання конструкційних резервів при їх проектуванні, а також при визначенні ресурсу (в тому числі залишкового) з відповідним прогнозуванням в експлуатації.

Процедуру комплексного дослідження експлуатаційних режимів роботи кузовів вантажних вагонів у подальшому можливо удосконалити (наприклад за рахунок зменшення кількості дослідних випадків) на основі накопиченого досвіду.

Запропонований метод оцінювання несучої здатності металоконструкцій

кузовів вантажних вагонів можливо досліджень для інших засобів застосовувати при проведенні аналогічних транспортного машинобудування.

Список літератури

1. Ломотько, Д.В. Современный грузовой подвижной состав нового поколения как приоритетное направление развития украинских железных дорог [Текст] / Д.В. Ломотько // Вагонный парк. – 2012. – № 10(67). – С. 6,7.
2. Фомин, А.В. Формализация процедуры выявления и использования конструктивных резервов грузовых вагонов [Текст] / А.В. Фомин // Научно-теоретический и практический журнал «Оралдың Ғылым жаршысы» (Уральский научный вестник). – 2011. – Вып. № 9(36). – С. 79-82.
3. Горобец, В.Л. Экспериментально-теоретические методы оценки ресурса несущих конструкций подвижного состава железнодорожного транспорта [Текст]: дис. ... д-ра техн. наук; 05.22.07 / В.Л. Горобец; [Днепропетр. нац. ун-т ж. д. трансп. им. акад. В. Лазаряна]. – Днепропетровск, 2009. – 304 с.
4. Лукин, В.В. Конструирование и расчет вагонов [Текст]: учеб. для вузов ж.-д. трансп./ В.В.Лукин, Л.А.Шадур, В.Н.Котуранов, А.А.Хохлов, П.С.Анисимов.; под общ. ред. В.В.Лукина. – М.: УМК МПС России, 2000. – 731 с.
5. Котуранов, В.Н. Вагоны. Основы конструирования и экспертизы технических решений [Текст]: учеб. пособие для вузов ж.-д. транспорта / А.П. Азовский, Е.В. Александров, В.В. Кобищанов, В.Н. Котуранов, В.П. Лозбинев, М.Н. Овечников, Б.Н. Покровский, В.И. Светлов, А.А. Юхневский; под ред. В.Н. Котуранова. – М.: Маршрут, 2005. – 490 с.
6. Нормы расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных) [Текст]. – М.: ГосНИИВ-ВНИИЖТ, 1996. – 354 с.
7. Фомін, О.В. Оптимізаційне проектування елементів кузовів залізничних напіввагонів та організація їх виробництва [Текст]: монографія / О.В. Фомін. – Донецьк: ДонІЗТ УкрДАЗТ, 2013 – 252 с.
8. Фомін, О.В. Математичні моделі зміни основних показників базових несучих елементів кузовів напіввагонів [Текст] / О.В. Фомін [та ін.] // Залізничний транспорт України. – К., 2013. – Вип. 8. – С. 52-54.
9. ГОСТ 9.908-85. Методы определения показателей коррозии и коррозионной стойкости. Межгосударственный стандарт [Текст]. – Введ. 01.01.87. – М.: Издательство стандартов, 1999 – 18 с.
10. Полувагоны модели 12-9904 и модели 12-9904-01. Технические условия ТУ У 35.2-30939178-011:2011 [Текст] / разработ. главн. констр. А.В. Фомин; зарегистр. 28.10.2011. в ГП «Донецкстандартметрология». – 45 с.

Ключові слова: вантажні вагони, кузов, запаси несучої здатності.

Анотації

У статті подано метод оцінювання запасів несучої здатності елементів кузовів вантажних вагонів. Формалізовано процедуру визначення запасів міцності складових елементів та загальної конструкції кузовів вантажних вагонів, що є базою при проведенні робіт з визначення та використання конструкційних резервів при їх проектуванні, а також при визначенні ресурсу (в тому числі залишкового) з відповідним прогнозуванням в

експлуатації. Наведено приклади застосування запропонованого підходу при оцінюванні втрати несучої здатності елементів кузовів напіввагонів в експлуатації та покращенні міцнісних якостей при проектуванні.

В статті представлено метод оцінювання запасов несущої здатності елементів кузовів грузових вагонів. Формалізована процедура визначення запасів міцності складових елементів та загальної конструкції кузовів грузових вагонів, які є базою при проведенні робіт по виявленню та використанню конструкційних резервів при їх проектуванні, а також при визначенні ресурсу (в тому числі залишкового) з відповідним прогнозуванням в експлуатації. Приведено приклади застосування запропонованого підходу при оцінюванні втрати несущої здатності елементів кузовів напіввагонів в експлуатації та покращенні міцнісних якостей при проектуванні.

The method of evaluation supplies bearing strength of elements baskets freight carriages is presented in the article. Procedure of determination margins of safety component elements and general construction of baskets freight carriages which are a base during the leadthrough of works on an exposure and drawing on construction reserves at their planning formalizovana, and also at determination of resource (including remaining) with the proper prognostication in exploitation. The examples of application offered approach are resulted at the evaluation of loss bearing strength elements of baskets freight gondolas in exploitation and improvement of prochnostnykh qualities at planning.

УДК 629.4.028.1:629.463

*Канд. техн. наук Д.І. Волошин,
асист. І.М. Афанасенко.*

*Cand. of techn. sciences D.I. Voloshin,
assistant I.M. Afanasenko*

**АНАЛІЗ ОСНОВНИХ НЕСПРАВНОСТЕЙ ЕЛЕМЕНТІВ
АВТОЗЧЕПНОГО ПРИСТРОЮ ВАНТАЖНИХ ВАГОНІВ
У ЕКСПЛУАТАЦІЇ**

**ANALYSIS MAIN MALFUNCTIONS ELEMENTS AUTOMATIC COUPLER
FREIGHT CARS IN SERVICE**

Представив д-р техн. наук, професор І.Е. Мартинов

Вступ. Автозчепний пристрій призначений для забезпечення зчеплення одиниць рухомого складу між собою, утримання їх на певній відстані один від одного, передачі по довжних тягових і стискальних зусиль, що виникають у потязі та під час

маневрової роботи, а також зменшення рівня динамічних складових цих зусиль [1]. Умови роботи ударно-тягових пристроїв характеризуються досить високою динамічною навантаженістю вузлів, що обумовлює їх знос та руйнування.

Постановка проблеми і аналіз результатів останніх досліджень. Минуло вже більше 80 років з початку створення автозчепу СА-3 та наступного переведення на нього всього рухомого складу. За цей період концептуальна конструкція набула незначних змін. Так, за останні часи відбулось посилення елементів автозчепу у зв'язку з підвищенням маси потягів та збільшенням вантажообігу. Запропоновані нові конструкції розчпного привода з запобіганням падінню корпусу автозчепу на колії, при його обриві. Проходить експлуатаційні випробування автозчепний пристрій типу СА-4, розробки ВНИИЖТ та Уралвагонзаводу. З'явилися нові типи поглинальних апаратів, значно підвищеної енергоємності. Але аналіз стану несправностей автозчепів СА-3, що потрапили до технічного обслуговування, показує необхідність додаткової уваги до окремих вузлів з метою підвищення їх надійності.

Завданню аналізу стану та удосконаленню конструкції автозчепного пристрою присвячено багато робіт науковців: Біляєва В.І., Голованова В.Г., Коломийченко В.В., Костіної Н.О., Костенко Н.О., Лілєсва С.І., Ступіна Д.О., Феоктістова І.Б. та ін.

Мета статті та викладання основного матеріалу. Аналізуючи останні публікації [1] щодо стану вузлів ударно-тягових пристроїв у експлуатації, можна зробити висновки, що основні несправності мають експлуатаційний і утомний характер.

Якщо розподілити види несправностей за функціональними вузлами: корпус автозчепу, механізм автозчепу, упряжний пристрій, поглинальний апарат, ударно-центруючий пристрій та розчпний привод, маємо (рис. 1), що більшість несправностей, характерних для поглинального апарату та корпусу автозчепу, складає близько 85 %.

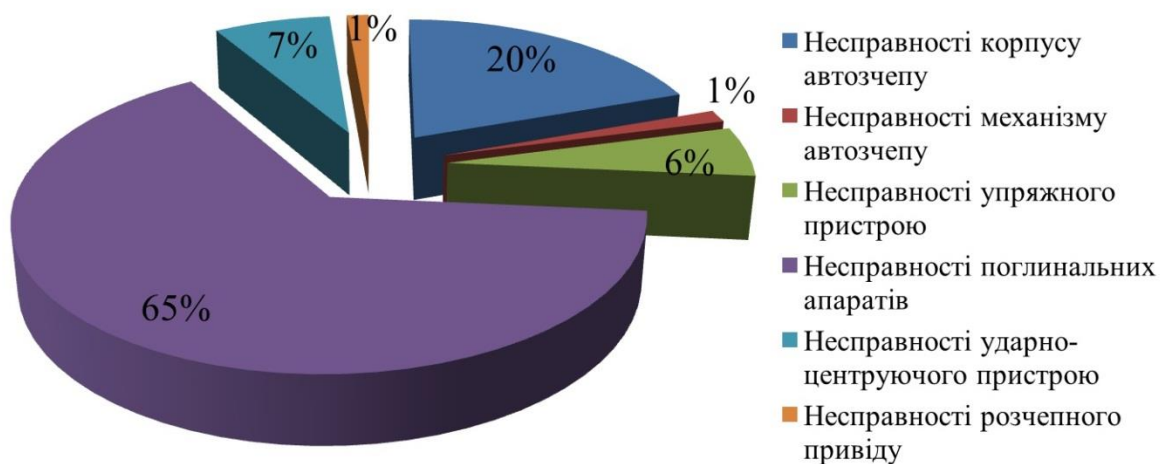


Рис. 1. Діаграма розподілу несправностей автозчепного пристрою за функціональними вузлами

Близько 7 % відсотків займають несправності ударно-центруючого пристрою, 6 % — несправності упряжного пристрою, та близько 1 % — пошкодження механізму автозчепу та розчпного приводу.

До несправностей поглинального апарату відносяться [3, 4] тріщини корпусу апарату, причинами яких є дефекти металу під час виготовлення, зноси та перевищення допустимих навантажень під час співударяння вагонів, злам пружин,

викликаний механічними пошкодженнями від діючих сил. Необхідно зазначити, що несправності такого типу ремонту не підлягають.

Найбільш небезпечними з точки зору забезпечення безпеки руху є тріщини в корпусі автозчепу, виникає можливість обриву та падіння частини корпусу на колію, причиною появи тріщин є дефекти матеріалу, перевищення норм повздовжніх зусиль під час виконання маневрових робіт, помилки машиніста при управлінні потягом. Допускається ремонтувати корпус автозчепу, якщо тріщина не перевищує певних норм.

Несправності упряжного пристрою розглянемо більш ретельно (рис. 2).

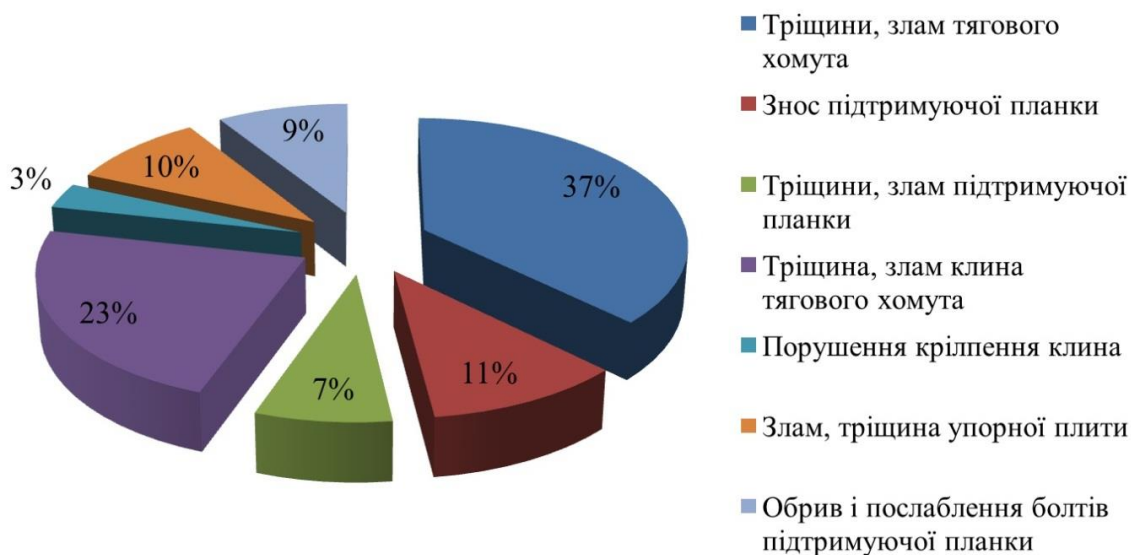


Рис. 2. Діаграма розподілу несправностей упряжного пристрою

Обриви та послаблення болтів підтримуючої балки, а також порушення кріплення клина переважно обумовлені допустимими зміщеннями та перекосами упряжного пристрою у вертикальній і горизонтальній площинах, що викликані різницею висот автозчепів, та приводять до додаткових динамічних навантажень на елементи кріплення та їх руйнування.

