

Для індивідуальних передплатників - 74126
Для підприємств і організацій - 40294

ISSN 2311-4061



ЗАЛІЗНИЧНИЙ ТРАНСПОРТ У КРАЇНІ

Науково-практичний журнал

RAILWAY TRANSPORT OF UKRAINE

THE SCIENTIFIC-PRACTICAL JOURNAL

4/2019

The conceptual thrust of scientific and technical publications in this journal is basis on the priorities of the JSC "Ukrzaliznytsia" activity, of the Scientific and Technical Councils of the Company and the branch "SEI" of JSC "Ukrzaliznytsia" decisions.

Journal publications main directions:

- rail way transport reform;
- transport systems and logistics;
- technical politics and scientific and technical support;
- train operation and safety;
- rolling stock and infrastructural recourses;
- railway automatics, communication and informatisation;
- resource efficiency and ecology;
- railway operation practical experience.

The journal "Railway transport of Ukraine" is indexed in Ukrainika Naukova, RSCI, Google Scholar.

Responsibility for the accuracy of facts, quotations, proper names and other information is on the authors of publications and advertisers.

Journal founder -
UKRZALIZNYTSIA
Publisher - The Rail Transport Scientific and Engineering Institute branch of JSC "Ukrzaliznytsia" (branch "SEI")

Published since May 1996

Chief Editor

Sergey Myamlin

Deputy Chief Editor

Sergii Gryshchenko

Materials reprinting - only with the permission of the journal editorial staff.

Materials are printed by the original language: Ukrainian, Russian, and English.

Articles are reviewed. The editors not always share the opinion of the author.

INTERNATIONAL EDITORIAL COUNCIL

Volodymyr Zaitsev, PhD. Tech., branch "SEI", Ukraine (chairman of the council)
Grigoriy Bojko, JSC "Ukrzaliznytsia", Ukraine
Konstantin Bochkov, Dr.Tech.Sc., Belarusian State University Transport, Belarus
Gintautas Bureika, Dr.Tech.Sc., Vilnius Technical University, Lithuania
Andrzej Zurkowski, PhD.Tech., Instytut Kolejnictwa, Poland
Mykhailo Kelrikh, Dr.Tech.Sc., branch "SEI", Ukraine
Viktor Leonets, Dr.Tech.Sc., Institute for Problems of Strength of the National Academy of Sciences of Ukraine

Mykhailo Makarenko, Dr.Ec.Sc., Ukraine
Sergey Myamlin, Dr.Tech.Sc., branch "SEI", Ukraine
Anton Sabaleuski, Director in Strategic Development and Investment Policy of JSC "Ukrzaliznytsia"
Viktor Ushkalov, Dr.Tech.Sc., Institute of the State Space Agency and National Academy of Science of Ukraine
Oleksandr Fedorenko, Director of the Department of State Policy in the field of Rail Transport of the Ministry of Infrastructure of Ukraine

EDITORIAL BOARD

Gleb Vatulya, Dr.Tech.Sc., Ukrainian State University of Railway Transport
Mykola Gorbunov, Dr.Tech.Sc, East Ukrainian National University, Ukraine
Sergii Grishchenko, PhD. Tech., branch "SEI", Ukraine
Eduard Danilenko, Dr.Tech.Sc., State University of Infrastructure and Technology, Ukraine
Valery Domanskiy, Dr.Tech.Sc., NTU "Kharkov Polytechnic Institute", Ukraine
Yuriy Dyomin, Dr.Tech.Sc, East Ukrainian National University, Ukraine

István Zobory, Dr.Tech.Sc , Budapest University of Technology and Economics
Jan Kalivoda, Dr.Tech.Sc., Czech Technical University in Prague
Sergii Kara, PhD. Tech., branch "SEI", Ukraine
Viktor Myronenko, Dr.Tech.Sc , State University of Infrastructure and Technology, Ukraine
Sergii Myamlin, Dr.Tech.Sc., branch "SEI", Ukraine
Arthur Putsiata, Dr.Tech.Sc., Belarusian State University of Transport
Anatoliy Falendish, Dr.Tech.Sc., Ukrainian State Academy of Railway Transport, Ukraine

International Standard Serial Number ISSN 2311-4061.
Indexes in the Catalog of Ukrainian Publications "Press by mail": for individual persons - 74126; for legal persons – 40294.
4 journals per year.

The address of the editorial office:

The "RT SEI" branch of JSC "Ukrzaliznytsia", 39, Ivan Fedorova Str., Kyiv, 03038, Ukraine. Tel.: +38 (044) 309-68-93; +38 (044) 465-38-11; факс: +38 (044) 528-93-01.

E-mail: ztu@uz.gov.ua; ztu1520mm@gmail.com.

Web: http://uz.gov.ua/about/activity/science/ndkti_uz/ztu/

Drafting group: Alexander Bocharov, Sergii Gryshchenko, Kateryna Dukhnenko, Tetiana Lysak, Alla Myrgorodska, Olena Moskalets

© branch "Rail Transport Scientific and Engineering Institute" of public joint stock company "Ukrainian railway"



«Науково-дослідний та конструкторсько-технологічний інститут залізничного транспорту» - філія АТ «Укрзалізниця»

- Наукові дослідження з підтримки і розвитку залізничного транспортного комплексу та його складових
- Контроль технічного стану тягового та моторвагонного рухомого складу, пасажирських і вантажних вагонів та іншого спеціального рухомого складу методами неруйнівного контролю
- Інспекційний та приймальний контроль продукції, що постачається для потреб ПАТ «Укрзалізниця»
- Атестація зварників на право виконання зварювальних та наплавлювальних робіт при виготовленні, ремонті та модернізаціях металоконструкцій, вузлів та деталей залізничного рухомого складу, виробничого обладнання інфраструктури, а також елементів верхньої будови колії згідно вимог СОУ 35.2-00017584-030-1(2):2009 «Правила атестації зварників на залізничному транспорті. Зварювання та наплавлення. Частина 1. Сталь. (Частина 2. Чавуни)» та НПАОП 0.00-1.16-96 «Правила атестації зварників»
- Атестація підприємств щодо експлуатації, обслуговування, ремонту складових частин, деталей, вузлів рухомого складу
- Дослідження життєвих циклів залізничного рухомого складу та розрахунок їх вартості
- Послуги з дослідження експлуатаційної надійності залізничної техніки та супроводу її впровадження
- Комплексні вимірювання фізичних величин, визначення показників безпеки руху, ходових якостей, комфортності та плавності ходу рухомого складу, його міцності, з визначенням статичних і динамічних напружень
- Проведення комплексних інженерних розрахунків з оцінки напружено-деформованого стану металевих конструкцій: статичний та динамічний розрахунок міцності, модальний аналіз власних форм і частот коливань, розрахунок втомної довговічності конструкцій
- Проведення трьохвимірних вимірювань великогабаритних конструкцій
- Послуги акредитованого Науково-впроваджувального центру філії згідно ДСТУ ISO/IEC 17025
- Лабораторні дослідження якості (хімічний склад, структура, властивості) металів і сплавів, деталей, вузлів рухомого складу та елементів інфраструктури
- Проведення контролю геометрії рухомого складу та його складових частин
- Експертиза та розробка нормативно-технічної документації з експлуатації та організації ремонтів тягового та моторвагонного рухомого складу, пасажирських, вантажних та інших вагонів
- Експертиза та розробка нормативної, технічної та конструкторсько-технологічної документації для верхньої будови колії, штучних споруд, експлуатації та ремонту колійних машин і механізмів
- Модернізація та ремонт несучих конструкцій тягового та моторвагонного рухомого складу
- Проектування та виготовлення нестандартного обладнання для ремонту рухомого складу
- Організація і проведення міжлабораторних порівнянь результатів вимірювань та випробувань
- Послуги архіву нормативно-конструкторської документації
- Послуги поліграфічної діяльності



Наші контакти:

вул.І.Федорова,39, м.Київ,03038,Україна
Тел.: 38 (044) 465 38 10
Факс: 38 (044) 528 93 01
E mail: info1520mm@gmail.com
ndkti@lotus.uz.gov.ua
www.uz.gov.ua

**Засновник -
УКРЗАЛІЗНИЦЯ
Видавець - "Науково-дослідний
та конструкторсько-
технологічний інститут
залізничного транспорту"
(Філія "НДКТІ"
АТ "Укрзалізниця")**

Видається з травня 1996 р.
Реєстраційне свідоцтво КВ № 1429
від 10.05.95.

Головний редактор

Мямлін С.В.

Заступник головного редактора

Грищенко С.Г.

Передрук матеріалів - тільки з дозволу редакції журналу. Матеріали друкуються мовою оригіналу: українською, російською, англійською. Статті рецензуються. Відповідальність за достовірність фактів, цитат, власних імен та інших відомостей несуть автори публікацій та рекламодавці. Індеси журналу в Каталозі передплатних видань України: для індивідуальних передплатників - 74126, для підприємств та організацій - 40294. На рік видається 4 номери журналу. Ціна договірна. Формат 60х90/8. Папір крейдований. Друк офсетний. Установчий тираж: 200 прим. Журнал надруковано у типографії ТОВ «Видавничий дім «АДЕФ-Україна» м. Київ, вул. Б. Хмельницького, 32, оф. 40а

Адреса редакції:

03038, м. Київ, вул. Федорова, 39,
НДКТІ ЗТ, редакція ЗТУ.
Тел.: +38 (044) 309-68-93
+38 (044) 465-38-11
факс: +38 (044) 528-93-01
e-mail: ztu@uz.gov.ua;
ztu1520mm@gmail.com.
www.uz.gov.ua/about/activity/
science/ndkti_uz/ztu/
Цифровий ідентифікатор DOI
присвоєно виданню реєстраційним
агентством Crossref.

Над випуском працювали:

Бочаров О.П., Грищенко С.Г.,
Духненко К.С., Миргородська А.І.,
Москалець О.В.



**УВАЖАЕМЫЕ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНИКИ –
ЧИТАТЕЛИ ЖУРНАЛА
«ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫЙ ТРАНСПОРТ
УКРАИНЫ»!**

Железнодорожная отрасль Украины стремительно набирает темпы развития и осуществляет структурные преобразования, которые позволяют существенно повысить эффективность её деятельности.

Совершенствование организационной структуры управления, техническое и технологическое переоснащение, внедрение инновационных технологий, усиление кадрового потенциала, повышение мотивации сотрудников отрасли – это лишь небольшая часть принятых направлений развития украинского железнодорожного транспорта.

Естественно, что организация и проведение единой технической политики в АО «Укрзалізниця», особенно в области подвижного состава и инфраструктуры, учитывающей европейские подходы в решении актуальных задач, является залогом успешного развития всей отрасли.

Поздравляю всех работников железнодорожного транспорта Украины с Рождеством и Новым Годом!

Желаю Вам и Вашим семьям здоровья, счастья, благополучия и исполнения всех желаний!

*С уважением Франтишек Буреш –
член правления АО «Укрзалізниця»*



Концептуальна спрямованість науково-технічних публікацій у журналі формується на підставі пріоритетів діяльності АТ «Укрзалізниця», рішень Науково-технічних рад Товариства і філії "НДКТІ" АТ "Укрзалізниця". Основні напрямки публікацій журналу, це: реформування залізничного транспорту; транспортні системи та логістика; технічна політика і науково-технічне забезпечення; організація і безпека руху поїздів; рухомий склад і засоби інфраструктури; залізнична автоматика, зв'язок і інформатизація; ресурсозбереження та екологія; практичний досвід експлуатації залізниць тощо. Журнал «Залізничний транспорт України» внесено до Переліку наукових фахових видань України, наказ МОНУ № 975 від 11.07.2019, та включено до української загальнодержавної реферативної бази даних «Україніка наукова», бібліографічній базі даних наукових публікацій РИНЦ, пошукової системи Google Scholar.

Матеріали даного випуску розглянуто та рекомендовано до друку Науково-технічною радою філії «НДКТІ» АТ «Укрзалізниця», протокол № 5/19 від 21.12.2019 р.

Використання даних державних статистичних спостережень у наукових статтях без посилання на їх джерело заборонено. При використанні чи передруку матеріалів журналу «Залізничний транспорт України» посилання на видання є обов'язковим.

МІЖНАРОДНА РЕДАКЦІЙНА РАДА

ЗАЙЦЕВ В.О., канд. техн. наук,
директор філії «НДКТІ» АТ
«Укрзалізниця» (голова ради)
БОЙКО Г.А., директор з
інженерно-технічного
забезпечення АТ «Укрзалізниця»
БОЧКОВ К.А., докт. техн. наук,
професор Білоруського
державного університету
транспорту (Республіка Білорусь)
БУРЕЙКА Г., докт. техн. наук,
професор Вільнюського
технічного університету ім.
Гедімінаса (Литва)
ЖУРКОВСКИ А., канд. техн. наук,

директор Інституту Колійництва
(Польща)
КЕЛЬРІХ М.Б., докт. техн. наук,
професор, науковий радник
директора філії «НДКТІ»
АТ «Укрзалізниця»
ЛЕОНЕЦЬ В.А., докт. техн. наук,
провідний науковий співробітник
Інституту проблем міцності імені
Г.С. Писаренка НАН України
МАКАРЕНКО М.В., докт. екон.
наук, професор (Україна)
МЯМЛІН С.В., докт. техн. наук,
професор, перший заступник
директора філії «НДКТІ»

АТ «Укрзалізниця»
САБОЛЕВСЬКИЙ А.К., директор із
стратегічного розвитку та
інвестиційної політики АТ
«Укрзалізниця»
УШКАЛОВ В.Ф., член-кореспон-
дент НАН України, докт. техн.
наук, професор, завідувач відділу
Інституту технічної механіки НАН України
ФЕДОРЕНКО О.Г., директор
Департаменту державної політики в
галузі залізничного транспорту
Міністерства інфраструктури
України

РЕДАКЦІЙНА КОЛЕГІЯ

ВАТУЛЯ Г. Л., докт. техн. наук,
професор, проректор з наукової
роботи Українського державного
університету залізничного
транспорту
ГОРБУНОВ М. І., докт. техн. наук,
професор, завідувач кафедри
«Залізничний, автомобільний
транспорт та підйомно-
транспортні машини»
Східноукраїнського
національного університету
ім. В. Даля
ГРИЩЕНКО С. Г. (заступник
головного редактора), канд. техн.
наук, доцент, помічник директора
філії «НДКТІ» АТ «Укрзалізниця»
ДАНИЛЕНКО Е. І., докт. техн. наук,
професор, завідувач кафедри
«Залізнична колія та колійне
господарство» Державного
університету інфраструктури та
технологій, Україна

ДОМАНСЬКИЙ В. Т., докт. техн.
наук, професор кафедри
«Електричний транспорт»
Харківського національного
університету міського
господарства ім. О.М. Бекетова
ДЬОМІН Ю. В., докт. техн. наук,
професор кафедри «Залізничний,
автомобільний транспорт та
підйомно-транспортні машини»
Східноукраїнського
національного університету
ім. В. Даля
ЗОБОРИ Іштван (Zobory István),
докт. техн. наук, професор
Будапештського технологічного та
економічного університету
КАЛІВОДА Ян (Kalivoda Jan), канд.
техн. наук, ас. проф. Чеського
технічного університету в Празі
КАРА С. В., канд. техн. наук,
начальник науково-дослідного
відділу динаміки та міцності філії
«НДКТІ» АТ «Укрзалізниця»