Тріщини та злами підтримуючої планки можуть бути викликані дефектами матеріалу, а також значними зусиллями у вертикальній площині ударного характеру.

Найбільша частка припадає на руйнування тягового хомута 37%, причиною таких несправностей є дефекти виготовлення та механічні пошкодження від навантажень. Дослідженню розвитку тріщин у тяговому хомуті присвячені роботи авторів статті [5, 6]. Близько 23% несправностей пов'язані зі зломом або тріщиною клина тягового хомута, що викликано механічними пошкодженнями останнього. Злами та тріщинами упорної плити викликані, як і попередні несправності, дефектами матеріалів та великими динамічними навантаженнями, що притаманні роботі автозчепного пристрою.

Знос підтримуючої планки та нижньої штаби тягового хомута виникає безпосередньо за рахунок їх прямого контакту і становить приблизно 11% від несправностей упряжного пристрою. Так підтримуюча планка зазнає статичного навантаження близько 2400Н (поглинальний апарат Ш-2-В), окрім цього, на підтримуючу планку та елементи її кріплення діють складні вертикальні ударні навантаження.

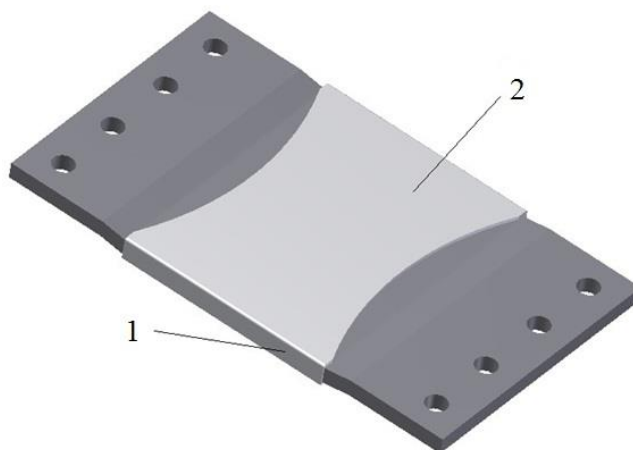
Згідно з [3], допустима норма зносу штаби для ремонту наплавленням, типової конструкції тягового хомута, становить 3

мм. При перевищенні тяговий хомут бракується відправляється до металобрухту. Підтримуюча планка зі зносом вище 4 мм відновлюється наплавленням. Питання зносу цих елементів потребують додаткових досліджень. З метою запобігання зносам, зменшення витрат на ремонт відновленням і попередження бракування авторами запропоновано змінити конструкцію підтримуючої планки [8].

Запропонована підтримуюча планка (рис. 3) пристрою відрізняється від типової 1 тим, що додатково обладнується захисною планкою 2, яка має підвищену твердість, та утримується на підтримуючій

планці за рахунок наявності виступів по краях і вільно надягається на неї, а поперечні рухи захисної планки обмежені формою підтримуючої планки і конструкцією хребтової балки. Захисна планка може бути виконана з зносостійкого матеріалу, що буде запобігати зносу нижньої штаби тягового хомута та підтримуючої планки.

Висновки. Вказані несправності та їх наслідки потребують додаткових досліджень і розробки ряду заходів із запобігання, а також створення удосконаленої конструкції з метою зменшення витрат на ремонт та відновлення вузлів автозчепу.



1 — типова підтримуюча планка; 2 — захисна планка

Рис. 3. Запропонована конструкція підтримуючої планки

Список літератури

1. Вагоны. Основы конструирования и экспертизы технических решений [Текст]: учеб. пособие для вузов ж.-д. транспорта / А.П. Азовский, Е.В. Александров, В.В. Кобищанов, [и др.]; под ред. В.Н. Котуранова. – М.: Маршрут, 2005. – 490 с.
2. Францев, А.Н. Улучшать работоспособность автосцепного устройства [Текст] / А.Н. Францев // Вагоны и вагонное хозяйство. – М.: Синержи, 2009. – № 1. – С. 34-36.
3. Інструкція по ремонту і обслуговуванню автозчепного пристрою рухомого складу залізниць України (нова редакція) [Текст]. – К., 2006. – 156 с.
4. Класифікація несправностей автозчепного пристрою вагона [Текст]: Видання офіційне. – К.: ТОВ «Швидкий рух», 2007. – 120 с.
5. Шевченко, В.В. Довговічність тягового хомута автозчепу вантажного вагона при циклічному навантаженні [Текст] / В.В. Шевченко, Д.І. Волошин, І.М. Афанасенко // Зб. наук. праць. – Харків: УкрДАЗТ, 2009. – Вип. 111. – С. 197-206.

6. Афанасенко, І.М. Статистичне моделювання росту тріщин у тяговому хомуті автозчепу вантажного вагона [Текст] / І.М. Афанасенко // Зб. наук. праць. – Донецьк: ДонІЗТ, 2009. – Вип. 19. – С. 108-115.

7. Підтримуюча планка автозчепного пристрою [Текст]: пат. на корисну модель 66433 Україна: МПК (2011.01) F16S 1/00 / Д.І. Волошин, І.М. Афанасенко; заявник і власник Українська державна академія залізничного транспорту. - № 2011 02505; заявл. 03.03.2011; опубл. 10.10.2012, Бюл. № 1. – 4 с.

Ключові слова: автозчепний пристрій, несправність, упряжний пристрій.

Анотації

У статті авторами проведено аналіз основних несправностей вузлів автозчепного обладнання вантажних вагонів, що зустрічаються в експлуатації. Вказані можливі причини їх виникнення. Наведені можливі шляхи удосконалення конструктивних елементів.

В статье авторами проведен анализ основных неисправностей узлов автосцепного оборудования грузовых вагонов, которые встречаются в эксплуатации. Указаны возможные причины их возникновения. Приведены возможные пути усовершенствования конструктивных элементов.

In article authors analyze basic malfunctions nodes autocoupling equipment freight cars, which are in operation. The possible reasons for their occurrence. The possible ways of improving the structural elements.

УДК 629.423.31

*Канд. техн. наук О.С. Крашенінін,
В.А. Гогаєв*

*Cand. of techn. sciences O.S. Krasheninin,
V.A. Gogayev*

СУЧАСНІ МЕТОДИ ПРОГНОЗУВАННЯ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ТЕД METHODS OF PREDICTION OF TECHNICAL TRACTION ELECTRIC MOTORS

Представив д-р техн. наук, професор А.П. Фалендиш

Вступ і актуальність теми. Відповідно до планово-попереджувальних систем утримання обладнання локомотивів на залізничному транспорті доводиться виконувати значний обсяг робіт, пов'язаних з ТО, ПР, а в ряді випадків з розбиранням і

демонтажем обладнання. Періодичність та обсяг проведення цих заходів потребує удосконалення, оскільки система не враховує індивідуальні особливості експлуатації конкретного обладнання та його реальний стан.

У зв'язку з цим проблема удосконалення системи утримання локомотивів є актуальною. Одним із шляхів її вирішення є розробка ефективних методів прогнозування стану обладнання на основі використання багатофакторних моделей процесу старіння.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Розглянемо систему утримання ТЕД. Прогнозування є невід'ємною частиною системи забезпечення їх експлуатаційної надійності, що створює науково обґрунтовані передумови для визначення оптимальних термінів проведення ТО і ремонтів. Таке прогнозування доцільно проводити на основі використання математичних моделей зміни стану найбільш "слабкого" елемента даної електротехнічної системи. У переважній більшості випадків відмови ТЕД відбуваються через пошкодження обмоток статора (85-95 %), причому значну частину (30 %) з них складають зносіві відмови, зумовлені старінням ізоляції під впливом факторів навколишнього середовища та режимів роботи. Тому прогнозування технічного стану ТЕД доцільно здійснювати із застосуванням багатофакторних моделей старіння ізоляції.

Існуючі моделі старіння ізоляції електродвигунів не дозволяють в повній мірі ефективно прогнозувати зміну її технічного стану в реальних умовах експлуатації, так як вони або не повністю враховують комплекс факторів навколишнього середовища та режимів роботи, або технічний стан ізоляції описується інформативними параметрами, використання яких призводить до певних труднощів при адекватному і комплексному описі динаміки зміни стану об'єкта в процесі експлуатації.

Основна частина. Багаторічний досвід експлуатації електровозів на різних залізницях нашої країни показує, що тягові двигуни електровозів змінного струму працюють у більш важких умовах, ніж двигуни електровозів постійного струму, і

мають нижчу експлуатаційну надійність [5]. Під надійністю звичайно розуміють властивість тягових двигунів безвідмовно виконувати свої робочі функції протягом встановленого строку (пробігу) в певних умовах експлуатації, що характеризуються як зовнішніми впливами, так і рівнем технологічного обслуговування. Відмовою тягового двигуна вважають повну або часткову втрату ним працездатності, тобто стан, при якому він не може виконувати свої робочі функції.

Суттєвою особливістю факторів, що впливають на зміну технічного стану (ТС,) є їх коливання у часі, яке має випадковий характер. До чинників, які можуть найбільш істотно вплинути на швидкість зміни ТС, відносяться: технологічні навантаження, міцнісні характеристики матеріалу, геометричні розміри обладнання, дотримання умов технологічного процесу, якість технічного обслуговування і ремонту та ін. Випадковий характер розглянутих факторів призводить до випадкового характеру зміни ТС, отже, і термінів відмови.

Для визначення характеристик надійності тягових двигунів необхідно мати відомості про відмови їх в експлуатації, основними видами яких зазвичай вважають: перекидання дуги або круговий вогонь по колектору; перевищення норм радіального биття або вироблення робочої поверхні колектора, розпушений колектора або деформація профілю його робочої поверхні; підвищений знос або покол щіток; падіння опору ізоляції обмотки якоря нижче норми, пробій або міжвіткове замикання обмотки якоря; пробій ізоляції компенсаційної обмотки головних або додаткових полюсів; пробій ізоляції кронштейна щіткотримача або міжкотушечних сполук, перемичок, вивідних кабелів; виплавлення припою півників колекторів; руйнування бандажа обмотки якоря; руйнування, заклинювання, стукіт роликотримальника, викидання мастила з підшипника; перевищення норм

знос у вала якоря, підшипникових щитів, остова; значне вироблення або злам обойми щіткотримача; викришування або підвищене вироблення моторноосьових підшипників. Точна реєстрація відмов тягових двигунів у локомотивних депо в залежності від їх пробігу з моменту будови або заводського ремонту, аналіз і обробка цих статистичних даних методами математичної статистики дозволяють визначити основні показники надійності тягових машин.

Так, зв'язок збільшення випадків втрати опору мікастрічкової ізоляції якоря і

її пробою з підвищенням вологості і зниженням температури навколишнього середовища ілюструється кривими (рис. 1), побудованими за даними експлуатації електровозів ВЛ80^к з тяговими двигунами НБ-418К. Аналіз досвіду експлуатації тягових двигунів в осінньо-зимовий період показує, що підвищення вологості їх електричної ізоляції відбувається не стільки при дощах і снігопадах, скільки при різких змінах мінусової температури з перепадом в 20°C і більше.

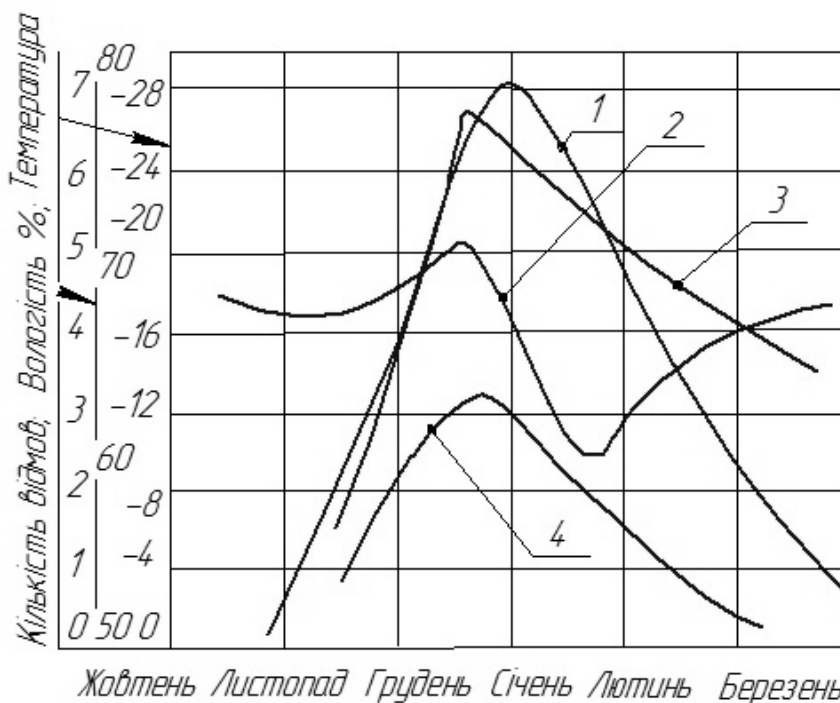


Рис. 1. Розподіл відмов тягових двигунів залежно від кліматичних умов:
 1 – середньомісячна температура; 2 – відносна вологість;
 3 – відмови двигунів НБ-418К; 4 – зниження опору ізоляції та пробою якорів

Таким чином, вирішення проблеми забезпечення надійної роботи ТЕД повинно передбачати здійснювання комплексу заходів, одним з яких є прогнозування технічного стану їх ізоляції на базі математичного моделювання [14].

Існуючі математичні моделі, що дозволяють прогнозувати надійність і технічний стан ізоляції ТЕД, можна розділити на класи за такими ознаками [1-7]:
 - за метою моделювання: технічного стану та надійності;

- за характером досліджуваних процесів: детерміновані та стохастичні;

- за динамікою досліджуваних процесів: статичні і динамічні;

- за кількістю факторів, що впливають, які враховуються в моделі: однофакторні і багатфакторні;

- за кількістю контрольованих параметрів, що описують технічний стан об'єкта дослідження: одновимірні і багатовимірні;

- за джерелом інформації, на основі якого отримують відомості про досліджувані процеси: моделі, синтезовані на основі результатів прискорених лабораторних випробувань, і моделі, отримані в результаті обробки даних підконтрольної експлуатації та діагностики об'єктів у реальних умовах експлуатації.

Сучасні методи прогнозування надійності та технічного стану ТЕД можна класифікувати [1-7]:

- за типом об'єкта прогнозування: індивідуальний і груповий;

- за підходом до вирішення самої задачі прогнозування: екстраполяція і статистична класифікація;

- за застосуванням математичним апаратом: методи екстраполяції і інтерполяції; методи, які використовують апарат регресійного і кореляційного аналізу; методи, що використовують факторний аналіз.

Дані класифікації моделей і методів прогнозування є класифікаціями паралельно-послідовного типу [3, 8], які наочно подають сукупності моделей і методів сучасного прогнозування технічного стану та надійності ізоляції ТЕД як деякої системи у вигляді ієрархічного дерева.

Розроблені моделі надійності та технічного стану, маючи багато переваг, описують лише певні сторони процесу старіння ізоляції ТЕД.

Аналітичні моделі, як правило, пов'язують процес старіння ізоляції не більше ніж з двома-трьома експлуата-

ційними чинниками. Спроби врахувати більшу кількість вихідних параметрів приводять до громіздкості моделі, що знижує її практичну цінність.

Основним недоліком імовірнісних моделей є складність отримання статистичних даних, які враховують всю різноманітність умов експлуатації. Такі моделі використовуються переважно для розрахунку надійності ТЕД на стадії проектування та виготовлення.

На етапі експлуатації найбільш ефективними є емпіричні (формальні) моделі, які описують у явному вигляді залежність зміни параметрів технічного стану ізоляції від впливу факторів навколишнього середовища та режимів роботи. Регресійні моделі дозволяють враховувати залежність вихідного параметра моделі від будь-якої кількості вхідних параметрів і всіляких їх сукупностей, але при цьому не враховують попередній стан спостережуваного параметра, тобто будуються за єдиним тимчасовим розтином. Модель авторегресії змінного середнього описує процес динамічно, тобто розгорнутим у часі, але абсолютно ігноруються вхідні параметри, зводячи суму експлуатаційних впливів до "білого шуму".

Аналіз сучасного спектру формальних моделей старіння ізоляції ТЕД показує [1]:

- моделі на основі простих стандартних функцій широко використовуються в практиці інженерних розрахунків, які вимагають простих моделей прогнозування технічного стану ізоляції ТЕД для наближеної оцінки її залишкового терміну служби. Вони описують трендову складову процесу старіння ізоляції. Метод прогнозування на основі даних моделей відноситься до наближених, але його відрізняє простота, наочність подання процесу і порівняльна нескладність обчислювальних операцій при практичному використанні;

- регресійні моделі використовуються для опису статистичних залежностей, які

мають детермінований характер. Дані моделі набули широкого розповсюдження при обробці експериментальних лабораторних випробувань на надійність обладнання локомотивів, де чітко визначені впливові фактори;

- найбільш точними з точки зору прогнозування і ефективними є багатофакторні динамічні стохастичні моделі. Вони враховують у явному вигляді цілий комплекс зовнішніх і внутрішніх впливових факторів, стан об'єкта в попередні періоди часу, а також включають випадок впливу, невраховані явно в наборі вхідних параметрів моделі, і використовуються при обробці експериментальних даних підконтрольної експлуатації та діагностики ізоляції ТЕД. Дані моделі найбільш підходять для прогнозування випадкових динамічних процесів, до яких відносять старіння ізоляції ТЕД в реальних умовах експлуатації.

Розглянемо детальніше побудову математичної моделі старіння ізоляції ТЕД.

Ізоляція ТЕД являє собою багатокомпонентну електроізоляційну систему. У процесі експлуатації на неї діє широкий комплекс дестабілізуючих чинників, що призводять до зміни її стану.

При дослідженні процесу старіння ізоляції ТЕД правомірно використовувати системний підхід, розглядаючи ТЕД як єдину цілісну багатокомпонентну систему, а сам процес старіння - як зміну станів системи [9].

Процес старіння відносять до класу динамічних процесів, в яких можна виділити детерміновану і випадкову складові. Реалізація самого процесу старіння об'єкта в умовах експлуатації має випадковий характер.

Загальний опис математичної моделі старіння ізоляції ТЕД і етапи її побудови подано на рис. 2.

Електроізоляційну систему ТЕД можна розглядати як граничну систему. При впливі на таку систему зовнішніх і

внутрішніх чинників, які не перевищують деяких гранично допустимих значень, процес її старіння стабільний на певному рівні і постійний на певному інтервалі часу, а при їх перевищенні цей процес прискорюється і стає нестационарним.

Тому стан даної системи можна описати інтегральними характеристиками, які обчислюються на основі обліку процесу зміни відповідних параметрів впливу, їх гранично допустимих значень, що показують деяку сумарну дозу впливу фактора за певний проміжок часу експлуатації [1, 12, 13].

Виділення з усієї сукупності чинників лише істотних призводить до структурного спрощення моделі та зручного її застосування в подальшому на практиці [1].

$$H = \begin{cases} 0, & \text{при } h \leq h_{\text{доп}} \\ \sum_{i=1}^T \int_0^t (h(t) - h_{\text{доп}}) dt & \end{cases} \quad (1)$$

де H - інтегральна експлуатаційна характеристика;

h - параметр експлуатації ($h = f(T, F, \varphi, \Delta t)$);

$h_{\text{доп}}$ - гранично припустиме значення параметра експлуатації за технічними умовами (ТУ) для конкретного типу ТЕД;

t - час впливу фактора;

T - час експлуатації ТЕД.

У результаті аналізу умов експлуатації ТЕД на виробництві та їх впливу на процеси старіння ізоляції прийнято виділяти дві групи істотних факторів, що впливають на технічний стан ізоляції. Першу групу чинників складають умови навколишнього середовища, а другу групу - режими роботи. Виходячи з перерахованих вище властивостей електроізоляційної системи ТЕД і вимог до опису динамічних процесів, умови навколишнього середовища описуються параметрами мікроклімату: температурою навколишнього середовища $T_{\text{пов}}$, °С; відносною вологістю навколишнього

повітря $\varphi_{\text{пов}},\%$; концентрацією агресивних домішок $N_{\text{агр.пр.}}, \text{мг}/\text{м}^3$, і пилу $N_{\text{пилу}}, \text{мг}/\text{м}^3$. Дані параметри навколишнього середовища не є безперервно сезонними і добово

змінними величинами. У математичній моделі старіння ізоляції ТЕД вони подані у вигляді часових рядів середньомісячних значень.

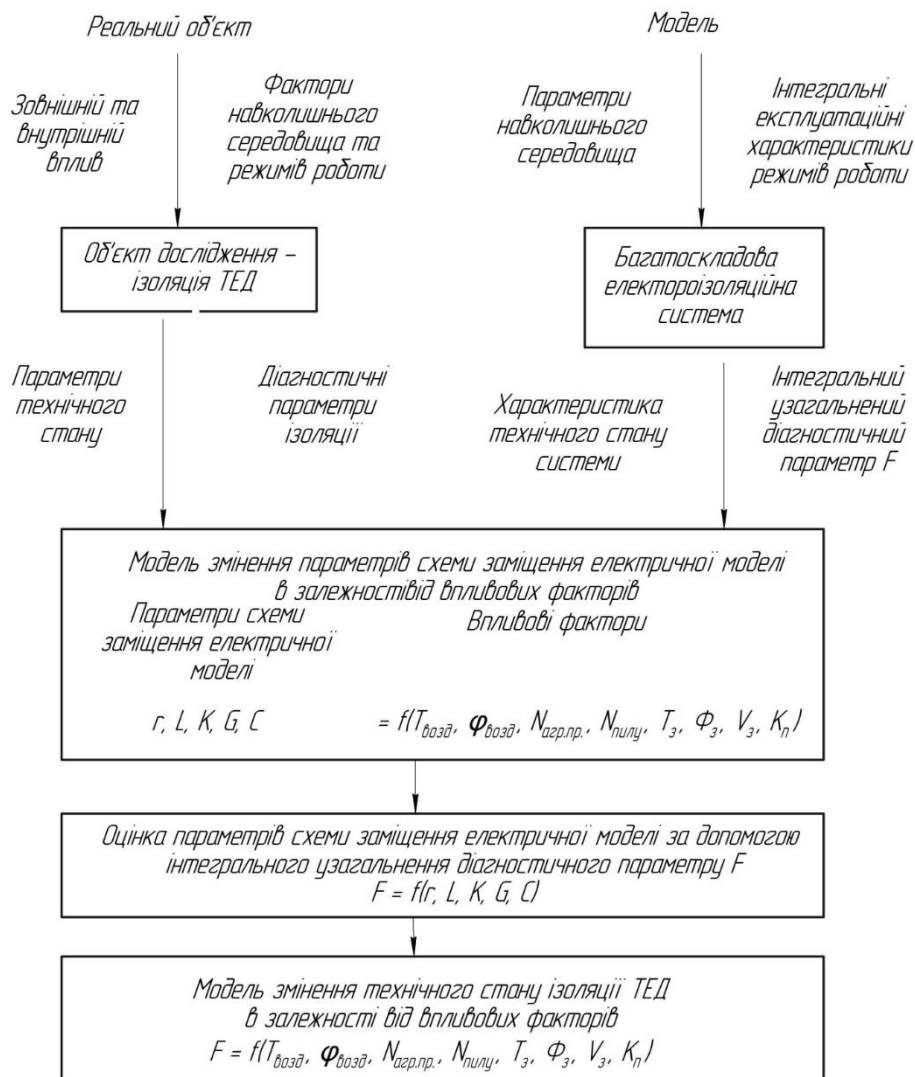


Рис. 2. Загальний опис математичної моделі старіння ізоляції ТЕД та етапи її побудови

Висновки

1. У результаті теоретичного дослідження встановлено, що основний вплив на старіння ізоляції ТЕД в умовах експлуатації чинять: зволоження, дія хімічно агресивних речовин, теплові впливи в режимі перевантаження, механічні та термомеханічні навантаження, вібрація, комутаційні навантаження. При

цьому старіння ізоляції в основному обумовлено впливом вологи, теплових навантажень і вібрації, а впливи комутацій і хімічно агресивного середовища тільки стимулюють цей процес. На підставі цього визначено комплекс істотних впливових факторів для умов роботи ТЕД на залізничному транспорті.

Існуючі сучасні методи, алгоритми та методика прогнозування технічного стану ізоляції ТЕД дозволяють з високою точністю передбачати зміну технічного стану ізоляції в залежності від умов експлуатації, за умови достатньо повних даних за параметрами навколишнього середовища та режимів роботи ТЕД [1-7, 9-11].

2. Аналіз існуючих математичних моделей і результати виконаних досліджень показали, що для цілей прогнозування технічного стану ізоляції ТЕД найбільш ефективними є динамічні стохастичні

моделі (для наближених інженерних розрахунків) та детерміновані моделі на основі простих стандартних функцій (для точних розрахунків) [1-7, 3, 8].

3. Для цілей прогнозування технічного стану ТЕД процес старіння його ізоляції можна подати у вигляді математичної моделі зміни стану системи в часі, входами якої є впливові фактори навколишнього середовища та режимів роботи, а виходами - параметри, за допомогою яких можна оцінити технічний стан ізоляції.