МИРОНЕНКО В. К., докт. техн.
наук, професор, завідувач
кафедри «Управління
комерційною діяльністю
залізниць» Державного
університету інфраструктури та
технологій, Україна
МЯМЛІН С. В. (головний
редактор), докт. техн. наук,
професор, перший заступник
директора філії «НДКТІ»
АТ «Укрзалізниця»
ПУТЯТО А. В. (Putsiata A.), докт.
техн. наук, доцент, завідувач
кафедри «Локомотиви»
Білоруського державного
університету транспорту
ФАЛЕНДИШ А. П., докт. техн.
наук, професор, завідувач
кафедри «Теплотехніки, теплових
двигунів та енергетичного
менеджменту» Українського
державного університету
залізничного транспорту

ЗМІСТ	CONTENTS
Транспортні системи та логістика	Transport systems and logistics
Ломотко Д. В., Балака Є. І., Резуненко М. Є. Визначення оптимальної кількості вагонів у маршрутних поїздах.....4	D. Lomotko, E. Balaka, M. Rezunenko Determining the optimal composition of a route train.....4
Капіца М. І., Мартишевський М. І., Гончаров О. М. Підвищення об'єктивності оцінки транспортної роботи тягового рухомого складу залізниць.....13	M. Kapitsa, M. Martyshevsky, A. Goncharov The transport work objectivity estimation increase of the railways hauling rolling stock.....13
Надійність та менеджмент якості	Reliability and management of quality
Леонець В.А., Кара С. В., Прокопенко П. М. Оцінка залишкового ресурсу несучих конструкцій тепловозів серії 2ТЕ10 та визначення можливості продовження терміну їх експлуатації.....19	V. Leonets, S. Kara, P. Prokopenko The residual life assessment of the supporting structures of 2TE10 series diesel locomotives and determination of the possibility of extending their service life.....19
Мямлин С.В. Учёный-механик академик Лазарян В. А. - организатор науки и образования на железнодорожном транспорте.....29	S. Myamlin Scientist-mechanic academician Lazaryan V.A. - organizer of science and education on railway transport.....29
Конференції і виставки	Conferences and exhibitions
Промисловий форум України – 2019.....31	Industrial Forum of Ukraine - 2019.....31
Рухомий склад	Rolling stock
Кудіярова Г. Крюківський вагонобудівний завод 150 років зберігає свої традиції і створює нові32	G. Kudyarova Kryukivsk wagon building plant save its own tradition and create new since 150 years.....32
Гетьман Г. К., Міхед В. В., Баб'як М. О., Артемчук, В. В. Друбецький А. Ю., Забарилло Д. О., Васильєв В. Є. Дослідження системи захисту від боксування локомотива на Львівській залізниці.....35	G. Get'man, V. Mihed, M. Bab'jak, V. Artemchuk, A. Drubec'kij, D. Zabarilo, V. Vasilyev Research of the boxing protection system of locomotive in the Lviv Railway35
Грищенко С. Г. Костянтин Міщенко – головний конструктор тягового рухомого складу.....42	S. Gryshchenko K. Mishchenko the chief designer of traction rolling stock.....42
Моделі та моделювання	Models and modelling
Ерыганов А. В. Определение среднего показателя политропы сжатия при алгоритмической синхронизации индикаторных диаграмм транспортных дизелей.....43	O. Yeryganov Calculation of the compression politrop index during algorithmic synchronization of perfomance diagram.....43
Практичний досвід	Practical experience
Герасименко В. В. Захист вантажного рухомого складу від несанкціонованого втручання.....48	V. Herasymenko Protection of cargo rolling stock against unauthorized tampering48
Сторінки історії	Chapter of history
Дёмин Ю.В., Маркова О. М., Хачапуридзе Н. М. Основатель украинской научной школы механиков в области железнодорожного транспорта53	Yu. Dyomin, O. Markova, N. Khachapuridze Founder of the Ukrainian scientific school of mechanics in the field of the railway transport.....53
Модернізація та ремонт	Modernization and repairing
Леонець В. А., Лукашевич А. О., Дегтярев В. О., Лакомський В. В., Тимошенко О. В., Чаус Л. М. Аналіз втомного руйнування валів якорів генераторів DUGG-28 після ремонту.....57	V. Leonets, A. Lukashevych, V. Degtyarev, L. Chaus, V. Lakomsky, O. Tymoshenko The fatigue failure analysis of shafts anchors of DUGG-28 generators after repair57
Технічна політика	Technical policy
Татур О.К. Новини стандартизації67	O. Tatur Stantartisation news.....67
Реферати69	Abstracts69

УДК 656.212:656.225

DOI: 10.34029/2311-4061-2019-133-4-04-12



*Д-р техн. наук
Ломотко Д. В.*



*Канд. екон. наук
Балака Є. І.*



*Канд. техн. наук
Резуненко М. Є.*

ВИЗНАЧЕННЯ ОПТИМАЛЬНОЇ КІЛЬКОСТІ ВАГОНІВ У МАРШРУТНИХ ПОЇЗДАХ

Ключові слова: залізниця, вантажні перевезення, маршрутний потяг, кількість вагонів, залізнична інфраструктура.

Вступ

В теперішній час найбільш пекучою та невідкладною проблемою в роботі національної залізниці є вкрай незадовільний фінансово-економічний стан галузі. Ступінь зносу основних виробничих фондів, перш за все – рухомого складу, яка досягає біля 90%, а також моральна застарілість багатьох елементів інфраструктури ставить залізницю на межу банкрутства. Це унеможливорює її інноваційний

розвиток у відповідності з вимогами науково-технічному прогресу, Директивами ЄС і досягненнями економічно розвинутих країн в області транспорту.

Багатовіковий світовий досвід свідчить, що найбільш дієвими засобами вирішення означеної проблеми суб'єктами господарювання є: дотримання ринкового механізму ціноутворення за принципом відповідності попиту та пропозиції; зниження поточних виробничих витрат при умові невинного підвищення якості продукції та послуг. Виходячи з цього сталий економічний розвиток залізничної галузі потребує комплексного підходу, а саме: удосконалення тарифної політики та забезпечення її гнучкості в залежності від зміни попиту; розширення спектру та якості послуг, диверсифікації і подальшої комерціалізації діяльності залізниці. Вирішення цих питань неможливе без впровадження нових схем доставки вантажів не тільки за принципом "точно в строк", а і з урахуванням надання послуг із зберігання вантажів, формування оптимальних партій відправки, забезпечення митного обслуговування тощо [1-3].

Це потребує від залізниці певних інноваційних підходів щодо змін у технології просування вагонопотоків і, насамперед, відправлень вантажів маршрутними поїздами, що дозволить скоротити питомі експлуатаційні витрати та забезпечить вантажовласникам оптимальні умови перевезення, а залізниці – високий рівень конкурентоспроможності на транспортному ринку.

Аналіз досліджень і публікацій

Жорстка конкурентна боротьба на ринку транспортних послуг активізувала поглиблені та всебічні дослідження організаційно-економічного і техніко-технологічного характеру перевезень стосовно подальшого розвитку залізничної галузі на основі сучасних логістичних підходів.

Так, в публікації [4] запропоновано шляхи підвищення ступеню обґрунтованості управлінських рішень щодо використання рухомого складу. Питання підвищення ефективності використання локомотивів розглянуто в роботі [5], доцільність створення нової транспортної системи для здійснення маршрутних залізничних перевезень вантажів малими ві-

дправленнями з швидкістю пасажирських поїздів обґрунтовано в дослідженні [6].

Важливі питання організації технологічних маршрутів з місць навантаження та з оптимізації їх складу на технічних станціях з урахуванням умови маркетингу та сервісу перевезень, терміну доставки вантажів розглянуто в роботах [7, 8]. Однак, докладно не досліджені витрати, що пов'язані з експлуатацією та використанням технічних засобів залізничних станцій та дільниць.

В роботі [9] запропоновано математичну модель і алгоритм формування оптимального складу поїзда на шляхах незагального користування вагонами різних власників з урахуванням передбачуваної вартості його подальшої переробки. Основу математичної моделі становить транспортна задача з обмеженнями, доповнена трьома показниками власників рухомого складу: вартість, швидкість, готовність до перевезення.

В дослідженні [10] виділено основні питання використання вантажних вагонів різної форми власності та розроблена організаційно-технологічна модель управління парком вантажних вагонів з урахуванням пріоритетного обслуговування вантажовідправників і вантажоодержувачів. Проте, коло питань щодо оптимального складу маршрутних поїздів потребує більш поглибленого дослідження.

Мета та завдання дослідження

Основним видом транспортної діяльності АТ «Укрзалізниця» залишаються вантажні перевезення в межах України. Так, за підсумками 2018 року, у внутрішньому сполученні було перевезено 154,9 млн.т. вантажів. За той же час обсяги перевезень експортних вантажів склали 107,4 млн.т., імпорتنих – 40,2 млн.т., а транзитних – 16,3 млн.т. Таким чином, обсяг перевезень у внутрішньому сполученні кореспондується з обсягом трьох інших видів перевезень і складає біля 95 % їх величини, або 48,6 % загального обсягу вантажних перевезень. Найбільші обсяги перевезень у 2018 році склали залізо-рудна сировина (22 % від вантажообігу) і вугілля (22 % від вантажообігу). Перевезення зерна залізницею досягло 33 млн т., будматеріалів - 37 млн т. Більшість цих вантажів найбільш вигідно транспортувати крупними вагонними партіями, а в умовах наявності малодіяльних

збиткових станцій виникає питання визначення величини цих партій.

Перевезення масових вантажів крупними партіями, особливо маршрутними поїздами, забезпечує вантажовласнику зменшення транспортної складової в собівартості продукції, проте, для залізниці неодмінно виникає питання щодо оптимальної кількості вагонів в такому поїзді, що, в свою чергу, створює умови для раціонального використання залізницею своїх матеріальних, трудових і фінансових ресурсів. З огляду на це актуалізуються дослідження стосовно удосконалення методів визначення оптимального з економічної точки зору складу маршрутного поїзда для кожного окремого маршруту.

Досягнення цієї мети обумовлено вирішенням таких завдань:

- обґрунтування концептуального підходу до визначення критерію оптимальної кількості вагонів в маршрутному поїзді;
- розробка економіко-математичної моделі визначення оптимальної кількості вагонів в поїзді, яка основана на використанні офіційних статистичних даних роботи АТ «Укрзалізниця»;
- застосування запропонованої моделі при визначенні оптимальної кількості вагонів в поїзді для окремого маршрутного перевезення з використанням фактичних даних;
- дослідження впливу окремих технологічних факторів на оптимальну кількість вагонів в маршрутному поїзді.

Основна частина дослідження

Концептуальний підхід. Концепція дослідження щодо визначення оптимального складу маршрутних поїздів, як система початкових теоретичних положень, базується на методі економічних компромісів. Оптимальна кількість вагонів у означених поїздах залежить від таких основних факторів:

– витрати, що пов'язані з кінцевим простом вагонів при формуванні поїзда на станції відправлення та розформування поїздів на станції призначення;

– витрати, що пов'язані з рухом поїздів від станції відправлення до станції призначення, а саме: витрати на використання нитки графіку, витрати на використання інфраструктури технічних станцій та витрати на роботу локомотивів на маршруті слідування.

Витрати, що пов'язані з простом вагонів при формуванні поїзда на станції відправ-

лення, зростають при збільшенні кількості вагонів (n) в поїзді. Графік цієї залежності наведено на рисунку 1 (лінія 1). Витрати, пов'язані з розформуванням поїзда, також залежать від кількості вагонів в поїзді, а графік цієї залежності аналогічний лінії 1 (рис. 1).

Витрати, пов'язані з рухом поїздів від станції відправлення до станції призначення зменшуються в розрахунку на один вагон при збільшенні їх кількості у поїзді. Вони складаються з витрат на використання нитки графіку, витрат на використання інфраструктури технічних станцій та витрат на роботу

локомотивів протягом маршруту слідування (лінія 2 на рис. 1).

Складання сукупності значень ординат обох функцій при заданих значеннях абсцис дає можливість отримати функцію, яка визначає залежність витрат, пов'язаних з формуванням і розформуванням поїздів та витрат, пов'язаних з їхнім рухом, від кількості вагонів в поїзді (рис. 1). Крива сумарних загальних витрат (лінія 3 на рис. 1) має точку мінімуму A , в якій сукупні затрати на перевезення будуть найменшими. Абсциса цієї точки n_{opt} відповідає оптимальній кількості вагонів у маршрутному поїзді.

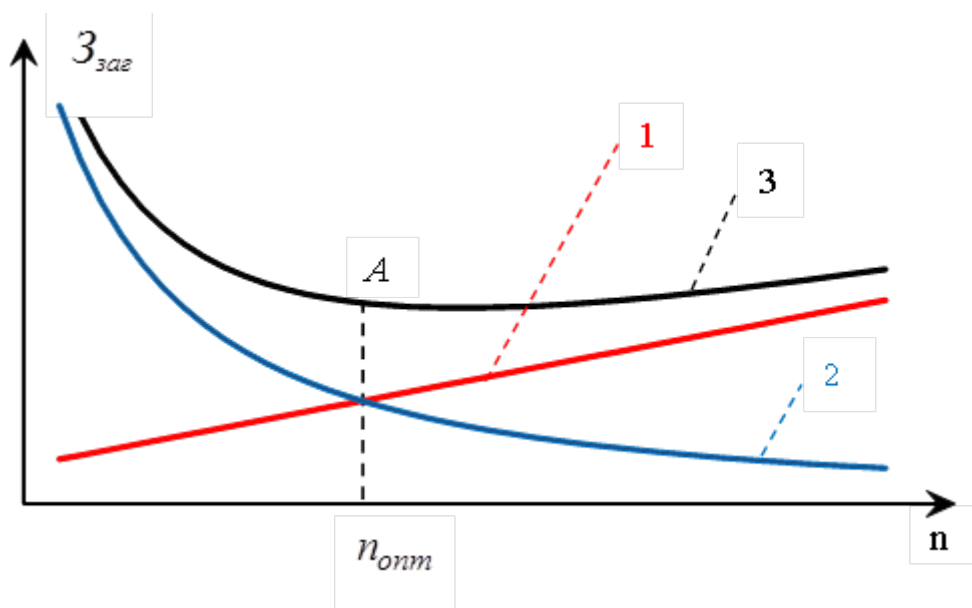


Рис. 1 - Залежність загальних витрат на перевезення від кількості вагонів в поїзді, де: 1 - витрати пов'язані з формуванням поїзда; 2 - витрати пов'язані з рухом поїздів; 3 - загальні витрати

Визначення оптимальної кількості вагонів на основі економіко - математичного моделювання. Цей метод визначення оптимальної кількості вагонів у маршрутних поїздах адаптовано до щорічних офіційних даних про роботу АТ «Українська залізниця».

Оптимальна кількість вагонів буде відповідати мінімальному значенню функції, що отримана як сума витрат на формування, розформування та рух поїздів за окремим маршрутом слідування:

$$Z_{заг} = Z_{ф} + Z_{р} + Z_{сф} + Z_{ср} + Z_{л.рух} + Z_{л.ст} + Z_{п.рух} + Z_{п.ст} + Z_{то} \rightarrow \min, \quad (1)$$

де: $Z_{заг}$ - загальні питомі витрати на формування, розформування, технічний огляд та рух поїзду між станціями відправлення і призначення, грн./ваг.;

$Z_{ф}$ - питомі витрати, що пов'язані з формуванням поїзда, грн./ваг.;

$Z_{р}$ - питомі витрати, що пов'язані з розформуванням поїзда, грн./ваг.;

$Z_{сф}$ - питомі витрати на використання інфраструктури на станції формування поїзда, грн./ваг.;

$Z_{ср}$ - питомі витрати на використання інфраструктури на станції розформування поїзда, грн./ваг.;

$З_{н.рух}$ – питомі витрати на використання інфраструктури на перегоні при русі поїзда, грн./ваг.;

$З_{н.ст.}$ – питомі витрати на використання інфраструктури на перегоні при стоянці поїзда, грн./ваг.;

$З_{л.рух}$ – питомі витрати, що пов'язані з роботою магістральних локомотивів при русі поїзда, грн./ваг.;

$З_{л.ст.}$ – питомі витрати, що пов'язані з роботою магістральних локомотивів при стоянці поїзда на перегонах, грн./ваг.;

$З_{то}$ – питомі витрати на використання інфраструктури технічної станції при проведенні технічного і комерційного оглядів поїзда, грн./ваг.

Питомі витрати, що пов'язані з формуванням поїзда ($З_{\phi}$), в розрахунку на один вагон визначаються за формулою:

$$З_{\phi} = З_1 \cdot \frac{t_1(1+n)}{2}, \quad (2)$$

де: $З_1$ – питомі витрати, що пов'язані з простоем вагонів при формуванні поїзда, грн./ваг.;

t_1 – час простою останнього причепленого вагону при формуванні поїзду або час очікування причеплення магістрального локомотиву (приймаємо рівним часу простою останнього вагону), год.;

n – кількість вагонів у маршрутному поїзді.

Питомі витрати, що пов'язані з розформуванням поїздів ($З_p$), в розрахунку на один вагон визначаються за формулою:

$$З_p = З_1 \cdot \frac{t_2(1+n)}{2}, \quad (3)$$

де: t_2 – час простою першого відчепленого вагону при розформуванні поїзду або час очікування відчеплення магістрального локомотиву (приймаємо рівним часу простою останнього вагону), год..

Питомі витрати на використання інфраструктури на станції формування поїзду ($З_{сф}$) в розрахунку на один вагон визначаються за формулою:

$$З_{сф} = З_2 \cdot \frac{\ell_2 t_1(1+n)}{2}, \quad (4)$$

де: $З_2$ – питомі витрати на використання одного км інфраструктури на станціях формування, розформування та технічних станціях протягом однієї години у вантажному русі, грн.;

ℓ_2 – корисна довжина путі, що займає один поїзд на станціях формування, розформування, технічних станціях та при стоянці на перегоні протягом однієї години у вантажному русі, км.

Питомі витрати, що пов'язані з розформуванням поїздів ($З_{ср}$), в розрахунку на один вагон, визначаються за формулою:

$$З_{ср} = З_2 \cdot \frac{\ell_2 t_2(1+n)}{2}. \quad (5)$$

Питомі витрати, що пов'язані з роботою магістральних локомотивів при русі поїзда ($З_{л.рух}$) визначаються за формулою:

$$З_{л.рух} = З_4 \cdot \frac{t_3}{n}, \quad (6)$$

де: $З_4$ – питомі витрати на одну локомотиво-годину у вантажному русі (при русі поїзда на перегонах), грн.;

t_3 – чистий час руху поїзда на маршруті від станції відправлення до станції призначення, год., що розраховується як:

$$t_3 = \frac{S_1}{V}, \quad (7)$$

де: S_1 – довжина маршруту слідування поїзда, км;

V – середня технічна швидкість поїзда, км/год.

Питомі витрати, що пов'язані з роботою магістральних локомотивів при стоянці поїзда на перегонах ($З_{л.ст.}$), визначаються за формулою:

$$З_{л.ст.} = З_5 \cdot \frac{t_5}{n}, \quad (8)$$

де: 3_5 – питомі витрати на одну локомотиво-годину при стоянці поїзда на перегонах, грн./год.;

t_5 – час простою поїзда на перегонах, год., що розраховується як:

$$t_5 = t_6 - t_3, \quad (9)$$

де: t_6 – загальний час проходження поїзда за маршрутом, год., що розраховується як

$$t_6 = \frac{S_1}{S_2} \cdot 24, \quad (10)$$

де: S_2 – середньодобовий пробіг локомотива (поїзда), км.

Питомі витрати на використання інфраструктури на перегоні при русі поїзда ($3_{n.пux.}$), в розрахунку на один вагон, визначаються за формулою:

$$3_{n.пux.} = 3_3 \cdot \frac{\ell_1 t_3}{n}, \quad (11)$$

де: 3_3 – питомі витрати на використання одного км інфраструктури на перегоні протягом однієї години у вантажному русі, грн.;

ℓ_1 – середня довжина перегону, що займає один поїзд, з урахуванням дистанції між поїздами, км.

Питомі витрати на використання інфраструктури на перегоні при русі поїзда ($3_{n.см.}$), в розрахунку на один вагон, визначаються за формулою:

$$3_{n.см.} = 3_3 \cdot \frac{\ell_2 t_5}{n}. \quad (12)$$

Питомі витрати на використання інфраструктури технічної станції при проведенні технічного і комерційного оглядів поїзду визначаються за формулою:

$$3_{то} = 3_2 \cdot \frac{\ell_2 t_4 m}{n}, \quad (13)$$

де: t_4 – тривалість технічного огляду одного вагона;

m – кількість технічних оглядів поїзда на його маршруті слідування.

Підставляючи вирази (2–8) в функцію (1) та враховуючи обмеження $n > 0$, n – цілочислове значення, отримуємо математичну модель визначення оптимальної кількості вагонів у маршрутному поїзді [11]:

$$\begin{cases} 3_{заг} = \frac{(3_1 + 3_2 \ell_2)(t_1 + t_2)(1 + n)}{2} + \\ + \frac{3_4 t_3 + 3_2 \ell_2 t_4 m + 3_3 \ell_1 t_3 + 3_5 t_5 + 3_3 \ell_2 t_5}{n} \rightarrow \min; \\ 3_i > 0, t_i > 0, i = 1, 2, 3, 4; \\ \ell_1 > 0, \ell_2 = \begin{cases} 850 \text{ м.}; \\ 1050 \text{ м.}; \\ 1250 \text{ м.} \end{cases} \\ 0 < n \leq \frac{\ell_2}{\ell_{ум}}, n - \text{цілочислове значення}, \\ m > 0, m - \text{цілочислове значення}, \end{cases} \quad (14)$$

де: $\ell_{ум}$ – довжина умовного вагону, м.
Мінімальне значення $3_{заг}$ досягає в точці A

(рис. 1), в якій її перша похідна по n ($\frac{d3_{заг}}{dn}$) дорівнює нулю. Тобто,

$$\frac{dZ_{\text{заг}}}{dn} = \frac{1}{2}(3_1 + 3_2 \ell_2)(t_1 + t_2) - \frac{1}{n^2} \left(3_4 t_3 + 3_2 \ell_2 t_4 m + 3_3 \ell_1 t_3 + 3_5 t_5 + 3_3 \ell_2 t_5 \right) = 0. \quad (15)$$

Враховуючи умову додатності змінної n , отримаємо формулу для знаходження оптимальної кількості вагонів у маршрутному поїзді:

$$n_{\text{opt}} = \sqrt{\frac{2 \left(3_4 t_3 + 3_2 \ell_2 t_4 m + 3_3 \ell_1 t_3 + 3_5 t_5 + 3_3 \ell_2 t_5 \right)}{(3_1 + 3_2 \ell_2)(t_1 + t_2)}}. \quad (16)$$

Оскільки друга похідна $\frac{d^2 Z_{\text{заг}}}{dn^2}$ більше нуля, а саме:

$$\frac{d^2 Z_{\text{заг}}}{dn^2} = \frac{1}{n^3} \left(3_4 t_3 + 3_2 \ell_2 t_4 m + 3_3 \ell_1 t_3 + 3_5 t_5 + 3_3 \ell_2 t_5 \right) > 0, \quad (17)$$

то це свідчить, що формула (16) дає можливість визначити цілочислове значення оптимальної кількості вагонів (n_{opt}) у маршрутному поїзді, з мінімальними загальними витратами на транспортну роботу.

Апробація запропонованого методу визначення оптимальної кількості вагонів у маршрутних поїздах. Для розрахунку оптимальної кількості вагонів у маршрутному поїзді були використані дані про середні питомі витрати на перевезення по Укрзалізниці за 2017 рік і основні показники роботи АТ «Українська залізниця» за цей період, які наведені у таблиці 1.

Табл. 1 - Вихідні дані до розрахунку оптимального складу маршрутного поїзду

№	Позначення	Назва показника	Середні питомі витрати (за даними АТ «Укрзалізниця»)
1	S_1	Довжина маршруту слідування поїзда, км.	600
2	S_2	Середньодобовий пробіг локомотива, км.	487,6
3	V	Середня технічна швидкість поїзда, км/год.	45,2
4	t_1	Час простою одного вагону при формуванні поїзда, год.	0,40
5	t_2	Час простою одного вагону при розформуванні поїзда, год.	0,30
6	t_3	Чистий час руху поїзда по маршруту $\frac{S_1}{V}$, год.	13,3
7	t_4	Тривалість техогляду одного вагону, год.	0,05
8	3_1	Питомі витрати, що пов'язані з простоєм вагонів при формуванні поїзда, грн./ваг.	15,93
9	3_2	Питомі витрати на використання одного км інфраструктури на станціях формування, розформування та технічних станціях, протягом однієї години у вантажному русі, грн.	57,61
10	3_3	Питомі витрати на використання одного км інфраструктури на перегоні, протягом однієї години у вантажному русі, грн.	65,46

11	z_4	Питомі витрати на одну локомотиво-годину (електротяга) у вантажному русі, при русі поїзда на перегонах (визначається як сума z_5 та питомих витрат на електроенергію в русі – 2928,17 грн./год.), грн.	3685,30
12	z_5	Питомі витрати на одну локомотиво-годину (електротяга), при стоянці поїзда на перегонах, грн./год.	727,13
13	ℓ_1	Середня довжина перегону, що займає один поїзд, з урахуванням дистанції між поїздами, км.	6
14	ℓ_2	Корисна довжина путі, що займає один поїзд на станціях формування, розформування, технічних станціях та при стоянці на перегоні, протягом однієї години у вантажному русі, км.	1,25
15	m	Кількість технічних оглядів поїзда на маршруті слідування	3

Загальний час проходження поїзда за маршрутом за формулою (10) становитиме

$$t_6 = \frac{600}{487,6} \cdot 24 = 29,5 \text{ год.}$$

За формулою (9) визначаємо час простою поїзда на перегонах:

$$t_5 = 29,5 - 13,3 = 16,2 \text{ год.}$$

Використовуючи вираз (16), знаходимо значення оптимальної кількості вагонів (n_{opt}) у маршрутному поїзді:

$$n_{opt} = \sqrt{\frac{2(3685,30 \cdot 13,3 + 727,13 \cdot 16,2 + 57,61 \cdot 1,25 \cdot 0,05 \cdot 3 + 65,46 \cdot 6 \cdot 13,3 + 65,46 \cdot 1,25 \cdot 16,2)}{(15,93 + 57,61 \cdot 1,25)(0,4 + 0,3)}} \approx 46,79.$$

Таким чином, для заданих параметрів оптимальна кількість вагонів у маршрутному поїзді складає 46 од.

За даними таблиці 1 і з використанням формули (14), визначаємо мінімальні витрати на один вагон по маршруту перевезення, які складають 2909, 62 грн. Виходячи з цього, сукупні витрати на перевезення вантажу поїздом з 46 вагонів складуть 133842,52 грн. ($2909,62 \times 46$), або в розрахунку на одну поїздо-годину витрати складуть 4537,03 грн. ($133842,52 / 29,5$). Слід зазначити, що за даними Укрзалізниці в 2017 році питомі витрати на одну поїздо-годину для 46 вагонів при електровозній тязі у вантажному русі складали в середньому 11299,9 грн.

Дослідження впливу окремих факторів на оптимальну кількість вагонів в маршрутному поїзді. На рисунку 2 представлена оптимальна величина кількості вагонів в залежності від довжини маршруту слідування поїзда S_1 ($S_1 \in [400; 1200]$) і його середньої технічної швидкості V ($V \in [25; 70]$) для параметрів, наведених в таблиці 1.

Аналіз залежностей наведених на рисунку 2 показує, що оптимальна кількість вагонів у маршрутному поїзді має пряму залежність від довжини маршруту слідування поїзда S_1 і обернену залежність від його середньої технічної швидкості V .

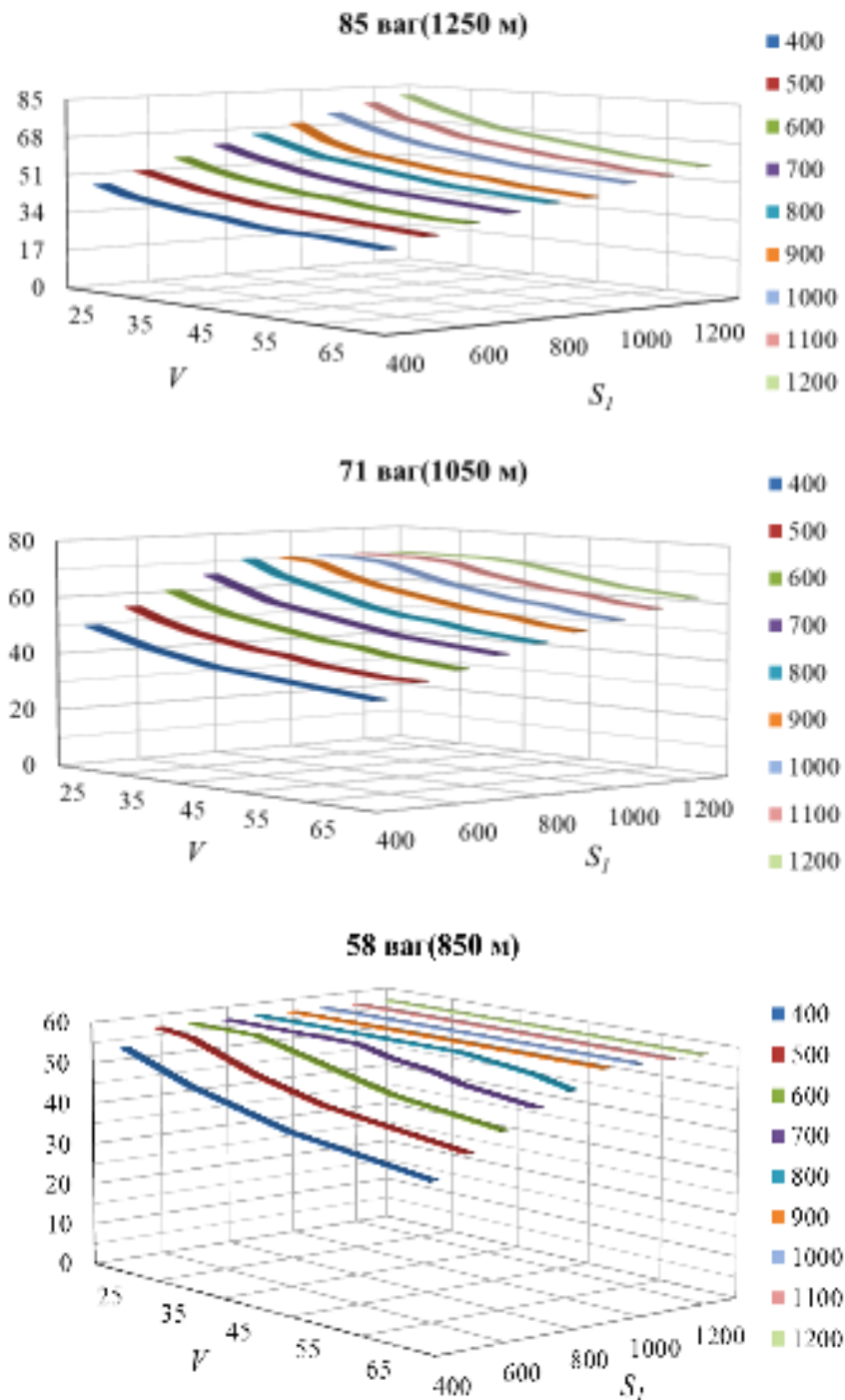


Рис. 2 – Вплив довжини маршруту слідування, середньої технічної швидкості та інших факторів на оптимальну кількість вагонів в маршрутному поїзді

Висновки

В результаті проведених досліджень встановлено, що застосування методу економічних компромісів між витратами, які виникають при формуванні поїздів, і витратами, що пов'язані з їхнім рухом, дозволяє визначити оптимальну кількість вагонів у складі вантажного поїзда при здійсненні маршрутних перевезень.