Список літератури

1. Гутов, И.А. Прогнозирование состояния электродвигателей на основе использования многофакторных моделей старения изоляции [Текст]: дис. ... канд. техн. наук / И.А. Гутов. – Барнаул, 1997. – 265 с.
2. Гаскаров, Д.В. Прогнозирование технического состояния и надежности радиоэлектронной аппаратуры [Текст] / Д.В. Гаскаров, Т.А. Голинкевич, А.В. Мозгалевский; под ред. Т.А. Голинкевича. – М.: Сов. радио, 1974. – 224 с.
3. Теория прогнозирования и принятия решений [Текст] / С.А. Саркисян, В.И. Каспин, В.А. Лисичкин [и др.]; под ред. С.А. Саркисяна. – М.: Высш. школа, 1977. – 351 с.
4. Справочник по электрическим машинам [Текст]: в 2 т. / под общ. ред. И.П. Копылова, Б.К. Клокова. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – Т. 1. – 456 с.
5. Надежность и эффективность в технике [Текст]: справочник. В 10 т. Т.9. Техническая диагностика / Под общ. ред. В.В. Клюева, П.П. Пархоменко. – М.: Машиностроение, 1987. – 352 с.
6. Горский, Л.К. Статистические алгоритмы исследования надежности [Текст] / Л.К. Горский. – М.: Наука, 1970. – 219 с.
7. Барлоу, Р. Статистическая теория надежности и испытания на безотказность [Текст] / Р. Барлоу, Ф. Крошан. – М.: Наука, 1984. – 234 с.
8. Старик, Д.Э. Прогнозирование и эффективность научно-технического прогресса [Текст] / Д.Э. Старик, В.И. Каспин. – М.: МАИ, 1975. – 60 с.
9. Перегудов, Ф.И. Введение в системный анализ [Текст]: учеб. пособие для вузов / Ф.И. Перегудов, Ф.П. Тарасенко. – М.: Высш. шк., 1989. – 367 с.
10. Современные методы идентификации систем [Текст] / П. Эйкхофф, А. Ванечек, Е. Савараги [и др.]: пер. с англ. / под ред. П. Эйкхоффа. – М.: Мир, 1983. – 400 с.
11. Кашьяп, Р.Л. Построение динамических стохастических моделей по экспериментальным данным [Текст] / Р.Л. Кашьяп, А.Р. Рао. – М.: Наука, 1983. – 384 с.
12. Хомутов, О.И. Система технических средств и мероприятий по повышению надежности электрооборудования [Текст]: учеб. пособие / Алт. политехн. ин-т им. И.И. Ползунова. – Барнаул, 1989. – 95 с.
13. Хомутов, О.И. Система технических средств и мероприятий повышения эксплуатационной надежности изоляции электродвигателей, используемых в сельскохозяйственном производстве [Текст]: дис. ... д-ра техн. наук. – Челябинск, 1992. – 450 с.

14. Курочка, А.Л. Увеличение срока службы тяговых электродвигателей [Текст] / А.Л. Курочка, Л.Л. Зусмановская. – М.: Транспорт, 1970. – 136 с.

Ключові слова: експлуатація; прогнозування; потужність; електровоз; електродвигун; випробування; ізоляція; ремонт; модернізація; технічний стан.

Анотації

Наводяться результати досліджень з прогнозування технічного стану тягового електродвигуна, математичні моделі прогнозування старіння ізоляції. Метод побудови математичної моделі старіння ізоляції.

Приводятся результаты исследований по прогнозированию технического состояния тягового электродвигателя, математические модели прогнозирования старения изоляции. Метод построения математической модели старения изоляции.

The results of research on the prediction of the technical condition of the electrical motor traction, mathematical models predict the aging of insulation. The method of constructing a mathematical model of aging insulation.

УДК 624.152.61

Т.Е. Петровська (ХНУБА)

T.E. Petrovskaya

ЖИТТЄВИЙ ЦИКЛ ПРОЕКТУ ТА ЙОГО УДОСКОНАЛЕННЯ ПІД ЧАС ВПРОВАДЖЕННЯ ПРОЕКТУ

PROJECT LIFE CYCLE AND ITS IMPROVEMENT BY THE PROJECT

Представив д-р техн. наук, професор В.В. Фурсов

Постановка проблеми. Проектна діяльність пронизує сьогодні всі сфери функціонування будь-яких підприємств: у маркетингу — це проекти маркетингових досліджень, рекламних акцій, виведення на ринок нових продуктів, завоювання нових ринків збуту; у дослідно-конструкторських підрозділах — це проекти розробки нових продуктів, технологій; у виробництві — проекти освоєння випуску нової продукції, технічного переозброєння, впровадження нових технологій; у збуті — проекти побудови торговельно-збутової мережі... Із

входженням підприємств у ринок актуальними стають комплексні проекти їх реструктуризації з низкою субпроектів зі зміни продуктового портфеля, організаційної та виробничої перебудови, впровадження фінансового менеджменту, контролінгу тощо.

Проектна діяльність має вплив на стан підприємства, у межах якого вона здійснюється. Працездатність цієї системи залежить від якості формування портфелю проектів та ефективності їх оцінки на передінвестиційній фазі.

Мета дослідження. Розглянути існуючі підходи щодо життєвого циклу проекту та удосконалити його шляхом доповнення необхідними видами робіт передінвестиційної фази. Це дасть можливість своєчасного внесення змін в стратегію діяльності проектно-орієнтованих підприємств.

Основна частина (результати експериментального дослідження). Фази

життєвого циклу проекту подано на рис. 1 (складено на основі [1]).

Згідно з даними «Словника-довідника з питань управління проектами» (за ред. С.Д.Бушуєва), «фаза проекту – це певний обмежений проміжок часу виконання проекту, раціонально виділений у відношенні до інших проміжків» [1]. У даній роботі розглядається характеристика типових фаз життєвого циклу проекту.

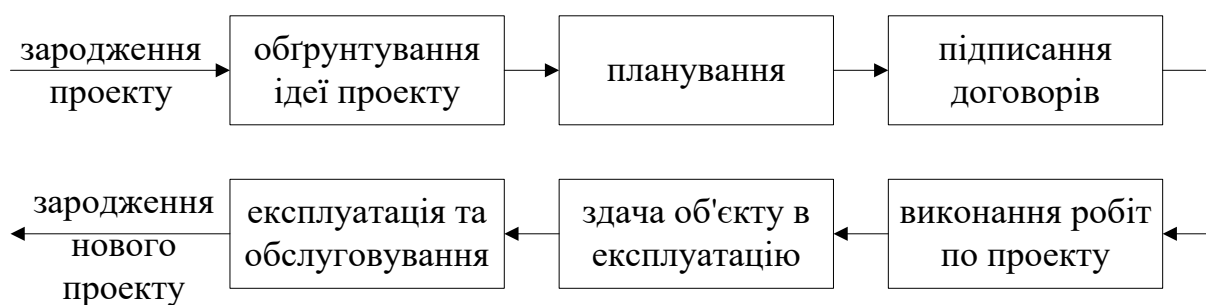


Рис. 1. Типові фази життєвого циклу проекту

Серед ряду визначень поняття «життєвий цикл проекту» доцільно навести найбільш поширені з них. Зокрема, у «Керівництві з основ проектного менеджменту» термін «життєвий цикл проекту» трактується таким чином: «множина послідовних фаз проекту, назви та кількість яких визначається залежно від потреб контролю організації або організацій, залучених до проекту» [2]. Перевагою даного визначення є те, що його автор наголошує на тісному зв'язку сутнісних і кількісних характеристик фаз життєвого циклу з конкретними інтересами, потребами, пріоритетами тощо відповідних залучених організацій та зацікавлених осіб.

«Словник-довідник з питань управління проектами» (за ред. С.Д. Бушуєва) містить щонайменше два визначення терміну «життєвий цикл проекту». По-перше, життєвий цикл проекту (Project Life Cycle) визначається як «проміжок часу між моментом появи проекту й моментом його ліквідації» [1].

По-друге, дане поняття може мати дещо ширше визначення, а саме: «це послідовність фаз проекту, потрібних для досягнення визначеної мети, з моменту формування концепції проекту до його завершення, включаючи реалізацію й використання» [1]. Обидва вищенаведені визначення є науково обґрунтованими. Якщо у першому з них наголос робиться на тривалості проекту та окремих його фаз, то зміст другого визначення зосереджено переважно на структурованості проекту, на його поділі на конкретні фази або етапи.

На основі наведеного вище можна сформулювати визначення поняття «життєвий цикл проекту», яке не суперечить жодному зі згаданих у даній статті визначень і включає основні положення кожного з них. Отже, життєвий цикл проекту – це сукупність кількісно та сутнісно залежних від специфіки проекту фаз від початку до завершення (ліквідації) проекту, поетапна реалізація яких забезпечує досягнення поставлених перед проектом завдань.

Змістовно та стисло графічну інтерпретацію життєвого циклу проекту подали Грей К.Ф. та Ерік У. Ларсон [3], що показано на рис. 2.

Розглядаючи життєвий цикл проекту, автори графіка виділяють рівень зусиль як один з визначальних параметрів. З графіка видно, що рівень зусиль поступово зростає до і частково протягом реалізації фази виконання, після якої спостерігається його поступове зменшення. Зростання рівня зусиль обумовлюється поетапним збільшенням кількості роботи за проектом і підвищенням ступеня її складності протягом життєвого циклу. На фазі доставки

обсяги робіт за проектом скорочуються, а відповідно, і рівень зусиль зменшується.

Окрім графічного виразу (рис. 2) життєвого циклу проекту, у статті подано стислий опис відображених фаз. На фазі „визначення” запропонована ідея конкретизується: окреслюються мета, задачі, основні принципи й положення проекту, висуваються найважливіші вимоги до складу та членів команди проекту, рівня їх відповідальності за прийняті зобов’язання в рамках проекту. Рішення, прийняті на фазі визначення, становлять основу, своєрідний фундамент проекту. До головної мети, принципів і положень проекту суттєві зміни, як правило, не вносяться.

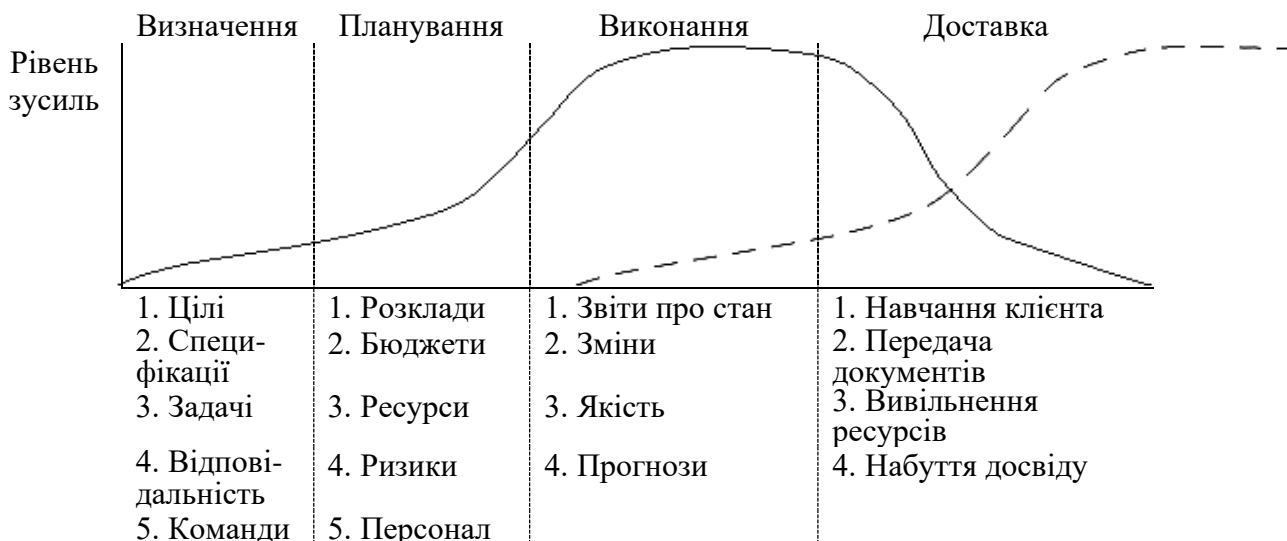


Рис. 2. Життєвий цикл проекту [3]

Плани, розклади, бюджети тощо, розроблені на фазі „планування”, по ходу реалізації проекту можуть змінюватися. На фазі „виконання” в них вносяться зміни, доповнення, поправки, які дозволяють робити проект більш гнучким, адаптованим й адекватним навколишньому середовищу, в якому реалізується даний проект.

Характерною особливістю фази „виконання” є безпосередня реалізація проекту на практиці, створення об’єкта проекту, а також контроль за процесом виконання та якістю робіт за проектом;

формулюються звіти про хід виконання проекту та реалізацію за окремими елементами об’єкта проекту; розробляються прогнози стосовно подальшого функціонування об’єкта проекту.

На останній фазі життєвого циклу проекту „доставка” здійснюється навчання персоналу організації-клієнта у ефективній і безпечній роботі з проектом або створеним в результаті його реалізації об’єктом. Окрім того, формується, акумулюється та передається замовнику весь комплекс необхідної документації. На

останній фазі життєвого циклу проекту аналізується сам проект, виконана в його рамках робота, сильні та слабкі сторони, переваги, успіхи, недоліки, невдачі, їх причини, формулюються рекомендації щодо їх запобігання або усунення їх негативних наслідків і т.п., що в загальній сукупності становить набутий досвід, який буде використовуватися командою проекту в майбутній роботі над подібними проектами [3].