Отримано економіко-математичну модель, яка враховує всі найважливіші фактори, що впливають на умови перевезень за встановленим маршрутом. Модель побудована на основі використання офіційних статистичних даних роботи АТ "Укрзалізниця", її філій та структурних підрозділів і вона має універсальний характер. Запропонована модель може застосовуватися для оптимізації експлуатаційних витрат при будь-якому маршруті ван-

тажного залізничного перевезення, за умов врахування його особливостей.

Обґрунтованість запропонованого методу та адекватність отриманої моделі підтверджується наведеним розрахунком оптимального складу вантажного поїзда, що слідує за окремим маршрутом.

Література

1. Балака Е.И. Концепция формирования тарифной политики как фактор конкурентобезопасности железнодорожного транспорта / Е.И. Балака, А.Ю. Чередниченко // - Вісник Харківського національного університету ім. В.Н.Каразіна. – 2001. – № 512. – С. 57-59.

2. Панченко С.В. Концептуальні підходи до диверсифікації діяльності ПАТ «УКРЗАЛІЗНИЦЯ» / С.В. Панченко, Г.В. Ватуля, Є.І. Балака, Д.С. Лючков // Українська залізниця. – 2018. – № 9 (63). – С. 15-19.

3. Балака Є.І. Раціоналізація митних процедур в умовах міжнародної транспортної діяльності / Є.І. Балака, Є.С. Альошинський // Українська залізниця. – 2017. – № 7-8 (49-50). – С. 35-38.

4. Lomotko D.V., Kovalov A.O., Koval'ova O. V. Formation of the fuzzy support system for decision-making on merchantability of rolling stock in its allocation. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2015. – Т. 6. – No. 3 (78). – pp. 11-17, <http://dx.doi.org/10.15587/1729-4061.2015.54496>.

5. Butko T., Prokhorchenko A., Muzykin M. Improvement of methods for determining locomotive circulation patterns with regard to the technological features of car-stream flows. East-European Journal of Advanced Technologies. – 2016. – Vol. 5. – No. 3. – pp. 47-55.

6. Балака Є.І. Закономірності розвитку вантажних перевезень і задачі залізниці. Тенденції розвитку вантажних перевезень в Україні / Є.І. Балака, Д.С. Лючков // Українська залізниця. – 2019. – № 7 (73). – С. 13-17.

7. Некрашевич В.И. Поездная работа при постоянных размерах грузового движения и нефиксированной массе и длине составов / В.И. Некрашевич, В.Е. Козлов, В.И. Бодюл, Л.Ф. Бородин // Вестник ВНИИЖТ. – 1991. – № 8. – С. 12-17.

8. Congli, H.. Optimization on Combination of Transport Routes and Modes on Dynamic Programming for a Container Multimodal

Transport System. Procedia Engineering, Issue 1877-7058, pp. 382-390.

9. Золотарев С.А. Математическая модель и алгоритм формирования оптимального состава поезда вагонами различных собственников на путях необщего пользования / С.А. Золотарев, А.Д. Сиразетдинова // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. – 2015. – № 4 (48). – С. 164 - 167.

10. Данько Н.И. Разработка организационно-технологической модели управления парком грузовых вагонов разной собственности / Н.И. Данько, Д.В. Ломотько, В.В. Кулешов // Инновационный транспорт. – 2012. – № 4 (5). – С. 8-13.

11. Панченко Н.Г. Элементы дослідження операцій в управлінні процесами перевезень: підручник / Н.Г. Панченко, М.Є. Резуненко. Харків: «Діса плюс», 2015. – Ч. 1. – 280 с.

ВІДОМОСТІ ПРО АВТОРІВ

Ломотько Денис Вікторович,

д. т. н., професор, завідувач кафедри «Транспортні системи та логістика» Українського державного університету залізничного транспорту.
Пл. Фейєрбаха, 7, м. Харків, 61050, Україна.
Тел.: +38 057 730 19 55.
E-mail: den@kart.edu.ua.
ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-7624-2925>.

Балака Євген Іванович,

к. е. н., доцент кафедри «Транспортні системи та логістика» Українського державного університету залізничного транспорту.
Пл. Фейєрбаха, 7, м. Харків, 61050, Україна.
Тел.: +38 057 730 19 55.
E-mail: ev.balaka@gmail.com.
ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-8936-4729>.

Резуненко Марина Євгенівна,

к. т. н., доцент кафедри «Вища математика» Українського державного університету залізничного транспорту.
Пл. Фейєрбаха, 7, м. Харків, 61050, Україна.
Тел.: +38 057 730 10 37.
E-mail: ev.balaka@gmail.com.
ORCID: <http://orcid.org/0000-0003-2073-5242>.

УДК 629.421.8

DOI: 10.34029/2311-4061-2019-133-4-13-18

Д-р техн. наук Капіца М.І.

Канд. техн. наук Мартишевський М.І.

Канд. техн. наук Гончаров О.М.

ПІДВИЩЕННЯ ОБ'ЄКТИВНОСТІ ОЦІНКИ ТРАНСПОРТНОЇ РОБОТИ ТЯГОВОГО РУХОМОГО СКЛАДУ ЗАЛІЗНИЦЬ

Ключові слова: транспортна робота, одиниця вимірювання роботи, локомотив, енергетична установка, сила тяги, тяговий рухомий склад.

Транспортні послуги підприємств залізничного транспорту полягають в переміщенні в просторі пасажирів та вантажів і забезпечуються за рахунок виконання взаємопов'язаного комплексу виробничих процесів. Реалізація транспортних послуг підприємствами залізничного транспорту є результатом виконання кожним структурним підрозділом певних функцій. Процес їх створення є досить складним і потребує узгодженості дій всіх виконавців. Окремим питанням є справедливий розподіл понесених витрат і одержаного прибутку при виконанні транспортної роботи, який повинен базуватись на прийнятних об'єктивних методах визначення внеску кожного підрозділу.

На теперішній час основним кількісним показником оцінки величини транспортної роботи є вантажообіг, який дорівнює добутку маси перевезеного за визначений час вантажу на відстань перевезення. Традиційно, в якості основного вимірника виконаної роботи застосовують 10000 тонно-кілометрів брутто. Поширене вживання даного показника пояснюється простотою розрахунку обсягів виконаної роботи, зручністю її планування та обліку. В той же час застосування зазначеного показника не забезпечує очікуваний рівень достовірності оцінки величини виконаної транспортної роботи, з урахуванням особливостей роботи локомотивного господарства.

В сучасних умовах постає потреба в більш об'єктивній оцінці транспортної роботи, ви-

конаної локомотивами. Вирішення зазначеної проблеми набуває особливої актуальності в умовах реформування АТ «Укрзалізниця» та побудови нової структури взаємовідносин учасників перевізного процесу, організаційного та фінансового розділення оператора інфраструктури та перевізника всередині Товариства. Сутність вживаного філософського поняття «об'єктивності» стосується характеристики предмета, змісту знання чи способу існування (дійсності), які полягають в їх незалежності від людської свідомості (суб'єкта пізнання) [1,2].

Для подальшого ілюстрації ступеня об'єктивності оцінки транспортної роботи для локомотивів варто розглянути складову роботи за зміною «потенціальної енергії», - скалярної фізичної величини, яка представляє собою частину повної механічної енергії системи, що знаходиться в полі консервативних (потенціальних) сил, робота яких не залежить від виду траєкторії, точки прикладення цих сил і закону руху, а визначається тільки початковим і кінцевим положенням точки (маси) [3,4]. Рівнозначним за суттю (для енергетичної оцінки механічної системи) визначенням є поняття *консервативних сил*, тобто сил, робота яких за будь-якою замкненою траєкторією дорівнює нулю. Якщо не відходити від положень теоретичної механіки, виявляється, що закінчений тур одного і того ж поїзда, наприклад, «Дніпро-Київ-Дніпро» не приведе до зміни консервативної (потенціальної) енергії поїзда, тобто від того, яким маршрутом буде перевезено вантаж за вказаним туром, його кінцева потенціальна енергія не зміниться.

Наразі також, при порівнянні виконаної тонно-кілометрової роботи, при переміщенні, одного і того ж поїзда зі ст. Дніпро до ст. Київ, чи зі ст. Київ до ст. Дніпро кількісна різниця відсутня, бо як маса поїзда (m), так і відстань перевезення (s) є незмінними. Однак робота локомотивів з подолання опору руху може суттєво відрізнитись, в залежності від профілю колії та режиму ведення поїзда. Відрізнятимуться також величини навантаження на основні деталі та вузли локомотивів, що, в кінцевому випадку, спричинить зміну ступеня впливу на їх показники надійності, енергоефективності, очікуваних витрат на ремонт тощо. Таким чином традиційний

підхід до виміру транспортної роботи (тонно-кілометри) не враховує змін роботи, виконаної тяговим рухомим складом (ТРС) на практиці.

Слід звернути увагу на відносну кількісну незначущість потенційної енергетичної складової в частині подолання різниці між потенціальною енергією одного й того поїзда в пункті його відправлення і в пункті прибуття, що, в певній мірі, нівелює абсолютну похибку в межах дільниці. Точна оцінка виконаної транспортної роботи локомотивів ускладнюється також наявністю *неконсервативних сил*, прикладом яких є сили тертя, робота (енергія) яких залежить від траєкторії та швидкості переміщення маси поїзду.

Потенціальна енергія згаданого вище поїзда не є повною потенціальною енергією тіла, а являє собою тільки зміну потенціальної енергії при піднятті (опусканні) тіла на висоту h , оскільки початок підрахунку (вертикальна координата) вибирається довільно:

$$W_{II} = Gh = mgh, \quad (1)$$

де: W_{II} – потенціальна енергія тіла (енергія положення), Дж;

G – гравітаційна сила, Н;

h – висота положення над точкою відліку, м;

m – маса тіла, кг;

g – прискорення вільного падіння, (м/с²).

Абсолютне значення зміни потенційної енергії (енергії положення) в процесі переміщення поїзда по ділянках, при незмінній його вазі $Q_{\text{бн}}$ і усередненому ухилі профілю шляху $i_{\text{сеп}}$, в ході поточного переміщення поїзда ΔL на кожній дільниці може бути суттєвим:

$$\Delta W_{II} = (mg) \cdot \Delta h = Q_{\text{бн}} \cdot (i_{\text{сеп}} \cdot \Delta L), \quad (2)$$

де: Δh – зміна висоти положення, м;

$Q_{\text{бн}}$ – вага поїзда (брутто), т;

$i_{\text{сеп}}$ – усереднений розрахунковий ухил колії, ‰;

ΔL – переміщення поїзда, км.

Різниця за висотою над рівнем моря міст Київ і Дніпро, згідно з даними «Балтійської системи висот» (БСВ), складає не менше

22 м [1]. Для прикладу: «підняття» вантажного поїзда масою 3000 т від ст. Дніпро до ст. Київ тільки за параметром «накопичення потенціальної енергії» вимагає витрат енергії близько 180 кВт·год або 643223 кДж. Зазначені витрати енергії приведені без урахування коефіцієнту корисної дії (ККД) ТРС технологічно задіяного для виконання транспортної роботи. Очевидно, що кількісна оцінка консервативних сил дозволяє оцінити виконану ТРС транспортну роботу з точки зору витрат енергії точніше і більш об'єктивно.

Як показали виконані розрахунки, величина співвідношення витрат енергії на «накопичення» потенціальної енергії поїзда в процесі виконання транспортної роботи (консервативні сили) і витрат енергії на подолання неконсервативних сил (сил механічного тертя, аеродинамічного опору і т. ін.) буде незначним і чим більш похилими будуть перегони, тим це співвідношення буде менше, а крайня межа цього значення для горизонтального профілю колії дорівнює нулю. Для великих перепадів висот, наприклад, рівнів технологічних горизонтів гірничозбагачувальних кар'єрів (ГЗК) названі вище співвідношення будуть мати суттєву співмірність.

Якщо повернутись до «умовного» поїзда, то наявність сил тертя в елементах його складових в процесі їх руху по елементах верхньої будови колії (по рейках) при зміні траєкторії руху поїзда (маршруту поїзда) обов'язково викличе зміни витрат енергії ТРС. Важливість питання *об'єктивності* оцінки прямих транспортних енерговитрат повстає в більшій мірі для магістральних локомотивів і, в меншій мірі, – для енергетичної характеристики виконуваної маневрової роботи (для умов станційної маневрової роботи швидкість переміщення невелика, перепади висот Δh (2) в межах станції практично відсутні, або ж за своєю довжиною (ΔL) дуже короткі). Як вказано вище, проблема підвищення об'єктивності обліку виконаної транспортної роботи залізничним ТРС не вичерпується врахуванням змін потенціальної енергії поїзда ΔW_{II} .

¹ Балтійська система висот (БСВ) – прийнята в СРСР у 1977 році система абсолютних висот, відлік яких ведеться від нуля кронштадтського футштока. Від цієї позначки відраховані висоти опорних геодезичних пунктів, які позначені на місцевості різними геодезичними знаками та нанесені на карти.

В класичному вигляді робота сил формулюється наступним чином: «при прямолінійному русі матеріальної точки і постійному значенні прикладеної до неї сили, робота A (цієї сили) дорівнює добутку проекції вектора сили на напрям руху и довжини вектора переміщення, здійсненого точкою» [3,4]. Спрощено формулювання зазначеного алгоритму визначення виконуваної роботи для ТРС наступне: «робота переміщення поїзда дорівнює добутку сили тяги локомотива на відстань переміщення поїзда». Правомірність спрощення полягає в тому, що вектор сили тяги локомотива практично завжди співпадає з вектором переміщення локомотива ($\alpha = 0$).

$$A = F \cdot s \cdot \cos(\overline{F}, \overline{s}) = F \cdot s \cdot \cos(\alpha) = F \cdot s, \quad (3)$$

де: F – сила тяги локомотива;
 s – відстань переміщення поїзда.

В загальному випадку, коли сила (тяги) змінна за величиною, а рух ТРС – непрямолінійний, робота локомотива визначається за криволінійним інтегралом другого роду за траєкторією точки.

$$A = \int \overline{F} \cdot d\overline{s}. \quad (4)$$

Якщо відома залежність сили тяги від координати локомотива $\overline{F}(\overline{r})$, то його робота (4) визначається наступним чином:

$$A = \int_{\overline{r}_0}^{\overline{r}_1} \overline{F}(\overline{r}) \cdot d\overline{r}, \quad (5)$$

де \overline{r}_0 і \overline{r}_1 – радіус-вектори початкового і кінцевого положення тіла відповідно.

Напрошується очевидний висновок, що більш об'єктивним було б при визначенні виконаної ТРС транспортної роботи, незалежно від роду служби (виду роботи), як мінімум, необхідно оцінювати реалізовану величину сили тяги локомотива. Але впровадження додаткової (паралельної) одиниці вимірювання виконаної транспортної роботи для деяких господарств в складі інфраструктури управління залізницями України є суперечним та мало важливим, проте питання «справедливого розподілу» отриманого за рахунок виконаних перевезень прибутку між господарствами до сих пір не вирішено. Ос-

новні труднощі при реалізації даного підходу можуть виникнути при визначенні сили тяги ТРС в функції переміщення (лінійної координати знаходження), а також в частині розробки необхідної сучасної контрольно-реєстраційної приладової бази.

Потреба впровадження додаткового, а з точки зору рівня достовірності оцінки, більш досконалого вимірника виконаної транспортної роботи, може бути проілюстрована при розгляді деяких відмінностей виконання маневрової роботи. Наразі питання оцінки кінцевого обсягу виконаної, а тим більше запланованої маневрової тягової роботи, при опрацюванні двох вантажних поїздів однакової маси після їх прибуття на сортувальну станцію в процесі практичної реалізації плану роботи з метою формування нових поїздів, повстають, до прикладу, якщо вони будуть, згідно з маршрутними документами, «розірваними»: перший – на дві частини, а другий – на 10 частин. При цьому, для традиційного підходу проблемним буде визначення різниці виконаних обсягів роботи, коли фактична кількість перероблених вантажних вагонів в обох випадках однакова.

Для подальшого розгляду пропонується оцінити співвідношення виконаної роботи в «традиційних» сьогодні одиницях добутку маси перевезеного за визначений час вантажу на відстань перевезення і одиницях виміру, що враховують реалізовану силу тяги, визначених за формулами (4) і (5). Порівняння отриманих результатів виконаних тягових розрахунків [5] для вантажних поїздів різної маси, діляниць різного профілю довжиною 30-50 км і ТРС різних серій для подальшого аналізу з відповідною оцінкою і подальшими висновками зручно представити у вигляді таблиці 1.

Очевидно, що співвідношення обсягів виконаних робіт буде залежати, в першу чергу, від профілю діляниці, тягових властивостей локомотива, режиму руху поїзда. Як видно з наведених даних у таблиці 1 розбіжність величина перевізної роботи, отриманими за різними підходами може бути суттєвою, причому характер залежності між значеннями може бути різним. Співставлення величин перевізної роботи, визначених традиційним методом та з урахуванням сили тяги локомотива наведено у вигляді графіку на рисунку 1.

Табл. 1 – Порівняння обсягів виконаної роботи при перевезенні вантажу для тепловозів, при різних довжинах дільниці та масах поїздів

№ п/п	Серія локомотива	Довжина дільниці, км	Розрахункова маса складу (брутто), т	Обсяг виконаної роботи (брутто), т-км, визначений		Співвідношення обсягів виконаних робіт (гр. 5/гр. 6)
				«традиційно» (добуток гр.3 і гр. 4)	за тяговими розрахунками	
1	2	3	4	5	6	7
1	2ТЕ10М	44	5650	248600	1003*	251
2	2ТЕ10М	44	5050	222200	862**	292
3	2М62	40	3750	150000	588*	255
4	2М62	40	3050	122000	492**	248

*) парний напрям руху;
**) непарний напрям руху.

Робота, визначена за інтегральною силою тяги, т-км

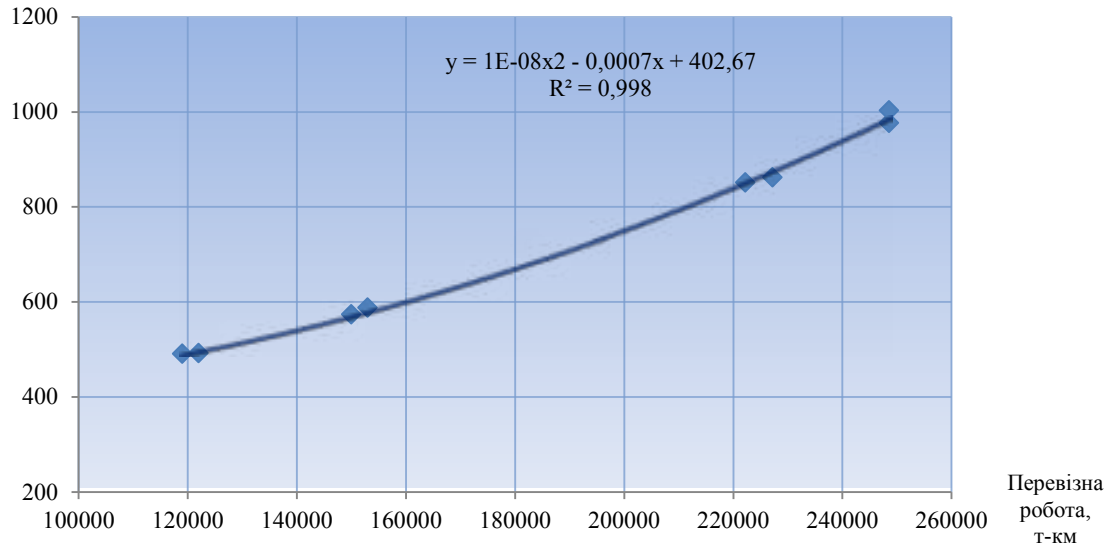


Рис. 1 – Співставлення величин перевізної роботи локомотива, визначених традиційним методом та з урахуванням його сили тяги

Величина механічної роботи, виконаної локомотивом для переміщення поїзда в межах дільниці, залежить від довжини дільниці, важкості її профілю, маси поїзда, швидкості і та інших факторів. В теорії тяги поїздів для оцінки важкості профілю і траси колії користуються віртуальними (еквівалентними) характеристиками [5], до яких відносяться віртуальний коефіцієнт важкості ділянки колії (коефіцієнт складності) - відношення обсягів витраченої механічної роботи. Важкість профілю дільниці при русі поїзда в парному і непарному напрямках при оцінці обсягу виконаної роботи за тяговими розрахунками різна.

Традиційні одиниці виміру транспортної роботи, виконаної ТРС (табл. 1, гр. 5), не дозволяють (за своїм визначенням) оцінити ділянку колії за коефіцієнтом її важкості, оскільки в самій оцінці не врахована складова механічної роботи. Використання співвідношення виконаних робіт в якості достовірного показника (табл. 1, гр. 7), – очікувано малоінформативне, бо чисельник співвідношення (табл. 1, гр. 5), як зазначалося вище, відношення до обсягу виконаної механічної роботи ТРС не має.

Для спрощення моделі визначення віртуального коефіцієнта, механічну роботу, яка виконується локомотивом при переміщенні

поїзда по ділянці пропонується вважати пропорційною витратам дизельного палива (тепловозом) або витратам електроенергії (електровозом) [5]. Таке твердження кілька суперечливе, бо спрощене оцінювання обсягу виконаної механічної роботи за витратою палива (електроенергії) залишає без уваги один з основних техніко-економічних показників силових установок ТРС – їх ККД, тобто рівень енергетичної досконалості. ККД тягової одиниці в процесі експлуатації змінний і залежить від рівня потужності силової установки і швидкості руху поїзда.

За викладеним, при визначенні перевізної роботи локомотиву виникає необхідність забезпечення вирішення декількох принципово важливих питань організаційно-технічного характеру:

1) підвищення *об'єктивності* кількісної оцінки обсягу транспортної роботи, виконаної конкретно одиницею ТРС (4);

2) можливості *«справедливого утримання»* ТРС (за обсягом дійсно виконаної роботи), наприклад, в частині ремонту конкретного локомотива;

3) *технічної можливості і достовірності* статистичної цільової оцінки обсягів виконаної роботи (для локомотива чи залізничної станції, за зміну, добу чи інший звітний період).

Потребує вирішення також проблема впливу виконаної перевізної роботи на систему утримання локомотивів. Величини планово-попереджувальних (директивних) міжремонтних пробігів для ТРС багато років традиційно обґрунтовувались інформацією стосовно усередненого технічного стану локомотивів, незалежно від регіону експлуатації і визначались в часових термінах (для маневрового ТРС) або величиною лінійного пробігу без урахування конкретного обсягу виконаної механічної роботи (магістральні локомотиви). Сьогодні питання призначення величини міжремонтних пробігів теж носить директивний характер, але якщо для магістральних локомотивів міжремонтні пробіги визначаються в якійсь мірі пропорційно виконаній «традиційній» транспортній роботі, то для маневрових тепловозів «енергетичний аргумент завантаженості силової установки» взагалі відсутній, внаслідок специфіки мане-

врової роботи. Деяким виключенням можуть слугувати окремі види маневрових локомотивів, наприклад пароаккумуляторних [6], які крім достатньо високої експлуатаційної енергетичної ефективності (наприклад, порівняно з маневровими тепловозами), дозволяють достатньо точно визначати обсяг виконаної транспортної маневрової роботи через витрату пари.

Відкритим залишається питання планування обсягів транспортної роботи маневрового характеру. Сьогодні, навіть при стабільних вантажоперевезеннях, стабільний кореляційний зв'язок між завантаженістю маневрових і тонно-кілометровою роботою магістральних локомотивів практично відсутній, оскільки залежить як від багатьох відомих, але тимчасово не діючих факторів, так і факторів, що можуть вплинути на транспортний процес неочікувано. Інформації стосовно кількості раніше опрацьованих в процесі виконання маневрової роботи вагонів (поїздів) і навіть знання величини інтегрально виконаної локомотивами (4) тягової роботи для виконання її цільового аналізу з метою якісного планування витрат дизельного палива, наприклад, маневровими тепловозами буде недостатньо.

В підсумку викладеного, автори статті не пропонують відмовитися від традиційного показника виконаної ТРС залізниць транспортної роботи вже сьогодні, бо ні технічна система утримання локомотивів, ні система відповідного обліку обсягів виконаної транспортної роботи, а тим більше система комерційно-економічних взаємовідносин між перевізником і замовником зараз не є досконалими і вимагають в подальшому ретельного дослідження. Враховуючи масштабність необхідної організаційно-технічної роботи зі зміни системи обліку виконаної транспортної роботи, річ може йти про дублювання «традиційної» системи обліку роботи виконаної локомотивом з метою покращення її *об'єктивності*.

Не менш важливим впровадження більш досконалої системи обліку транспортної роботи може бути для великих промислових підприємств, у яких експлуатаційний парк маневрово-вивізних чи маневрово-технологічних тепловозів нараховує десятки,

а іноді і сотні одиниць, для яких в системі кількісної оцінки виконуваної транспортної роботи на підприємстві не вигідно використовувати традиційний сьогодні показник транспортної роботи залізниць (10^4 т-км бр.), бо сама специфіка маневрово-технологічної роботи на цих підприємствах не схожа на традиційну технологічну маневрову роботу залізничних станцій.

Система індивідуального обліку виконаної тепловозами транспортної роботи, притаманної для промислових підприємств з їх можливою специфікою основних технологій, дозволяє додатково і, головне, більш *об'єктивно* оцінити ефективність енергетичного використання ТРС внутрішнього промислового залізничного транспорту.

Висновки

Використання інтегральних «тонно-кілометрів», з вживанням тонн або (тс) в розумінні реалізацій сили тяги, є універсальним способом пасивного контролю транспортної роботи ТРС, що дозволить його привести до єдиного енергетичного знаменника в частині визначення *енергетичної собівартості* виконаної транспортної роботи (кг/ткм – для тепловозів і (кВт-год)/ткм – для електровозів) та оцінити через відповідні порівняння перспективність чи безперспективність технічних рішень транспортного менеджменту.

З метою *підвищення об'єктивності* оцінки отриманих результатів, пропонується замінити або ліпше, – доповнити діючу систему обліку виконаної транспортної роботи з використанням *позасистемних* одиниць (тонно-км брутто) системою обліку з класичними (з точки зору теоретичної механіки) одиницями вимірювання механічної роботи в тонно-кілометрах, де «тонна», – інтегральна сила тяги локомотива.

Вважаємо, що доречно було б провести широку дискусію серед зацікавлених фахівців-транспортників, за результатами якої прийняти відповідні організаційно-технічні рішення стосовно зазначених пропозицій.

Література

1. Філософський енциклопедичний словник / В.І. Шинкарук [та ін.]. - Київ: Абрис, 2002. - 742 с.

2. Добронравова І.С. Філософія та методологія науки / І.С. Добронравова, Л.І. Сидоренко. – Київ: ВПЦ «Київський університет», 2008. – 223 с.

3. Федорченко А.М. Теоретична механіка / А.М. Федорченко. – Київ: Вища школа, 1975. – 516 с.

4. Иродов И. Е. Основные законы механики / И.Е. Иродов. – М.: Высшая школа, 1985. – 317 с.

5. Осипов С.И. Основы тяги поездов: учебн. для студ. техникумов и колледжей жел. трансп. / С.И. Осипов, С.С. Осипов. – М.: УМК МПС России, 2000. – 592 с.

6. Капіца М.І. Оновлення парку маневрових тепловозів пароаккумуляторним тяговим рухомим складом / М.І. Капіца, М.І. Мартишевський, О.Ю. Сербулов // Залізничний транспорт України. - 2017. - № 4. – С. 30-38.

ВІДОМОСТІ ПРО АВТОРІВ

Капіца Михайло Іванович,

д. т. н., професор, завідувач кафедри «Локомотиви» Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна.

Вул. Лазаряна, 2, м. Дніпро, Україна, 49010.

Тел. +38 0562 33 19 61.

E-mail: m.i.kapica@ua.fm .

Мартишевський Михайло Іванович,

к. т. н., доцент кафедри «Локомотиви»

Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна.

Вул. Лазаряна, 2, м. Дніпро, Україна, 49010.

Тел. +38 0562 33 19 61.

E-mail: sosnovka49@gmail.com .

Гончаров Олександр Михайлович,

к. т. н., доцент, головний фахівець

науково-дослідного відділу рухомого складу філії «Науково-дослідний та конструкторсько-технологічний інститут залізничного транспорту» АТ «Укрзалізниця».