Найбільш узагальнено фази життєвого циклу подав Дункан Вільям Р., обравши як визначальні два параметри: час і рівень вартості та кількість персоналу – автор виділив такі фази життєвого циклу проекту [2]:

- початкова фаза – ініціація проекту, попередня обробка ідеї проекту, визначення місії проекту та найбільш принципових його властивостей і характеристик; формування концепції проекту, загального уявлення про проект;

- перехідні фази (одна чи кілька) – ґрунтовна робота над основними складовими та деталями проекту, безпосередня реалізація проекту на практиці; характеризується досягненням на певному етапі найвищого рівня вартості та кількості залученого до впровадження

проекту персоналу; кількість перехідних фаз життєвого циклу проекту прямо залежить від рівня масштабності, складності та тривалості самого проекту;

- заключна фаза – включає діяльність, здійснення якої забезпечує належне завершення, закриття проекту; дана фаза доходить кінця при ліквідації проекту, тобто або остаточного створення (зведення) об'єкта проекту, або демонтажу об'єкта проекту.

Наведений вище підхід до розподілу життєвого циклу проекту на фази є, по суті, досить спрощеним, проте властивим для всіх проектів, незалежно від їх сутнісних, часових, фінансових та інших характеристик.

Широковідомою є точка зору, згідно з якою життєвий цикл проекту можна умовно поділити на чотири фази (рис. 3): передінвестиційна, інвестиційна, експлуатаційна, фаза закриття проекту.

Поєднавши проаналізовані підходи до життєвого циклу проекту (рис. 1, 3) можна зробити висновок, що в одному з них подаються загальновизнані фази проектування, а в іншому розглядаються види робіт, які забезпечують ці фази. Все перераховане вище можна подати у вигляді таблиці.



Рис. 3. Схема поділу життєвого циклу проекту на фази [4]

Перелік видів робіт, що виконуються у межах фаз

| Фаза проекту | Види робіт у межах фази |
|-------------------|---|
| Передінвестиційна | - формування портфелю проектів; - обґрунтування ідеї проекту; - планування; - підписання договорів |
| Інвестиційна | - виконання робіт за проектом; - здача об'єкта в експлуатацію |
| Експлуатаційна | - експлуатація; - обслуговування |
| Закриття | |

В таблиці кожна фаза структурована за конкретними видами робіт. На думку автора даної роботи, на передінвестиційній фазі для обґрунтування актуальності впровадження проекту необхідно здійснювати оцінку працездатності системи. Вона створить умови для визначення стану процесі, що відбуваються до початку проектування та виявлення найбільш ризикованих галузей, які потребують своєчасних змін. Це дасть можливість формувати портфель проектів та вчасно визначати, який саме проект є актуальним у теперішній час. А уже після обрання проекту застосувати ТЕО для підрахунку показників його ефективності. Тому, на думку автора, кожному проектно-орієнтованому підприємству необхідно використовувати оцінку працездатності його стану за допомогою системи математичних методів.

Різні керівники проектів розглядають питання життєвого циклу по-різному, значною мірою на це впливають характер та особливості того чи іншого проекту, його зміст.

Висновки з дослідження і перспектива, подальший розвиток у даному напрямку. Передінвестиційна фаза відіграє найважливішу роль у реалізації проекту, тому що закладає основи оптимізації кількісних і якісних параметрів, дозволяє домогтися розумного співвідношення між витратами й ризиками при прийнятті рішень із питань реалізації проекту. Ретельно проведені передінвестиційні дослідження – найважливіша умова успішності проекту в цілому. Тому автором запропоновано ввести до її складу оцінку стану працездатності системи, що перебуває в умовах проектування. Це сприятиме правильному вибору галузі підприємства, яка потребує своєчасних змін та дозволить домогтися розумного співвідношення між витратами й ризиками при прийнятті рішень із питань реалізації проекту. Усе це дає змогу своєчасно оцінювати та при необхідності вносити зміни до стратегії подальшого розвитку системи. Це забезпечить працездатність її діяльності.

Список літератури

1. Бушуєв, С.Д. Словник-довідник з питань управління проектами [Текст] / С.Д. Бушуєв. – К.: Видавничий дім «Деловая Украина», 2001.– 640 с.
2. Дункан Вільям, Р. Керівництва з питань проектного менеджменту [Текст] / Вільям Р. Дункан, С.Д. Бушуєва. – К.: Інститут менеджменту і бізнесу, 2000.– 197 с.

3. Грей, К.Ф. Управление проектами [Текст]: практич. пособие. / К.Ф. Грей, Э.У. Ларсон. – М.: Дело и Сервис, 2003.– 527 с.

4. Катасонов, В.Ю. Проектное финансирование [Текст]: Мировой опыт и перспективы для России / В.Ю. Катасонов, Д.С. Морозов, М.В. Петров. – М.: Анкил, 2001. – 312 с.

Ключові слова: проект, проектна діяльність, життєвий цикл проекту, фази, передінвестиційна фаза, надійність.

Анотації

Проведено аналіз існуючих підходів щодо життєвого циклу проекту та удосконалення його шляхом доповнення необхідними видами робіт передінвестиційної фази. Це дасть змогу для своєчасного внесення змін в стратегію діяльності системи під час впровадження проекту.

Проведен анализ существующих подходов к жизненному циклу проекта и усовершенствованию его путем дополнения необходимыми видами работ прединвестиционной фазы. Это даст возможность для своевременного внесения изменений в стратегию деятельности системы во время внедрения проекта.

Analysis of the existing approaches to the project life cycle and improved it by supplementing the necessary kinds of work the pre-investment phase. This will give the opportunity for timely внесения changes in the strategy for the activity of the system during project implementation.

**ТЕЗИ ДОПОВІДЕЙ МІЖНАРОДНОЇ НАУКОВО-ПРАКТИЧНОЇ
КОНФЕРЕНЦІЇ, ПРИСВЯЧЕНОЇ 60-РІЧЧЮ ЗАСНУВАННЯ
КАФЕДРИ ВАГОНІВ:
ВАГОНИ НОВОГО ПОКОЛІННЯ – ІЗ ХХ В ХХІ СТОРІЧЧЯ**

УДК 629.4

*Ю.Я. Водяников, А.М. Сафронов,
Т.В. Шелейко*

*Y.Ya.Vodyannikov, A.M. Safronov,
T.V. Sheleyko*

**ВЛИЯНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ НА КОЭФФИЦИЕНТ ТРЕНИЯ
КОМПОЗИЦИОННОЙ КОЛОДКИ**

**INFLUENCE OF TEMPERATURE ON THE FRICTION COEFFICIENT
COMPOSITE BLOCK**

Тормозная эффективность единиц подвижного состава железных дорог является одним из основных факторов, влияющих на безопасность движения поездов. В настоящее время наибольшее распространение на железнодорожном транспорте получили фрикционные пневматические тормозные системы, в которых тормозная сила реализуется за счет коэффициента трения и силы прижатия тормозных колодок к поверхности катания колеса. При торможении кинетическая энергия поезда превращается в другие виды энергии, в основном в тепловую, и сопровождается повышением температуры фрикционных узлов. Очевидно, температура может оказывать влияние на величину коэффициента трения и, следовательно, на тормозную эффективность поезда. Особую важность указанные проблемы приобретают для грузовых вагонов с повышенными осевыми нагрузками и скоростями движения до 140 км/ч и выше. Поэтому задачи, связанные с исследованиями влияния температуры

нагрева колеса при торможении на коэффициент трения тормозной колодки, являются актуальными.

Решение поставленной проблемы на натуральных образцах в реальных условиях эксплуатации связано со значительными трудностями, поэтому предлагается выполнять ее в два этапа: на первом этапе определяются общие закономерности и характер зависимости коэффициента трения от температуры, второй этап состоит в уточнении фактических характеристик процессов торможения на натуральных образцах в реальных условиях эксплуатации. Исследования на первом этапе целесообразно проводить на инерционном стенде, который позволяет имитировать условия эксплуатации и реализовать различные скорости в начале торможения и в дальнейшем конкретизировать цели и задачи исследований на натуральных образцах.

Выполненные исследования свидетельствуют о неоднозначной зависимости коэффициента трения от температуры:

- пороговые значения температур, до достижения которых коэффициент трения увеличивается, составили при силе нажатия колодки на колесо 10 кН – 85 °С, при силе нажатия колодки на колесо 20 кН – 120 °С;
- сухие и влажные условия торможения отличаются как по характеру изменения коэффициентов трения, так и по их величинам;
- коэффициенты трения выше при силе нажатия 10 кН, чем при силе нажатия 20 кН.

Таким образом, для повышения тормозной эффективности требуется:

- предварительный разогрев колодки и колеса, который может быть осуществлен в процессе последовательных регулировочных торможений поезда;
- при торможении необходимо учитывать погодные условия, так как повышенная влажность уменьшает коэффициент трения.

УДК 629.4

А.В. Гречко, О.Є. Ніщенко, Т.В. Шелейко

A.V. Grechko, A.E. Nishchenko, T.V. Sheleyko

КОНСТРУКЦІЯ ТА ПРИНЦИП ДІЇ РОЗЧІПНОГО ПРИСТРОЮ

DESIGN AND PRINCIPLE OF OPERATION UNCOUPLER DEVICE

Виконання поїзних гальмівних випробувань за методом «кидання» потребує, крім злагодженої роботи усього персоналу, що бере участь у випробуваннях, застосування більш досконалого випробувального обладнання, зокрема, пристрою для автоматичного розчеплення автозчепу вагона-лабораторії з наступним перекриттям кінцевого крана для запобігання витоку стисненого повітря з гальмівної системи після відокремлення дослідного вагона.

Розчіпний пристрій складається з пульта управління, пристрою розчеплення автозчепу і пристрою перекриття кінцевого крана та виконаний як окрема електропневматична система, живлення стисненим повітрям якої здійснюється через роз'єднувальний кран від гальмівної магістралі вагона-лабораторії, де він встановлений.

Пульт управління призначений для дистанційного електричного керування механізмом розчеплення вагона-лабораторії

і дослідного вагона. До складу пульта управління входять електричні кола керування електропневматичними клапанами пристроїв розчеплення автозчепу і перекриття кінцевого крана, а також сигналізації щодо їх стану. Корпус пульта управління забезпечує необхідну фіксацію його складових частин та захист від зовнішніх механічних факторів. На передню панель пульта управління виведені кнопка вмикання розчіпного пристрою та сигнальні лампи (зелена – «розчеп увімкнено», червона – «кінцевий кран перекрито»).

Випробувальне обладнання (складові частини пристрою разом з кабелями і трубопроводами) змонтовано таким чином, що його робота не перешкоджає нормальному функціонуванню інших елементів вагона, та надійно закріплено аби виключити можливість їхнього падіння, ушкодження або самовільного спрацювання під час руху.

Пристрій дозволяє здійснювати автоматичне розчеплення автозчепу та перекриття кінцевого крана вагона-лабораторії і може використовуватися під час проведення поїзних випробувань гальм

залізничного рухомого складу за методом «кидання», коли розігнаний до заданої швидкості дослідний вагон необхідно відокремити від дослідного поїзда.

УДК 629.4.014.62.027.4-592.117:625.032.3

Ю.Я. Водяников, Т.В. Шелейко, С.М. Свистун

Y.Ya. Vodyannikov, T.V. Sheleyko, S.M. Svistun

**ОСОБЕННОСТИ КИНЕМАТИКИ ДВИЖЕНИЯ КОЛЕСНОЙ
ПАРЫ ПО РЕЛЬСОВОМУ ПУТИ ПРИ ТОРМОЖЕНИИ
ПАССАЖИРСКОГО ВАГОНА С ДИСКОВЫМ ТОРМОЗОМ**

**FEATURES OF THE KINEMATICS OF MOTION OF THE WHEEL
COUPLES ON A RAIL WAY WHEN BRAKING OF PASSENGER
CARRIAGE WITH THE DISK BRAKE**

Взаимодействие колеса и рельса является физической основой движения поездов по железным дорогам. Именно оно во многом определяет безопасность, а также такие технико-экономические показатели, как масса поездов, скорость их движения и уровень эксплуатационных расходов. При этом требования к показателям взаимодействия колес и рельсов в зонах их контакта противоречивы. С одной стороны, сцепление колес с рельсами должно быть таким, чтобы обеспечивалось малое сопротивление движению поезда. С другой стороны – для реализации требуемой силы тяги необходимо обеспечивать высокий и стабильный уровень сцепления колес с той же поверхностью. При этом контактная усталость и износ являются конкурирующими механизмами повреждаемости и при сочетании определенных условий поочередно возникают на железных дорогах, приводя к повышенной сменяемости колес и рельсов.

Как показывает опыт эксплуатации, наибольшим температурным воздействиям подвергаются колесные пары в процессе торможения, когда к влиянию динамических сил добавляется влияние сил торможения. Для исследования влияния тормозных сил на кинематику вращения колеса при торможении были проведены тормозные испытания пассажирского вагона с дисковыми тормозами. Испытания проводились методом «бросания», при котором исследуемый вагон автоматически отцепляется от опытного поезда и тормозится только под действием собственной тормозной системы. Сигналы от датчиков оборотов каждой колесной пары, а также давления в тормозных цилиндрах и питательном резервуаре записывались на компьютер.

Анализ результатов исследований показал, что при торможении вагона наблюдаются два временных участка, характеризующиеся максимальным отклонением линейной скорости вращения колесных пар от средней скорости

движения вагона. Первый участок обусловлен нарастанием давления (тормозной силы) в тормозных цилиндрах,

второй участок наблюдается при достижении скорости движения вагона от 40 км/ч до полной его остановки.

УДК 629.4.77-592.117

*Ю.Я. Водяников, Т.В. Шелейко, С.М. Свистун
Y.Ya. Vodyannikov, T.V. Sheleyko, S.M. Svistun*

ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДА РУНГЕ-КУТТЫ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ТОРМОЗНОГО ПУТИ ЕДИНИЦ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

APPLICATION OF THE RUNGE-KUTTA METHODS TO DETERMINE THE BRAKING UNITS OF ROLLING STOCK

Как показывает практика, движение поезда как единой массы при неустановившемся торможении довольно точно описывается обыкновенным дифференциальным уравнением класса задач Коши, из всего многообразия численных решений которых наибольшее распространение получил метод Рунге-Кутты, основанный на вычислении приближенного решения y_{i+1} в узле $x_{i+1} = x_i + h$ в виде линейной комбинации с постоянными коэффициентами, разработанный около 1900 года немецкими математиками К. Рунге и М. Куттой.

Популярность метода Рунге-Кутты среди значительного числа исследователей объясняется его весомыми достоинствами, среди которых легкость программирования, достаточно широкий круг решаемых задач и устойчивость. Кроме того, являясь одношаговым, а значит, самостартующимся, метод не требует предварительных начальных данных и позволяет на любом этапе вычислений легко изменять шаг интегрирования.

В соответствии с особенностью изменения силы нажатия накладок (колодок), математическая модель движения пассажирского вагона с учетом изменения тормозной силы во времени от нулевого значения до установившегося – дифференциальное уравнение второго порядка – методом Рунге-Кутты была приведена к системе дифференциальных уравнений первого порядка путем ввода дополнительных аргументов. Разработанный алгоритм расчета с учетом особенностей тормозных систем вагонов с колодочными и дисковыми тормозами был реализован в виде программного комплекса на ЭВМ.

Сравнительный анализ методов расчетных исследований тормозного пути единицы подвижного состава железных дорог показал, что наилучшее совпадение с результатами экспериментальных данных получено при решении дифференциального уравнения движения поезда методом Рунге-Кутты, что может быть использовано для уточненной оценки тормозного пути.

УДК 756.223

*А.Д. Анофриев, К.В. Макаров,
С.Д. Мокроусов, Н.М. Найш*

*A.D. Anofriev, K.V. Makarov,
S.D. Mokrousov, N.M. Naysh*

СЕГОДНЯ И ЗАВТРА ВАГОНОСТРОЕНИЯ

TODAY AND TOMORROW CAR-BUILDING

Экономическая ситуация, сложившаяся в настоящее время на постсоветском пространстве, усугубляемая кризисом в мировом масштабе, не могла не повлиять на производство железнодорожного подвижного состава. В условиях профицита парка полувагонов заводы переключают свои производственные мощности на изготовление специализированного подвижного состава. В представленной ниже таблице показано перераспределение выпуска различных видов вагонов. Представленные данные свидетельствуют о значительном увеличении выпуска хопперов, крытых вагонов и стабильности выпуска платформ.

Перераспределение выпуска приведенных видов вагонов остается стабильным в настоящее время. Указанное позволяет считать обоснованной актуальность в сложившейся ситуации производства крытых вагонов, платформ и вполне перспективным направление создания и тиражирование платформ для перевозки крупнотоннажных контейнеров в два яруса. При детальном рассмотрении технических параметров выпускаемых, а следовательно востребованных вагонов, можно заключить, что вагоны, не меняющие своего назначения, претерпевают изменения в части

оптимизации конструктивных особенностей и технических характеристик для удовлетворения требований рынка. Поэтому одним из направлений стратегии производства в настоящее время является модернизация серийно выпускаемых вагонов, заключающаяся в оптимизации технических параметров последних, и внедрение конструктивных изменений по усовершенствованию их показателей. Так, например, уже сегодня на ЧАО "НПЦ "ТРАСМАШ" осваивается производство различных типов вагонов:

- универсальные полувагоны модели 12-9955, 12-9955-01 с объемами кузова 90 м³ и 78 м³ соответственно, специализированный полу-вагон с глухим кузовом модели 12-9955-02;

- вагоны-хопперы для сыпучих грузов, требующих защиты от атмосферных осадков, и имеющие следующие исполнения: модель 19-9966 для зерна и других пищевых сыпучих грузов, модель 19-9966-01 для некоррозионно-активных минеральных удобрений, сыпучего сырья для их производства и других сыпучих грузов, модель 19-9966-02 для коррозионно-активных минеральных удобрений и сырья для их производства;

- цистерна для светлых нефтепродуктов модели 15-9857.

УДК 625.115:625.114

А.Н. Носач

A.N. Nosach

ВЛИЯНИЕ ШИРИНЫ КОЛЕСНОЙ ПАРЫ НА ИНТЕНСИВНОСТЬ ИЗНОСА ГРЕБНЕЙ

THE EFFECT OF THE WIDTH OF WHEEL PAIR ON THE WEAR OF

Одной из причин, вызывающих увеличение интенсивности износа гребней, а соответственно и боковых поверхностей рельсов, является *отсутствие достаточного зазора* между гребнями и боковыми поверхностями головок рельсов в начальный период эксплуатации колесной пары после восстановления поверхности катания с обтачиванием на максимальную толщину гребней.

Для оценки условий прохождения колесной пары по рельсовой колее можно применить условный суммарный зазор $\Sigma\delta$, значение которого равно разнице между размерами ширины рельсовой колеи S и ширины колесной пары Q . Для отдельных размеров ширины колесной пары на зауженной колее суммарные зазоры между гребнями и боковыми поверхностями головок рельс составляют минимальные значения вплоть до отрицательных (минус 1 мм). Такие разбеги зазоров негативно действуют на общую динамику движения поезда, способствуют интенсивному износу пары колесо-рельс. Кроме того,

увеличивается сопротивление движению поезда, на преодоление которого необходимы повышенные затраты энергии. Поэтому в настоящий момент приобретает острую актуальность введение в перечень нормативных показателей размера ширины колесной пары и внедрение в практику контроля этого показателя. Результаты расчетов возможных зазоров между гребнями и рельсами при всех возможных сочетаниях размеров колес и рельсовой колеи свидетельствуют о необходимости установления предельных размеров ширины колесной пары, **максимальное значение которой должно быть 1505 мм, а минимальное – 1490 мм.**

Для контроля ширины колесной пары предлагается применить штанген, Конструкция штангена позволяет определять размер между наружными поверхностями гребней колес на определенном расстоянии от вершины в месте измерения толщины гребней, а также расстояние между внутренними поверхностями ободов колес.

УДК 629.2

Н.В. Безрукавий

N.V. Bezrukaviy

**РАЦИОНАЛЬНОЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЕ
ИЗНОСОСТОЙКИХ ПРОФИЛЕЙ ДЛЯ УВЕЛИЧЕНИЯ СРОКА
ЭКСПЛУАТАЦИИ ВАГОННЫХ КОЛЕС**

**MANAGEMENT WEARPROOF PROFILES FOR INCREASING USE
OF WAGON WHEEL**

Как известно, на сети железных дорог Украины используются колеса, толщина ободьев которых позволяет производить их многократную переточку для восстановления контролируемых размеров поверхности катания. При этом срок службы колес может быть увеличен за счет возможности выполнения большего числа переточек колесной пары. Из этого следует, что существуют такие способы увеличения срока эксплуатации колесных пар: снижение износа колес, а также рациональное использование металла ободьев при их обточке.

При этом первое направление является более приоритетным, так как снижение износа колес позволяет значительно увеличить межремонтные пробеги вагона. Снижение износа колес достигается за счет применения комплексной модернизации тележек грузовых вагонов, разработанной на основе результатов теоретических и экспериментальных исследований сотрудников ИТМ НАНУ и ГКАУ. Одним из основных элементов модернизации, снижающих износ, является износостойкий профиль ИТМ-73. Опытная эксплуатация вагонов с колесами, обточенными по данному профилю, доказала его эффективность.

С целью дальнейшего увеличения срока эксплуатации вагонных колес был предложен профиль ИТМ-73-01, который позволяет снимать при обточке меньший слой металла, что увеличивает число возможных обточек колес за весь период эксплуатации. В данной работе была проанализирована эффективность использования колес, обтачиваемых по этому профилю, в сравнении с колесами, имеющими профиль ИТМ-73 и стандартный.

Показано, что применение износостойкого профиля ИТМ-73 способствует увеличению срока эксплуатации колес за счет уменьшения интенсивности износа гребней, а применение профиля ИТМ-73-01, кроме указанного преимущества, позволяет более рационально использовать металл обода колеса при его обточке. Использование профиля ИТМ-73-01 также более эффективно в сравнении со стандартным профилем, при устранении поверхностных дефектов у колес со значительным ресурсом по толщине гребня. Рациональное использование сочетаний двух износостойких профилей позволяет значительно повысить надежность колесных пар, а также сократить затраты, связанные с ремонтом колес.

УДК 621.791.927

В.А. Роянов, П.В. Коросташевский, Е.В. Сотников

V.A. Royanov, P.V. Korostashevsky, E.V. Sotnikov

**ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИИ ОБОРУДОВАНИЯ
УНИВЕРСАЛЬНЫХ ЛИНИЙ СБОРКИ И СВАРКИ ЛИСТОВЫХ
ПОЛОТНИЩ ОБЕЧАЕК КОТЛОВ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ ВАГОНОВ-
ЦИСТЕРН И ТЕХНОЛОГИИ СБОРКИ И СВАРКИ ПОЛОТНИЩ В
УСЛОВИЯХ СОВРЕМЕННОГО РЫНКА**

**DESIGN FEATURES OF EQUIPMENT AND COMPACT LINE
ASSEMBLY WELDING SHEET THE CLOTH SHELLS BOILERS TANK
CARS AND TECHNOLOGIES FOR ASSEMBLY AND WELDING PANELS
IN THE MARKET TODAY**

Линии сборки и сварки листовых полотнищ железнодорожных вагонов-цистерн и контейнеров цистерн включают в себя станды сборки полотнищ из листов различной толщины и ширины, автоматической стыковой (как правило, под слоем флюса на флюсовых подушках) сварки первой стороны полотнищ, автоматической сварки второй стороны полотнищ, промежуточные станды отстоя и кантователь полотнищ. В конце линии располагаются вальцы, формирующие полотнища в обечайку. Станды сварки первой и второй стороны полотнищ конструктивно выполняются для автоматической сварки всех швов каждого полотнища (как правило – четырех) одновременно. Это предопределяет максимальную производительность оборудования и высокое качество сварных соединений, эффективно использовалось при стабильной ширине листов в крупносерийном и массовом производстве. Однако, в последние годы технология сварки полотнищ путем одновременной автоматической сварки нескольких швов даже в условиях современного массового производства по ряду причин становится невозможной. Это обусловлено не только ростом номенклатуры вагонов-цистерн для

перевозки различных продуктов, имеющих полотнища обечайек котлов из листов различной ширины, но и, в первую очередь, нестабильностью условий приобретения и поставки листового металлопроката требуемых параметров. Из-за невыгодности металлургам заниматься относительно мелкими, к тому же требуемыми часто по срочным контрактам, заказами, вагоностроителям приходится приобретать не то, что необходимо, а то, что хоть как-то подходит по параметрам и цене. При этом предсказать ширину листов, из которых будут изготавливаться те или иные полотнища, практически нереально.

В этом случае приходится выполнять сварку полотнищ путем последовательной сварки каждого стыка на одном рабочем месте, на одной

флюсовой подушке (при сварке первой стороны), одним сварочным автоматом с постоянными передвижками полотнища. Несмотря на универсальность такой технологии (она совершенно не зависит от ширины свариваемых листов), при ее использовании в разы снижается производительность оборудования и выпуск продукции в целом. Кроме того, при сварке на одной флюсовой подушке нескольких швов без промежуточной

подготовки флюса ухудшается качество сварки последних стыков.

Повышения производительности линий сборки и сварки листовых полотнищ и увеличения выпуска продукции без ухудшения ее качества в современных условиях можно достичь несколькими путями, а именно:

1. Увеличить в несколько раз скорость автоматической сварки полотнищ под слоем флюса. Это было бы самым радикальным решением, однако его реализация требует длительных дополнительных исследований, поиска и отработки новых режимов сварки и технологии в целом, проведения дополнительных серьезных испытаний готовой продукции.

2. Разработать и изготовить универсальное технологическое оборудование – стенды сварки листовых полотнищ с передвижными и стационарными порталами со сварочными автоматами и флюсовыми подушками, секциями раздвижного роликового поля, специальным транспортом. Это решение обеспечит максимальную производительность при любом раскрое полотнищ, улучшит качество, но такое оборудование требует значительных капитальных и эксплуатационных затрат.

3. Разработать и изготовить универсальные 2-местные стенды сварки листовых полотнищ со стационарными порталами со сварочными автоматами и стационарными флюсовыми подушками, позволяющие вдвое увеличить производительность оборудования путем одновременной сварки двух стыков при любом их количестве в полотнище.