Вул. І.Федорова, 39, м. Київ, 03038, Україна.

Тел.: +38 044 465 39 92.

E-mail: goncharov1520mm@gmail.com.

УДК 629.4.015

DOI: 10.34029/2311-4061-2019-133-4-19-28

Докт. техн. наук Леонець В.А.

Канд. техн. наук Кара С. В.

Магістр Прокопенко П.М.

ОЦІНКА ЗАЛИШКОВОГО РЕСУРСУ НЕСУЧИХ КОНСТРУКЦІЙ ТЕПЛОВОЗІВ СЕРІЇ 2ТЕ10 ТА ВИЗНАЧЕННЯ МОЖЛИВОСТІ ПРОДОВЖЕННЯ ТЕРМІНУ ЇХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

Ключові слова: локомотив, тепловоз 2ТЕ10, несучі конструкції, випробування, строк служби.

Вступ

Метою даної роботи є дослідження ресурсу несучих конструкцій тепловоза серії 2ТЕ10 в/і, які експлуатуються в АТ «Укрзалізниця», щодо можливості їх подальшої безпечної експлуатації поза продовженням терміном служби щонайменше на 20 років, у тому числі при виконанні комплексної модернізації. Для досягнення поставленої мети були вирішені наступні задачі:

- аналіз несправностей несучих конструкцій тепловозів серій 2ТЕ10 в/і;
- розробка програми та методики ходових динамічних та ходових міцнісних випробувань тепловозів серій 2ТЕ10 в/і;
- проведення ходових динамічних та ходових міцнісних випробувань тепловозів серій 2ТЕ10 в/і;
- дослідження втомної довговічності несучих конструкцій тепловозів серій 2ТЕ10 в/і;
- розробка технічного рішення щодо забезпечення експлуатації тепловозів серій 2ТЕ10 в/і поза продовженням терміном служби.

Методи дослідження – методи класичної механіки, об'єктно-орієнтованого програмування, цифрової обробки сигналів, математичної статистики, аналізу статичного та динамічного напружено-деформованого стану,

оцінки запасу опору втомі металевих конструкцій.

Аналіз показників експлуатації та несправностей несучих конструкцій тепловозів серії 2ТЕ10 в/і

Об'єктами дослідження прогібів та несправностей тепловозів серій 2ТЕ10 в/і обрали ТЧ-5 Тернопіль, ТЧ-7 Ковель, ТЧ-13 Чернівці, (рф «Львівська залізниця»), ТЧ-1 Одеса-Сортувальна, ТЧ-4 Помічна, ТЧ-5 Шевченко, ТЧ-6 Христинівка, ТЧ-8 Миколаїв (рф «Одеська залізниця»).

Станом на 14.11.2018 року загальний парк тепловозів 2ТЕ10 в/і складається з 202 секцій, а саме:

- 120 секцій 2ТЕ10М, з яких 50 секцій відносяться до експлуатованого парку, 70 до неексплуатованого;
- 70 секцій 2ТЕ10УТ, з яких 41 секція відноситься до експлуатованого парку, 29 до неексплуатованого;
- 12 секцій 2ТЕ10У, з яких 7 секцій відноситься до експлуатованого парку, 5 до неексплуатованого.

В цілому 98 секцій (48,5%) відносяться до експлуатованого парку, 104 до неексплуатованого (51,5%).

Проведений аналіз пробігів тепловозів 2ТЕ10 в/і (табл. 1) свідчить про наступне:

- у 100% тепловозів 2ТЕ10 в/і вичерпаний строк служби, встановлений заводом-виробником;
- середньорічний пробіг тепловоза 2ТЕ10 у середньому складає 76,85 тис. км, максимальний середньорічний пробіг складає 108-109 тис. км для тепловоза 2ТЕ10М-28.

Діаграма пробігів тепловозів від дати будівництва представлена на рисунку 1, де у вигляді стовпців приведено пробіг кожного окремого тепловоза серії 2ТЕ10 у порядку зростання.

Таблиця 1 – Роки побудови тепловозів 2ТЕ10 в/і

Рік побудови	Кількість секцій одного року побудови, шт.	Строк експлуатації, років
2ТЕ10М		
1985	14	33
1986	27	32
1987	11	31
1988	4	30
1989	4	29
2ТЕ10УТ		
1990	4	28
1991	9	27
1992	22	26
2ТЕ10У		
1992	6	26

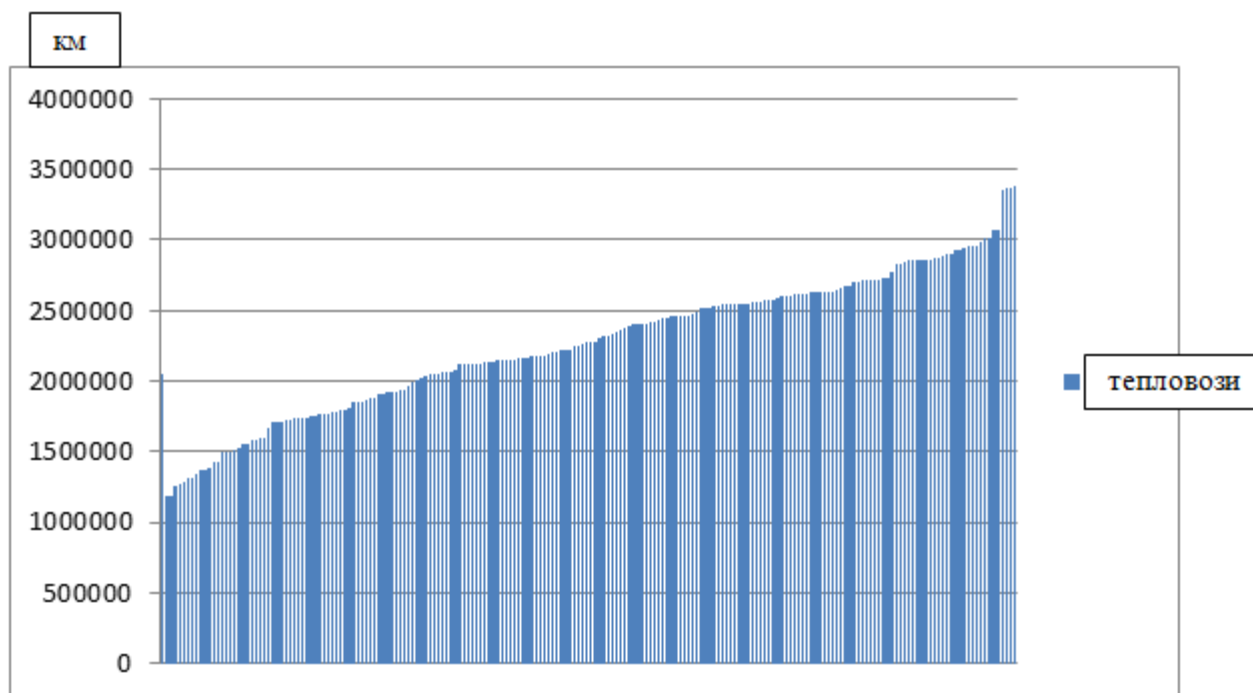


Рис. 1 – Діаграма пробігів тепловозів серій 2ТЕ10 в/і

Типових місць відказів несучих металевих конструкцій рам візків та рам кузовів для тепловозів серії 2ТЕ10 в/і, які задіяні в перевезеннях АТ «Укрзалізниця» не знайдено. Відомо випадок тріщини в районі шворня на рамі кузова.

При цьому слід відзначити, що локомотиви серій 2ТЕ10 в/і, які працюють у кар'єрах на тимчасових коліях мають значну кількість відказів несучих металевих конструкцій, внаслідок відмінного блоку навантаження конс-

трукцій. Типові місця відказів візків локомотивів 2ТЕ10 приведені на рисунку 2: 1 – з'єднання бокових рам з торцевими, 2 – з'єднання бокових рам з поперечними, 3 – зони опорно-повертаючих пристроїв, 4, 5 – кронштейни підвісу тягових електродвигунів, 6 – зони технологічних отворів боковин, 7 – зварні з'єднання на боковинах, 8 – шворнева балка.

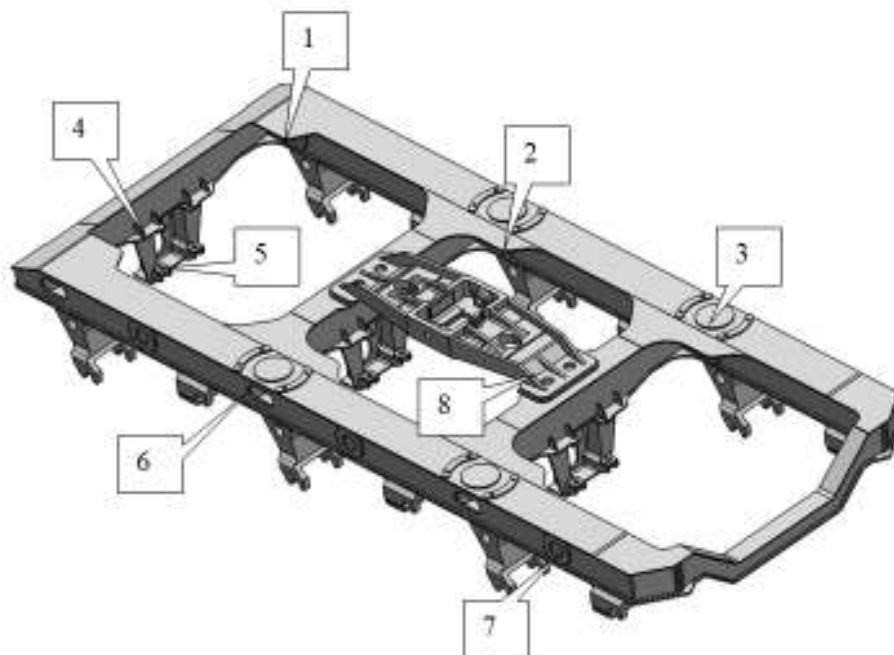


Рис. 2 – Типові місця виникнення тріщин для рам візків 2ТЕ10, які працюють у кар'єрах

Типові місця відказів рам кузовів локомотивів 2ТЕ10, які працюють у кар'єрах на тимчасових коліях, приведені на рисинку 3: 1 – зони кронштейнів опорно-повертаючих пристроїв (зварні шви, основний метал, пришовні

зони), 2 – зварні шви з'єднання повздовжніх балок з іншими елементами рами, 3,4 – зони шворнів, зварні шви близько розташованих елементів.

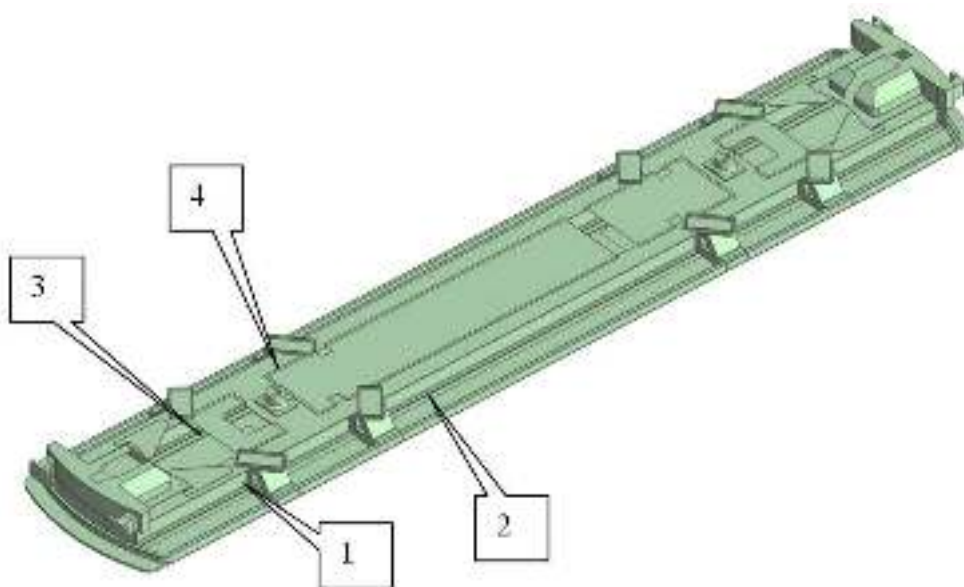


Рис. 3 – Типові місця виникнення тріщин для рам кузовів 2ТЕ10, які працюють у кар'єрах

Випробування тепловозів серій 2ТЕ10 в/і

В рамках проведення дослідження розроблено програму та методику НДКТІ/НВЦ УІ 007-18 ходових динамічних та ходових міц-

нісних випробувань тепловозів серій 2ТЕ10 в/і (далі – ПМ).

Згідно ПМ було встановлено вимірювальне обладнання на тепловоз 2ТЕ10М № 2606, секція Б (рис. 4).

Приклади встановлення засобів вимірювальної техніки (тензорезисторів) приведено на рисунку 5.



Рис. 4 – Дослідний тепловоз 2ТЕ10М №2606



Рис. 5 – Приклади встановлення тензорезисторів на рамі візка тепловозу 2ТЕ10М

Випробування було проведено 12 жовтня 2018 р. на ділянці колії Миколаїв – Апостолово – Миколаїв з поїздами масами 4600 т. та 4700 т. Маса поїзда, режим ведення поїзда та показники навколишнього середовища відповідали вимогам ПМ.

Експериментальне визначення показників втомної міцності рам візків тепловозів 2ТЕ10 в/і

В методиці оцінки ресурса несучих конструкцій тягового рухомого складу [3] наведені результати виконаних випробувань на втому рам візків тепловозів 2ТЕ10М у вихідному стані та після експлуатації протягом 25 років (рис.6).

Авторами прийнято допущення, що границя витривалості рам візків після 25 років експлуатації в Україні (на всіх коліях АТ «Укрзалізниця») близька до величини границі витривалості, отриманої після 25 років експлуатації в рамках проведених досліджень [3].

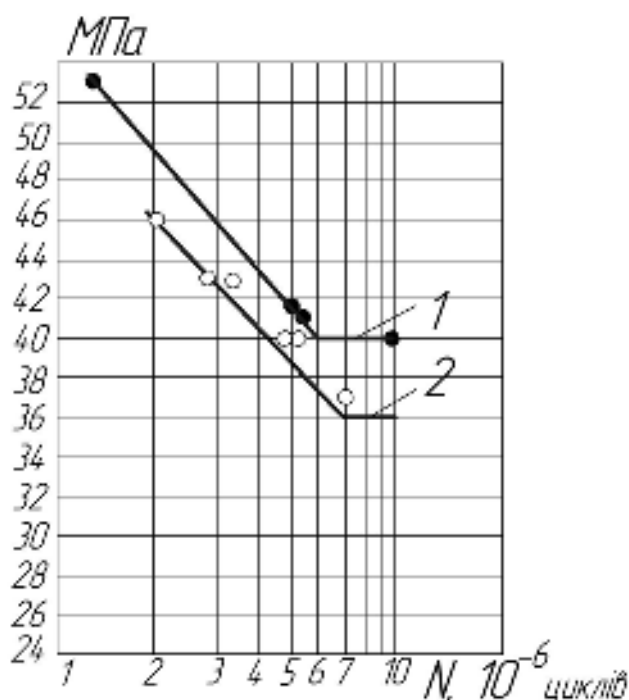


Рис. 6 - Криві втоми рам візків тепловозів 2ТЕ10М: 1- у вихідному стані, 2 - після експлуатації 25 років

Границя витривалості рам візків у вихідному стані $\sigma_{лД}=40$ МПа, число циклів яке відповідає точці зламу кривої втоми $N_0=6 \cdot 10^6$ циклів.

Границя витривалості рам візків після 25 років експлуатації $\sigma_{лД}=36$ МПа, точка пере-

лому кривої у напівлогарифмічних координатах $N_0=5,96 \cdot 10^6$ циклів.

Для візків у вихідному стані кут нахилу кривих втоми m визначено по формулі:

$$m = \frac{\lambda_i}{\lg\left(1 + \frac{\lambda_i}{h}\right)}, \quad (1)$$

$$\text{де } \lambda_i = \lg N_0 - \lg N_i.$$

При $\sigma_i=46$ МПа, $N_s=3 \cdot 10^6$ циклів $m=5$.

Після 20 років експлуатації кут нахилу кривої втоми визначено при $\sigma_{ai}=46$ МПа, $N_i^I=2 \cdot 10^6$, $m=5$.

Приймаємо, що імовірність безвідмовної роботи рам візків тепловозів серій 2ТЕ10в/і повинна становити $p=0,01\%$ [5]; розподіл амплітуд напружень, які виникають в рамі візка можливо описати нормальним законом. При цьому імовірність безвідмовної роботи становить $1-p=1-0,0001=0,9999$. Величина квантіля становить $U_p=3,719$.

Величина U_p вираховується по формулі:

$$U_p = \frac{1 - \bar{n}}{\sqrt{\bar{n}^2 v_e^2 + v_e^2}}, \quad (2)$$

де: U_p - квантиль нормального розподілу, відповідаючий імовірності руйнування p , %;

\bar{n} - відносний коефіцієнт запасу міцності;

$v_e \sigma, v_e$ - коефіцієнти варіації нормального розподілу величин границі витривалості $\sigma_{лД}$ та максимального напруження $\sigma_{a \max}$ в діючому блоці навантажень.

Відносний коефіцієнт запасу вираховуємо по формулі:

$$\bar{n} = \frac{n_p}{K_H} = \frac{\sigma_{a \max}^{пред}}{\sigma_{a \max d}}, \quad (3)$$

де: $K_H = \frac{\sigma_{a \max d}}{\sigma_{лД}}$ - дійсний коефіцієнт навантаженості конструкції.

Вважаємо, що $v_e \sigma = 0,05 \div 0,15$, а $v_e = 0,1 \div 0,2$ [8].

Величину \bar{n} можливо вирахувати по формулі:

$$\bar{n}^2 (1 - U_p^2 v_e^2) - 2\bar{n} + 1 + U_p^2 v_e^2 = 0. \quad (4)$$

При $U_p=3,719$; $\nu_{e\sigma} = 0,13$; $\nu_e = 0,13$ $\tilde{n} = 1,64$.

При $U_p=3,719$; $\nu_{e\sigma} = 0,12$; $\nu_e = 0,19$ $\tilde{n} = 2,22$.

Приймаємо для розрахунків ресурсу рам візків $\tilde{n} = 2,22$.

Під час проведення випробувань теплового 2ТЕ10М № 2606 були визначені гістограми швидкостей руху поїзда в прямому та оберненому напрямках (рис. 7). Експериментально встановлено, що найбільші напруження розтягу виникають в боковинах рам

візків при швидкості 65 км/год, русі поїзда в напрямку “Миколаїв - Апостолово”.

Для визначення ймовірності виникнення втомної тріщини в боковині рами візка теплового 2ТЕ10М методом напівциклів побудовано блок напружень, виникаючих в місці встановлення тензорезистора ТВ1 (рис. 5). Результати вимірювань виникаючих при цьому напружень наведені в таблиці 2. Блок напружень (перетворений) для розрахунків ресурсу наведено у таблиці 3.

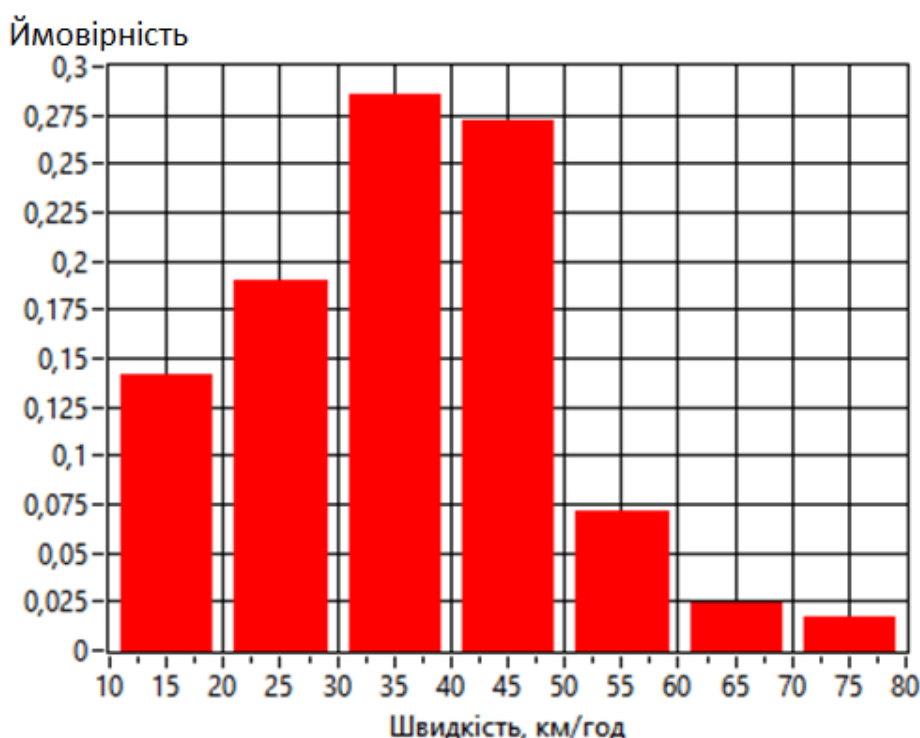


Рис 7. – Гістограми швидкостей руху поїздів в напрямках “Миколаїв - Апостолово” та “Апостолово-Миколаїв”

Табл. 2 – Блок напружень рами візка при швидкості 65 км/год

σ_a МПа N	0-2	2-4	4-6	6-8	8-10	10-12	12-14	14-16	16-18	18-20	20-22
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1	1414	2396	1375	328	6	0	0	0	0	0	0
2	1141	1524	1150	659	240	185	116	22	0	0	0
3	248	2011	2969	709	46	31	13	0	0	0	0
4	617	2332	2081	825	65	0	0	0	0	0	0
5	881	1875	1693	611	212	15	0	0	0	0	0
6	1502	580	124	10	0	0	0	0	0	0	0
7	1833	1378	416	51	0	0	0	0	0	0	0
8	2004	153	42	11	0	0	0	0	0	0	0

9	1828	1357	644	245	28	1	0	0	0	0	0
10	2093	1270	324	69	18	2	0	0	0	0	0
11	1582	1708	901	459	180	70	4	0	0	0	0
12	1060	1599	1514	893	260	39	24	1	0	0	0
15	0	1	92	1091	2791	1771	288	3	0	0	0
16	0	0	18	411	1783	2394	1039	337	55	0	0
17	0	0	19	338	1635	2311	1520	220	5	0	0
18	0	1	34	230	1013	1865	2007	732	123	0	0
19	523	783	554	648	1350	1350	524	87	8	23	0
20	2027	1894	486	44	14	0	0	0	0	0	0
Σ	18753	20862	14436	7542	9641	10034	5535	1402	191	23	0
$\Sigma_{\text{заг.}}$	88419										

Табл. 3. – Розрахунковий блок напружень рами візка при швидкості 65 км/год

$\sigma_{ai}, \text{МПа}$	$\sigma_{ai} / \sigma_{amax}$	t_i	$(\sigma_{ai} / \sigma_{amax})^m \cdot t_i$
2	0,1	0,21209	0,0000021
4	0,2	0,23594	0,0000755
6	0,3	0,16327	0,0003967
8	0,4	0,08530	0,0008735
10	0,5	0,10904	0,0034074
$\sigma_{ai}, \text{МПа}$	$\sigma_{ai} / \sigma_{amax}$	t_i	$(\sigma_{ai} / \sigma_{amax})^m \cdot t_i$
12	0,6	0,11348	0,0088244
14	0,7	0,06260	0,0105211
16	0,8	0,01586	0,0051958
18	0,9	0,00216	0,0012756
20	1	0,00026	0,0002601

 t_i – відносний час руху тепловоза при $\sigma_{ai} = \text{const}$.

Коефіцієнт перевантаженості n_p вираховува-
но по формулі:

$$n_p = \tilde{n} \cdot n = 2,22 \cdot \sigma_{amax} / \sigma_{1Д} = \\ = 2,22 \cdot 20/36 = 1,233. \quad (5)$$

Величина $1/n_p = 1/1,233 = 0,8$.

Величина $\Sigma \sigma_{ai} / \sigma_{amax}$, яка менша 0,8 в роз-
рахунках не враховується. Тому в подальших
розрахунках використовуємо значення $\sigma_{ai} =$
(16÷20) МПа.

Значення суми $\Sigma (\sigma_{ai} / \sigma_{amax})^m \cdot t_i = 0,8^5 \cdot 0,01586 + 0,9^5 \cdot 0,00216 + 1,0^5 \cdot 0,00026 = 0,006731482$.

Сумарне число циклів $N_{\text{сум}}$ за термін слу-
жби локомотива визначається по формулі:

$$\frac{N_{\text{сум}}}{N_0} = \frac{a_p}{n_p^m \cdot \Sigma (\frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{amax}})^m \cdot t_i}, \quad (6)$$

$$\text{де: } \frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{amax}} \geq \frac{1}{n_p};$$

N_0 - число циклів, яке відповідає точці
зламу кривої втоми (рис.7);

$a_p = 0,8$ - параметр, корегуючий лінійну гі-
потезу накопичення втомних пошкоджень
при нерегулярному навантаженні;
 n_p - коефіцієнт перевантаження.

Після експлуатації локомотивів серії
2ТЕ10 в/і протягом 25 років вважаємо, що $\sigma_{1Д} = 36$ МПа, $N_0 = 5,96 \cdot 10^6$ циклів, $m = 5$. Тому
визначаємо $N_{\text{сум}} = 248 \cdot 10^6$ циклів.

Число циклів коливань рами візка в експлуатації при русі тепловоза з швидкістю 65 км/год розраховано по формулі:

$$n_i N_i = \frac{L_1}{V_{cp}} \cdot f \cdot P_{\Sigma} \cdot 3600, \quad (7)$$

де: L_1 – пробіг локомотива за рік, при цьому приймаємо $L_1 = 141,12 \cdot 10^3$ км. V_{cp} – середня технічна швидкість вантажного поїзда при конструктивній швидкості 90 км/год, яку приймаємо $V_{cp} = 42$ км/год;

f – основна частота зміни амплітуд навантаження рами візка тепловоза і за результатами обробки результатів ходових динамічних випробувань встановлено, що $f = 2$ Гц;

P_{Σ} – доля руху поїзда з швидкостями 35÷65 км/год.

Тепловози серій 2ТЕ10 в/і одночасно задіяні як у вантажних перевезеннях, так і у пасажирських. На основі досвіду проведення аналогічних досліджень приймаємо $P_{\Sigma} = 0,25$.

Число циклів коливань рами візка при експлуатації тепловоза становить:

$$N_{i\text{ван.}} = (141,12 \cdot 10^3 / 42) \cdot 2 \cdot 0,25 \cdot 3600 = 6,048 \cdot 10^6 \text{ циклів.}$$

Після 25 років експлуатації залишковий ресурс становить:

$$\tau_{p\text{ван.}}^1 = 248 \cdot 10^6 / 6,048 \cdot 10^6 = 41 \text{ рік.}$$

Загальний розрахунковий ресурс візків становить:

$$\tau_{p \geq 20\text{ван.}} = 25 \text{ років} + 41 \text{ рік} = 66 \text{ років.}$$

На підставі наведених результатів розрахунків встановлено, що тепловози серії 2ТЕ10 в/і після експлуатації 33 років мають залишковий ресурс за критерієм ймовірності 0,01% виникнення втомних тріщин 33 роки.

За результатами аналізу відмов несучих конструкцій тепловозів 2ТЕ10 в/і, проведених випробувань, розрахунків залишкового ресурсу та досвіду продовження строку служби тягового рухомого складу було розроблено карти контролю технічного стану (КТС) несучих конструкцій локомотива при виконанні робіт з продовження його строку служби (схеми місць проведення технічного діагностування приведено на рисунках 8, 9).