Последний вариант представляется наиболее рациональным в современных условиях. Его применение потребует модернизации существующего оборудования с увеличением длины стендов сварки полотнищ (что повлечет за собой увеличение требуемых площадей) и изменения общей схемы технологии сварки первой и второй стороны полотнищ в зависимости от количества сварных стыков. Несмотря на дополнительные затраты, его использование позволит не только существенно повысить производительность оборудования и выпуск продукции, но и оптимизировать численность постоянно работающих на линиях сборки и сварки листовых полотнищ сварщиков и иных рабочих, что является важным организационным фактором в условиях постоянно изменяющихся раскроев полотнищ (ширины листов).

УДК 621.833.1: 539.43: 620.179.118

П.В. Колодяжний

P.V. Kolodyazhnyi

ИННОВАЦИОННЫЕ ОПЕРАЦИИ В ТЕХНОЛОГИИ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС ЛОКОМОТИВОВ

INNOVATIVE OPERATIONS IN TECHNOLOGY OF LOCOMOTIVE GEARS MANUFACTURING

Обеспечение эксплуатационных свойств зубчатых колес локомотивов достигается за счет упрочняющих технологий. Надежность зубчатых колес в

эксплуатации зависит от контактной и изгибной прочности.

В связи с этим актуальной задачей является повышение прочностных свойств

зубчатих колес за счет инновационных операций в технологии их изготовления.

Для исследований использовались образцы, представляющие собой фрагменты зубчатых колес локомотивов из стали 45 ХН, изготовленные по различным технологиям. Термическое упрочнение зубчатых колес осуществлялось закалкой ТВЧ (секторной и контурной). Ультразвуковое упрочнение впадин и переходной области зубьев осуществлялось на экспериментальной установке для УЗО. На основе экспериментальных исследований установлено, что после УЗО впадин зубчатых колес шероховатость поверхности R_a изменяется с 0,8 до 0,21 мкм, в то время как после накатки роликом она составляет 1,25 мкм.

Проведены исследования по определению твердости по толщине упрочненного слоя после накатки роликом и УЗО. Толщина упрочненного накаткой слоя составляет 2 мм, однако возникает различие в степени упрочнения впадины (18 %) и переходной области зубьев (12 %).

После УЗО толщина упрочненного слоя составляет 1мм, характерно равномерное упрочнение впадины между зубьями (17,7 %) и переходной области зубьев (17,3 %). Исследования по определению предела выносливости зубьев, изготовленных по различной технологии, выполнялись на машине ЦДМ-200 на базе $5 \cdot 10^6$ циклов. На основе исследований установлено, что наибольший предел выносливости зубьев зубчатых колес достигается после комбинированной обработки: упрочнение рабочих поверхностей зубьев секторной закалкой ТВЧ и упрочнение переходной области зубьев и впадин УЗО.

Выводы: доказана эффективность применения УЗО переходной области зубьев и впадин между зубьями зубчатых колес локомотивов для улучшения шероховатости поверхности, равномерного упрочнения, повышения твердости, а также увеличения предела выносливости зубьев.

УДК 625.032

Є.В. Михайлов, М.Д. Солодовник, С.О. Семенов

E.V. Mikhailov, M.D. Solodovnik, S.O. Semenov

МОЖЛИВОСТІ ЗНИЖЕННЯ ЗНОСУ ГРЕБЕНЯ ДЛЯ НОВОЇ КОНСТРУКТИВНОЇ СХЕМИ КОЛЕСА

OPPORTUNITIES FOR REDUCING WEAR CREST DESIGN SCHEMES NEW WHEELS

Кінематичне прослизання в точці контакту гребеня колеса з бічною гранню головки рейки визначає підвищений знос контактуючих поверхонь і додатковий опір руху рухомого складу, що являє серйозну технічну й економічну проблему для рейкового транспорту.

Очевидно, що без зміни традиційної конструкції колеса уникнути відміченого кінематичного прослизання не уявляється можливим, тому доцільно розглянути можливості принципової зміни конструктивної схеми, що дозволяє гребеню повертатися щодо колеса навколо їх загальної осі.

У разі наявності конструктивної можливості повороту гребеня щодо колеса модуль і кут нахилу до горизонталі вектора швидкості прослизання гребеня по рейці, відповідної сили тертя в гребеневому контакті, та величина миттєвої потужності цієї сили залежать від співвідношення кутових швидкостей обертання колеса $\dot{\phi}_K$ і рухомого гребеня $\dot{\phi}_G$.

Жорсткий зв'язок величини кутової швидкості рухомого гребеня з кутовою швидкістю колеса в пропонованій конструктивній схемі колеса відсутній. Тому для визначення стаціонарного стану даної механічної системи був застосований відомий принцип мінімуму ентропії системи, згідно з яким реалізується той з безлічі можливих станів, якому відповідає

мінімальне розсіювання енергії в системі. З урахуванням цього можемо вважати квазістаціонарним (стабільним) той стан даної системи, при якому розсіювання енергії у гребеневому контакті є мінімальним.

Аналіз характеру залежності показує можливість істотного зниження потужності сил тертя у гребеневому контакті для колеса з рухомим гребенем у порівнянні з колесом традиційної конструкції при певному співвідношенні $\dot{\phi}_G / \dot{\phi}_K$. Це дає підстави чекати відповідного зниження зносу гребенів коліс і рейок, а також зменшення опору руху рейкового рухомого складу при використанні коліс перспективної конструктивної схеми.

УДК 629.4.027.11

I.E. Martynov, V.O. Shovkun

I.E. Martinov, V.A. Shovkun

ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ЕЛЕМЕНТІВ БУКСОВИХ ПІДШИПНИКОВИХ ВУЗЛІВ

RESEARCH THE STRESSED-DEFORMED STATE OF ELEMENTS OF THE AXLE BOX BEARING UNITS

Забезпечення безпеки руху поїздів є важливим завданням для залізничного транспорту. Важливим елементом ходових частин вагона є буксові вузли. Тому підвищення показників їх надійності є актуальним та важливим питанням.

Проте відомі методи розрахунку надійності та довговічності буксових вузлів є застарілими і не повністю враховують імовірнісну природу дії навантажень, прикладених до елементів буксового підшипникового вузла.

При розрахунку на міцність і надійність елементів конструкції буксових

вузлів використовуються спрощені схеми, які не враховують ряд діючих чинників. З метою дослідження напружено-деформованого стану буксового вузла та вдосконалення методик розрахунку надійності і довговічності буксових вузлів у програмному середовищі ANSYS Mechanical APDL розроблено 3D модель буксового підшипникового вузла вантажного вагона, яка включає модель корпусу букси та модель здвоєного касетного підшипника з короткими циліндричними роликами. У подальшому геометрична модель буксового вузла з

підшипником перетворювалась у скінченноелементну. Модель враховує, не лише внутрішню геометрію підшипників, але й особливості передачі навантаження на них, а також дозволяє імітувати різні варіанти навантаження, з оцінкою напружено-деформованого стану, як самого підшипника, так і інших елементів буксового підшипникового вузла.

Отримані результати дозволять встановити величини та місця локалізації максимальних контактних напружень в зоні контакту роликів та доріжок кочення, а

також епюри розподілу радіальних зусиль на ролик у процесі обертання. Це, у свою чергу, дасть змогу використати ці дані при доопрацюванні конструкцій буксових вузлів, схем передачі навантаження та існуючих методик розрахунку довговічності підшипників, з урахуванням уточнених контактних напружень, які виникають в підшипниковому вузлі, характеру розподілу радіальних навантажень, а також часу перебування ролика під кожним з навантажень.

УДК 629.4.027.11

I.E. Мартинов, В.О. Юдін

I.E. Martinov, V.O. Yudin

ДОСЛІДЖЕННЯ ФАКТОРІВ, ЩО ВПЛИВАЮТЬ НА МОМЕНТ ОПОРУ ТЕРТЯ БУКСОВИХ ПІДШИПНИКІВ

RESEARCH OF THE INFLUENCE OF TYPE AXLE UNITS FREIGHT WAGONS ON ENERGY CONSUMPTION BY LOCOMOTIVE

На сучасному ринку транспортних послуг спостерігається зростання попиту на вантажоперевезення сировини і продукції важкої промисловості. Тому перед транспортними компаніями ставиться завдання підвищити ефективність вантажоперевезень. Існують два шляхи вирішення даної задачі: інтенсивний та екстенсивний. При цьому перший - модернізація існуючого рухомого складу і використання вагонів з поліпшеними техніко-економічними характеристиками, а другий - кількісне збільшення морально застарілого рухомого складу.

З метою порівняння показників опору руху на вагонах, обладнаних різними типами підшипників, були проведені порівняльні експлуатаційні тягово-енергетичні випробування на ділянці

Ароматна - Таврійськ Придніпровської залізниці Укрзалізниці. У випробуваннях брали участь напіввагони з візками моделі 18-100 (без модернізації), напіввагони з візками, що пройшли комплексну модернізацію за проектом С03.04 (з типовими циліндричними підшипниками), а також напіввагони з візками, обладнаними дворядними підшипниками касетного типу ТВУ різних виробників.

Під час випробувань за допомогою динамометричного вагона Придніпровської залізниці вимірювалися параметри, що характеризують режим руху поїзда. За вихідні дані приймалися витрати електричної енергії в локомотиві в режимі тяги, а також темпи втрат швидкості при русі в режимі вибігу.

Результати випробувань свідчать, що серед вагонів, обладнаних касетними конічними підшипниками, кращі результати показали вагони, обладнані підшипниками SKF. У порівнянні з вагонами, обладнаними підшипниками Бренко, у вагонів, обладнаних підшипниками SKF, питома витрата електроенергії в режимі тяги на прямих ділянках колії для навантаженого режиму була менше на 7,7 %, а в порожньому режимі відповідно на 19,82 %. В той же час

в режимі тяги в кривих ділянках колії для навантаженого режиму перевагу мали підшипники Бренко (питома витрата електроенергії менше на 11 %), а в порожньому режимі питома витрата електроенергії знову була кращою у підшипників SKF на 8,1 %.

На величину витрат енергоресурсів значний вплив роблять зовнішні фактори: тип і стан локомотива, а також характер ведення поїзда машиніста.

УДК 629.472.7:658.527

В.В. Мямлин

V.V. Myamlin

**ГЛАВНАЯ ЗАДАЧА В СОВЕРШЕНСТВОВАНИИ
ИНДУСТРИАЛЬНЫХ МЕТОДОВ РЕМОНТА ВАГОНОВ –
АДАПТАЦИЯ ПОТОКА К КАЖДОМУ ОТДЕЛЬНОМУ ВАГОНУ**

**THE MAIN TASK IN IMPROVING
INDUSTRIAL METHODS OF REPAIR OF WAGONS - ADAPTATION
OF THE FLOW TO EACH INDIVIDUAL CAR**

На протяжении длительного времени вагонные депо строились только с жёсткой структурой. Это свидетельствует о том, что «традиционные» потоки не учитывают вероятностную природу вагоноремонтного производства. Только по вагоносборочному участку трудоёмкости ремонта, например полувагонов, отличаются в 3-4 раза, и носят вероятностный характер. Эта особенность ремонтного производства очень сильно сказывается на ритмичности потока. Поэтому вагоноремонтная наука и практика в деле совершенствования поточных методов ремонта шли по пути адаптации объектов ремонта к характеристикам существующих поточных линий. Таким образом, в «жёстких» поточно-конвейерных линиях происходила

«подгонка» вагонов к параметрам потока: подбор вагонов по трудоёмкости ремонта, организация предварительных уравнивательных позиций, на которых у вагонов с повышенной трудоёмкостью выполняются определённые работы, позволяющие приблизить трудоёмкость до «нормы». Во время пребывания вагонов на уравнивательных позициях использовался стационарный метод ремонта. Получалось, что одну часть времени вагоны ремонтируются стационарным методом, а только другую – поточным. Таким образом, называть в целом такую организацию ремонта вагонов поточной можно только с очень большой долей условности. Как показала практика, жёсткий поток оказался далеко не идеальным.

Совершенно иная картина наблюдается при организации гибких потоков ремонта вагонов, которые позволяют за счёт адаптации потока к каждому отдельному вагону до 50 % увеличить пропускную способность системы и значительно сократить продолжительность пребывания вагонов в ремонте. Один из самых реальных механизмов обеспечения гибкости потока может быть реализован за счёт использования специальных архитектурно-технологических компоновок зданий, позволяющих за счёт использования транспортного пролёта, оборудованного специальным транспортным агрегатом, осуществлять индивидуальное перемещение каждого вагона между позициями потока.

Главная сложность состоит в том, что здания всех вагонных депо в советское время строились под жёсткий поток. И теперь создать на этой основе полноценный гибкий поток не представляется возможным. Речь может идти только о внедрении отдельных элементов гибкого потока. Имеется целый ряд депо, территории которых позволяют произвести реконструкцию депо и пристроить новое

здание с соответствующей оригинальной планировкой, в котором может быть организован соответствующий гибкий вагоноремонтный поток. При новом же строительстве вагоноремонтных предприятий ориентация на использование гибкого потока должна быть однозначной.

На кафедре «Вагоны и вагонное хозяйство» Днепропетровского национального университета железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна разработаны имитационные программы, позволяющие рассчитать пропускную способность гибких вагоноремонтных потоков с различной структурой для любых типов вагонов и разных видов ремонта. При разработке программы была использована среда приложений Microsoft Visual Studio 2010, а текст самой программы написан на алгоритмическом языке Visual Basic.

Таким образом, разработаны научные основы формирования гибких адаптивных потоков для ремонта вагонов и предложено оригинальное программное обеспечение, позволяющее производить оценку параметров будущих предприятий ещё на стадии их проектирования.

УДК 629.472.7:658.527

*С.В. Мямлин, В.В. Жижко,
К.Б. Савченко*

S.V. Myamlin, V.V. Zhizhko, K.B. Savchenko

ИСТОРИЯ ПРОВЕДЕНИЯ ИССЛЕДОВАНИЙ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОЙ ТЕХНИКИ В ДИИТе

HISTORY OF RESEARCH OF RAILWAY EQUIPMENT IN DNURT

Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта имени академика В.Лазаряна (прежнее

название Днепропетровский институт инженеров железнодорожного транспорта (ДИИТ) основан в 1930 году, а первые

результаты исследований уже опубликованы в 1932 году. Естественно, эти исследования относились к тем конструкциям подвижного состава, которые использовались в те времена на железных дорогах Советского Союза. Работы были связаны с оценкой эксплуатационных характеристик и совершенствованием ремонта отдельных типов подвижного состава, а именно: двухосных грузовых вагонов, двухосных пассажирских вагонов и различных типов паровозов. Развитие железнодорожной техники требовало от ученых различных научных школ применения современных, для каждого этапа развития техники, средств вычислительной техники и совершенствования методов проведения экспериментальных исследований.

Основная часть лабораторий создавалась уже после Великой Отечественной войны, и к середине 50-х годов прошлого века были созданы первые научно-исследовательские лаборатории, которые формировались сначала как научные группы, а затем приказами Министерства путей сообщения СССР организовывались отраслевые научно-исследовательские лаборатории. К ведущим научно-исследовательским лабораториям следует отнести лабораторию динамики и прочности подвижного состава, лабораторию вагонов, лабораторию динамики мостов и путеиспытательную лабораторию. Затем по мере развития научных школ и кафедр ДИИТа формировались новые научно-исследовательские лаборатории. На сегодняшний день в университете ведутся исследования в 27 научных подразделениях, в том числе в 22 научно-исследовательских лабораториях, трех конструкторских бюро, научно-исследовательском институте подвижного состава, пути и транспортных сооружений, Испытательном центре и двух испытательных лабораториях. Причем только за последние три года создано пять научных

подразделений, которые специализируются на проектировании подвижного состава, элементов инфраструктуры железных дорог и объектов промышленного строительства, а также ведут разработку технологий ремонта и эксплуатации нового подвижного состава.

Начиная с 60-х годов ХХ столетия научными лабораториями университета выполнены теоретические и экспериментальные исследования более чем 300 типов подвижного состава магистрального и промышленного железнодорожного транспорта как отечественного, так и иностранного производства. К объектам исследований относятся: грузовые, пассажирские и рефрижераторные вагоны, транспортеры, тепловозы и электровозы, путевые машины, дизель- и электропоезда, специальная железнодорожная техника (краны на железнодорожном ходу, дрезины, самоходные и несамоходные машины, военная техника на железнодорожном ходу и т.д.).

Для выполнения теоретических исследований в университете в 1962 году был создан первый в Днепропетровской области вычислительный центр, где применялись ЭВМ. В настоящее время университет располагает более чем 1000 современных компьютеров.

Базой современных экспериментальных исследований является значительный парк стендового оборудования – шесть вагонов-лабораторий для проведения натуральных экспериментов (четыре на базе пассажирских вагонов и два на базе грузовых вагонов). Целый комплекс исследований, связанных с определением ресурсных характеристик подвижного состава, проводится на специализированном полигоне университета на станции Илларионово Приднепровской железной дороги, который имеет горку, ударный тупик и цех для проведения стендовых испытаний.

Таким образом, в университете сформирована и успешно функционирует

система организации и проведения научных исследований железнодорожной техники и элементов инфраструктуры, которая позволяет осуществлять

комплексную оценку новой и модернизированной техники для нужд железнодорожного транспорта и транспортного строительства.

*С.В. Мямлин, В.И. Приходько,
В.В. Жижко, В.Н. Дузик, А.В. Харченко*

*S.V. Myamlin, V.I. Prikhodko,
V.V. Zhizhko, V.N. Duzik, A.V. Kharchenko*

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ КАЧЕСТВ ПАССАЖИРСКИХ ВАГОНОВ ЭЛЕКТРОПОЕЗДОВ КРЮКОВСКОГО ВАГОНОСТРОИТЕЛЬНОГО ЗАВОДА НА ПЕРСПЕКТИВНЫХ ТЕЛЕЖКАХ

DETERMINATION OF DYNAMIC PROPERTIES OF THE PASSENGER CARS OF ELECTRIC TRAINS "KRYUKOVSKY RAILWAY CAR BUILDING WORKS" ON PERSPECTIVE TROLLEYS

Разработка подвижного состава железных дорог включает в себя проведение теоретических и экспериментальных исследований. Выбор характеристик новых конструкций на предварительных этапах разработки опытных образцов органично дополняется также теоретическими исследованиями по выбору рациональных параметров рессорного подвешивания [1-7]. Задачей данного исследования является определение динамических показателей головного и промежуточного вагонов межрегионального двухсистемного электропоезда производства ПАО «Крюковский вагоностроительный завод» (КВСЗ) [8] во всем диапазоне эксплуатационных скоростей движения, которые допускаются на имеющихся участках железных дорог Украины, с использованием моторных и немоторных тележек перспективных конструкций.

Определение показателей динамических качеств производилось с использованием математического

моделирования пространственных колебаний головного и промежуточного вагонов при их движении в составе электропоезда по прямому участку пути, а также по кривым среднего (600 м) и малого радиуса (300 м). При моделировании использовалась разработанная в Днепропетровском национальном университете железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна компьютерная программа «DYNRAIL» [9,10].

Для оценки динамических показателей выполнены исследования, моделирующие движение полученных пространственных математических моделей головного и промежуточного вагона электропоезда, а также объектов-эталонов по прямому пути и по кривым среднего и малого радиусов. Кроме основных динамических показателей, определялись еще два дополнительных: показатель износа колес по поверхности катания (Пк) и показатель износа на гребне колеса (Пг). Величины этих показателей, хоть и не регламентируются нормативной

документацією, но все же позволяют дополнительно оценить качества исследуемых вагонов на перспективных тележках в условиях эксплуатации.

Из результатов математического моделирования следует, что на прямом участке пути основные динамические показатели головного и промежуточного вагонов электропоезда не выходят за допустимые пределы при скоростях до 220 км/ч, при этом имеется значительный запас по всем величинам динамических показателей. Кроме этого, в рассмотренных диапазонах скоростей все динамические показатели промежуточного и головного вагонов электропоезда гораздо лучше, чем у объектов-эталонов, что свидетельствует о качественном отличии разработанных конструкций вагонов от имеющихся в эксплуатации.

Таким образом, в результате выполнения теоретических исследований динамической нагруженности головного и промежуточного вагонов межрегионального двухсистемного электропоезда производства ПАО «Крюковский вагоностроительный завод» на тележках перспективной конструкции получен вывод о подтверждении конструкционной скорости движения, которая составляет 200 км/ч для прямолинейных участков пути, что дает основание для формирования инновационного для Украины направления развития скоростного и высокоскоростного железнодорожного транспорта на базе предложенных моделей вагонов. Это дает возможность перейти к производству и эксплуатации инновационного подвижного состава нового поколения с использованием перспективных тележек.

А.Н. Пшинько, С.В. Мямлин

A.N. Pshinko, S.V. Myamlin

ПРОГРЕСС ТРАНСПОРТА – УСЛОВИЕ УСПЕШНОГО РАЗВИТИЯ НАЦИОНАЛЬНОЙ ЭКОНОМИКИ

PROGRESS TRANSPORT - CONDITION FOR THE SUCCESSFUL DEVELOPMENT OF THE NATIONAL ECONOMY

Во все эпохи научные открытия и развитие различных направлений науки способствовало совершенствованию технических средств и транспорта особенно. Не вдаваясь в исторический экскурс в незапамятные времена, когда было изобретено колесо, и в более близкие времена, когда был создан двигатель внутреннего сгорания и другие инженерно-технические новации, представляет интерес, насколько развитие науки и технологий способствует внедрению более прогрессивных средств транспорта. На железнодорожном транспорте прогресс в основном связывают с переходом от

конной тяги к паровой, от паровой тяги к использованию тепловой энергии, то есть двигателю внутреннего сгорания, которые уступили электротяге. Далее идут магнитолевитационные транспортные средства и экипажи с реактивной тягой, которые находятся на грани между наземным и воздушным транспортом. Это не предел как по методам приведения в действие транспортного средства, так и по способам перемещения экипажей. Но это то, что касается тяговых средств транспорта. При этом приведена далеко не полная ретроспектива, а укрупненная, но вполне адекватно дающая возможность

проследить связь между открытиями науки и прорывами в инженерной мысли с развитием транспортных средств.

Как видим, достижения инженерной мысли приводят к развитию технического прогресса. При всей банальности данного утверждения хотелось бы еще раз подчеркнуть, что именно творческий, инженерный подход позволяет производить, а точнее генерировать прогрессивные идеи и не только в технической области. Одним из примеров использования инженерного подхода при решении сложных нетехнических задач является создание различных экономических теорий. Это и физическая экономика, и модель технотронного общества, которые используют как основные или фундаментальные идеи именно главенства законов физики и соответствующих им закономерностей.

В соответствии с положениями теории физической экономики человечеством правит не физическая сила, применяемая людьми. Человечеством управляет сила идей, т.е. взаимодействие тех борющихся друг с другом идей, которые, реализуясь через разум людей, в конечном счете, управляют физическими процессами поведения общества.

Физическая экономика изучает особенности и принципы развития сферы материального (физического) производства с целью количественного и качественного улучшения наполнения «рыночной корзины» на базе непрерывного научно-технологического прогресса, обеспечивающего длительное существование человечества на Земле.

Транспорт, являясь, по определению классиков, стержнем национальной экономики, задает основной тон при формировании экономических отношений независимо от общественного строя, естественно, для тех стран, в которых присутствует транспортная отрасль. Для Украины, где транспортная отрасль не только присутствует, но и доминирует в экономике по целому ряду показателей,

развитие транспорта, его технический и технологический уровень являются ориентирами для других отраслей экономики. Именно от прогрессивных тенденций развития транспортной отрасли и зависит глобальное развитие национальной макроэкономики.

Курс на поддержку отечественного товаропроизводителя развивается и в других программных документах. Правительством страны был представлен проект Госпрограммы активизации развития экономики на 2013-2014 годы, к основным положениям которого относятся шесть приоритетных направлений: повышение конкурентоспособности экономики; улучшение инвестиционных условий; поддержка национального товаропроизводителя и реализация политики импортозамещения; развитие отраслей, производящих высокотехнологическую продукцию; структурная реформа в стратегических секторах, в частности, госсектор экономики, инфраструктура и связь, ТЭК, ЖКХ и строительство; развитие экспортного потенциала, включая финансовую поддержку экспортеров и продвижение украинских товаров на внешних рынках.

Таким образом, рассмотрено влияние развития транспорта на совершенствование национальной экономики, при этом прослеживается активная роль научно-технического прогресса в транспортной отрасли. Рассмотрены действенные инструменты повышения эффективности национальной экономики, одним из которых является государственный заказ на продукцию основных отраслей промышленности. Получен вывод о том, что обеспечение государственного заказа на продукцию отечественных предприятий – основной путь укрепления национальной экономики, и в конечном итоге – это основное направление на повышение уровня жизни в стране. Государственный заказ на продукцию транспортной отрасли позволит решить также целый ряд социальных задач регионального и общегосударственного уровня.

**Тези доповідей Міжнародної науково-практичної конференції:
*Вагони нового покоління – із XX в XXI сторіччя***

**ЗБІРНИК НАУКОВИХ ПРАЦЬ УКРАЇНСЬКОЇ ДЕРЖАВНОЇ
АКАДЕМІЇ ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ**

**ZBIRNIK NAUKOVIH PRAC' UKRAINS'KOI DERZAVNOI AKADEMII
ZALIZNICNOGO TRANSPORTU**

Випуск 139

Збірник включено до переліку №1 наукових фахових видань України, в яких можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття наукових ступенів доктора і кандидата наук (Постанова президії ВАК України № 1-05/4 від 26 травня 2010 р.)

Статті друкуються мовою оригіналу.

Відповідальний за випуск Шовкун В.О.

Редактори: Еткало О.О., Ібрагімова Н.В., Решетилова В.В.

КВ № 8617 від 06.04.2004 р. Підписано до друку 27.06.2013 р.
Формат паперу 60x84 1/8. Папір писальний.
Умовн.-друк.арк. 16,75. Тираж 105. Замовлення № .

Видавець Українська державна академія залізничного транспорту,
61050, Харків-50, майдан Фейєрбаха, 7.
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 2874 від 12.06.2007 р.

Виготовлювач ТОВ «Енергозберігаючі технології»
61050, Харків, Харківська набережна, 8.
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 1360 від 19.05.2003 р.