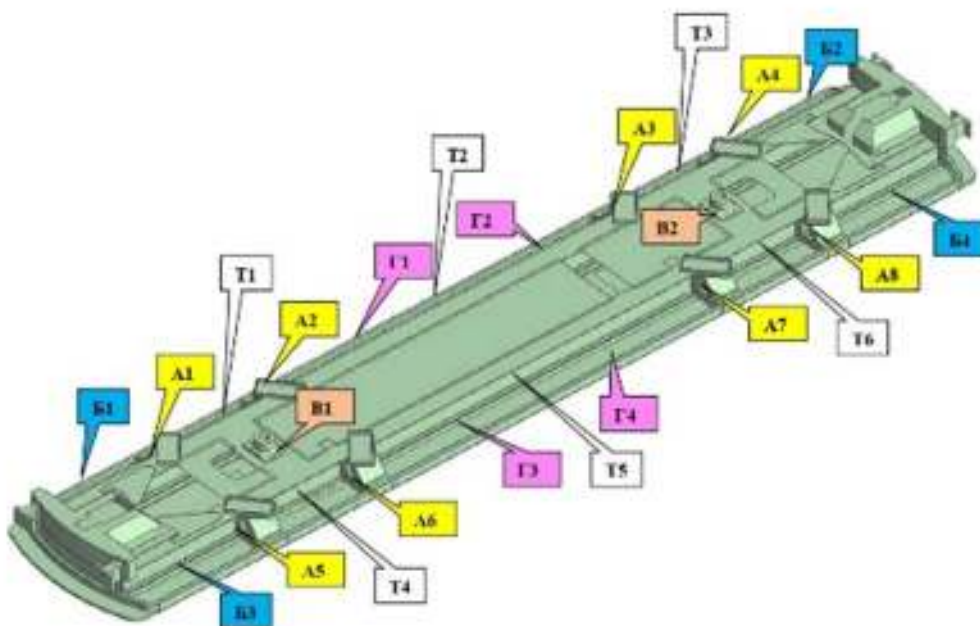


Рис.8 – Карта КТС рами тепловоза 2ТЕ10 в/і

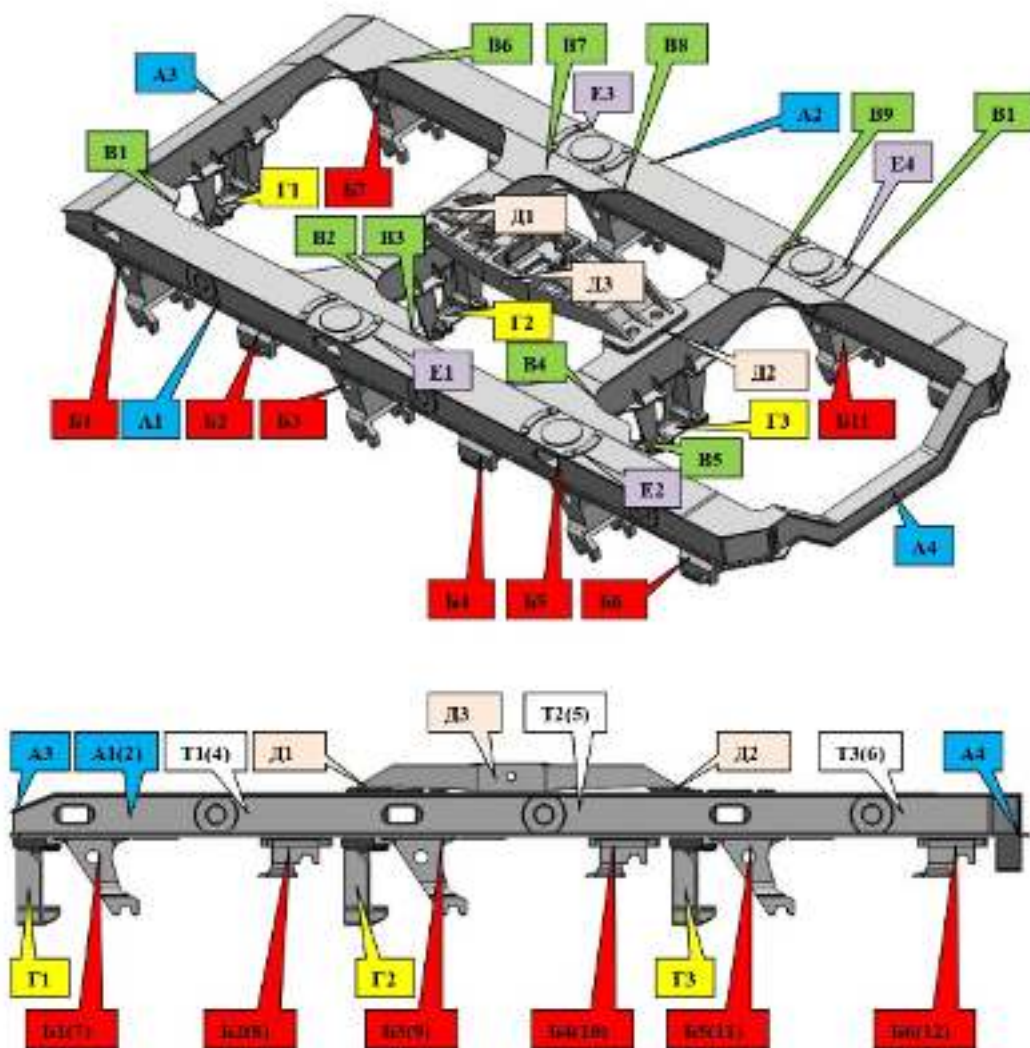


Рис.9 – Карта КТС рами візка тепловоза 2ТЕ10 в/і

На основі проведених досліджень, експертним шляхом встановлено порядок подальшого продовження строку служби несучих конструкцій тепловозів серії 2ТЕ10 в/і, який полягає у встановленні міжконтрольного періоду для виконання регламентних робіт з продовження терміну служби несучих конструкцій не рідше ніж раз у 3 роки. Дане рішення прийняте на основі оцінки залишкового ресурсу за критерієм ймовірності виникнення втомних тріщин у несучих металевих конструкціях локомотива з періодичністю, що відповідає строкам проведення ТО3, КР. Термін дії технологічних та організаційних заходів з забезпечення подальшої експлуатації тепловозів серії 2ТЕ10 в/і за межами продовженого терміну служби, до проведення повторних комплексних досліджень щодо визначення можливості подальшої безпечної

експлуатації, встановлено на рівні 55 років від побудови локомотива.

Висновки

Проведені комплексні дослідження несучих металевих конструкцій тепловозів серії 2ТЕ10 в/і з метою оцінки можливості його подальшої безпечної експлуатації на 20 років дають підстави для наступних висновків.

1. Всі тепловози 2ТЕ10 в/і АТ «Укрзалізниця» мають вичерпаний строк служби, встановлений заводом-виробником. Середньорічний пробіг тепловоза 2ТЕ10 в/і у середньому складає 76,85 тис. км, максимальний середньорічний пробіг складає 108-109 тис. км для тепловоза 2ТЕ10М-28.

2. Типових місць відказів несучих металевих конструкцій рам візків та рам кузовів для тепловозів серії 2ТЕ10 в/і, які задіяні в перевезеннях АТ «Укрзалізниця», не виявлено.

Відомо про випадок тріщини в районі шворня на рамі кузова.

Локомотиви серій 2TE10 в/і, які працюють у кар'єрах на тимчасових коліях мають значну кількість типових місць відказів несучих металевих конструкцій, а саме:

- типові місця тріщин на рамах візків: з'єднання бокових рам з торцевими, з'єднання бокових рам з поперечними, зони опорно-повертаючих пристроїв, кронштейни підвісу тягових електродвигунів, зони технологічних отворів у боковинах, зварні з'єднання на боковинах, шворнева балка;

- типові місця тріщин на рамах кузовів: зони кронштейнів опорно-повертаючих пристроїв (зварні шви, основний метал, пришовні зони), зварні шви з'єднання повздовжніх балок з іншими елементами рами, зони шворнів, зварні шви близько розташованих до шворнів елементів.

3. За результатами проведення ходових динамічних та міцнісних випробувань тепловоза 2TE10м № 2606, секція Б, та оцінки опору втоми підтверджено, що залишковий ресурс несучих металевих конструкцій дозволяє подальшу експлуатацію цього локомотива на строк щонайменше 20 років, за критерієм ймовірності 0,01% виникнення втомних тріщин.

4. Для продовження строку служби несучих конструкцій тепловозів серії 2TE10 в/і (у т.ч. 2TE10М, 2TE10У, 2TE10УТ) необхідно встановити міжконтрольний період для виконання регламентних робіт з продовження терміну служби несучих конструкцій не рідше ніж раз у 3 роки. Термін дії технологічних та організаційних заходів з убезпечення подальшої експлуатації тепловозів серії 2TE10 в/і за межами продовженого терміну служби, до проведення повторних комплексних досліджень щодо визначення можливості подальшої безпечної експлуатації становить 55 років від побудови локомотива.

Література

1. Нормы расчета и оценки прочности несущих элементов и динамических качеств и воздействия на путь экипажной части локомотивов железных дорог МПС РФ колеи 1520 мм. – М.: ВНИИЖТ, 1998. – 145 с. (Нормативный документ МПС РФ).

2. Положення про організацію робіт щодо продовження призначеного терміну служби

тягового рухомого складу Укрзалізниці (рам візків, головних рам кузовів і несучих кузовів): ВНД 32.007.123-03. – Київ: Міністерство транспорту України, 2002. – 15 с. (Нормативний документ Мінтранса України).

3. Методика оценки ресурса несущих конструкций тягового подвижного состава железных дорог Украины (проект). Киев: ЦТ Укрзалізниці, 2001. – 63 с.

4. Черняк А.Ю. Модальный анализ и усталостная долговечность рам тележек тягового подвижного состава / А.Ю. Черняк, Е.О. Гриндей, П.А. Гриндей // Локомотив информ. – 2010. – № 11. – С. 4–7.

5. Браславец Ю.В. Відновлення та модернізація ушкоджених конструкцій електровоза ВЛ82М №067 / Ю.В. Браславец, О.П. Коломієць, С.В. Кара, П.А. Шевчук // Залізничний транспорт України. Науково-практичний журнал. – 2016. – № 5-6. – С. 35-40.

ВІДОМОСТІ ПРО АВТОРІВ

Леонець Віктор Адамович

д. т. н., старший науковий співробітник науково-дослідного відділу динаміки та міцності філії «Науково-дослідний та конструкторсько-технологічний інститут залізничного транспорту» (НДКТІ) АТ «Укрзаліниця».

Вул. І. Федорова, 39, м. Київ, 03038, Україна.

Кара Сергій Віталійович,

к. т. н., начальник науково-дослідного відділу динаміки та міцності філії «НДКТІ» АТ «Укрзаліниця».

Вул. І. Федорова, 39, м. Київ, 03038, Україна. Тел.: +38 063 452 62 52.

E-mail: kara1520mm@gmail.com.

Прокопенко Павло Миколайович,

провідний інженер науково-дослідного відділу динаміки та міцності філії «НДКТІ» АТ «Укрзаліниця».

Вул. І. Федорова, 39, м. Київ, 03038, Україна. Тел.: +38 063 021 11 97.

E-mail: prokopenko1520mm@gmail.com.

УЧЁНЫЙ-МЕХАНИК АКАДЕМИК ЛАЗАРЯН В. А. – ОРГАНИЗАТОР НАУКИ И ОБРАЗОВАНИЯ НА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОМ ТРАНСПОРТЕ



Во все времена личность оказывала влияние на ход событий истории, это же касается науки и образования. Личность выдающегося учёного-механика Лазаряна Всеволода Арутюновича (1909-1978) сыграла значительную роль в становлении и развитии, как железнодорожного образования, так и отраслевой науки. Лазарян В.А. был академиком АН УССР (1972), заслуженным деятелем науки и техники УССР (1969), начальником (ректором) Днепропетровского института инженеров железнодорожного транспорта - ДИИТа (1941-1958), руководителем Института механики АН УССР (1968-1973). Созданная им всемирно известная научная школа Транспортной механики не только дала миру многочисленную плеяду ученых и педагогов высшей школы, но и консолидировала научную мысль для решения актуальных проблем механики железнодорожного транспорта. Под воздействием академика Лазаряна В.А. полу-

чил импульс развития целый комплекс учебных и академических институтов в Украине, которые в разной степени на протяжении многих лет участвуют в совершенствовании наземного транспорта и оказывают существенное влияние на формирование научно-технического уровня транспортной отрасли. Результаты деятельности представителей этой научной школы реализованы во многих конструкциях подвижного состава железных дорог и промышленного транспорта, послужили основой создания и развития теорий переходных режимов движения сложных механических систем, устойчивости движения рельсовых транспортных средств, взаимодействия подвижного состава и пути, а также для многих других прогрессивных научно-технических разработок. Результаты развития теоретических и экспериментальных исследований продольной динамики поездов используются на практике при определении безопасных режимов вождения поездов различной массы и длины, допуске к эксплуатации нового и модернизированного железнодорожного подвижного состава, использовались при подготовке грандиозного инфраструктурного проекта - железнодорожной магистрали Центр-Юг для пассажирских перевозок с высокими скоростями движения.

Отличительной особенностью характера академика Лазаряна В.А., со слов его учеников, была основательность и глубина изучения научной или технической проблемы, которую необходимо было решить при реализации актуальных транспортных задач, будь-то определение безопасных и рациональных режимов вождения длинносоставных грузовых поездов массой 10-30 тысяч тонн в условиях горных участков магистральных железных дорог, определение безопасных условий транспортировки межконтинентальных баллистических ракет железнодорожным транспортом, организация учебного процесса в железнодорожном учебном институте во время Второй мировой войны в ранге генерал-директора (на фото) или участие в судьбе студентов и преподавателей ДИИТа.

Недаром, несмотря на наличие в СССР столичных ВУЗов и институтов Академии наук, академику Лазаряну В.А. удалось создать мощный центр транспортной науки и образования в Днепропетровске, ведь именно здесь впервые в стране в 1954 году была организована научная конференция, ставшая потом традиционной, с олимпийским циклом – 1 раз в 4 года, по проблемам механики железнодорожного транспорта, которая объединила усилия учёных и производственников, участвующих в создании новых конструкций вагонов и локомотивов, а также позволила скоординировать научные исследования по динамике и прочности подвижного состава железных дорог и его взаимодействия с железнодорожным путём.

Научное чутье всегда позволяло Всеволоду Арутюновичу опережать ход событий и быть готовым решать самые сложные инженерные задачи.

Как, например, это было с испытаниями скоростной вагон-лаборатории на реактивной тяге со скоростями до 250 км/ч ещё задолго до последующих рекордов скорости, установленных в Европе и Азии, создание (1961г.) первого в регионе Вычислительного центра с самыми быстродействующими вычислительными машинами на тот момент или своевременное создание новых институтов Академии наук Украины.

Научные положения, заложенные академиком Лазаряном В.А. при проведении комплексных исследований динамики железнодорожного подвижного состава, нашли своё отражение и продолжение в научно-практической и педагогической деятельности таких учёных как профессора Блохин Е.П., Данович В.Д., Коротенко М.Л., Манашкин Л.А., Демин Ю.В., Конашенко С. Й., Барбас Й.Г., Ушкалов В. Ф., Редько С.Ф., Богомаз Г.И. и многих других (в том числе и автор статьи), которые относятся уже к следующему поколению учёных и исследователей днепропетровской научной школы Транспортной механики. При этом ученики этой научной школы и последователи научных учений академика Лазаряна В.А. своими исследованиями также развивают и усиливают другие научные организации и производственные коллективы железнодорожного транспорта и промышленности, тем самым приумножая достижения отечественной науки и способствуя развитию национальной экономики Украины.



Скоростной вагон-лаборатория с реактивной тягой на испытаниях



Академик Лазарян В.А. с программистами Вычислительного центра ДНУТА



Лазарян В. А. (третий справа в нижнем ряду) с преподавателями института

Материал подготовил Лауреат Государственной премии Украины в области науки и техники, Заслуженный деятель науки и техники Украины, доктор технических наук, профессор С. В. Мямлин (автор более 1000 научных публикаций)

ПРОМИСЛОВИЙ ФОРУМ УКРАЇНИ – 2019



19-22 листопада 2019 року у м. Київ в Міжнародному виставковому центрі відбувся XVIII Міжнародний промисловий форум – 2019 та спеціалізована виставка новітніх технологій, обладнання і матеріалів для виробництва та ремонту технічного обладнання і транспортних засобів, досягнень науково-дослідних та проектно-технологічних установ, вищих навчальних закладів, професійних періодичних видань.

У рамках форуму були проведені IX Національна науково-технічна конференція «Неруйнівний контроль та технічна діагностика: UkrNDT-2019», III Міжнародна науково-практична конференція «Сучасні мехатронні системи автоматизації технологічних процесів промислового виробництва», семінари, тренінги та майстер-класи з питань співпраці експертів, бізнесу та держави, ризик-менеджменту у діяльності підприємств, захисту бізнесу від тиску контролюючих органів, реформування державної системи технічного регулювання, охорони праці у відповідності з вимогами ISO 45001:2018, верифікації та валідації методів вимірювань тощо.

На виставці були представлені експозиції від 251 підприємств України, і 94 представників іноземних компаній, які відображали напрямки: металообробка; литво; підйомно-транспортне і складське обладнання; гідравліка і пневматика; підшипники; зварювання; зразки, стандарти, еталони і прилади; автоматизація промисловості; безпека виробництва.

Фахівці філії «НДКТІ» АТ «Укрзалізниця» під час проведення форуму та виставки знайомилися з представленими експозиціями, встановлювали контакти з представниками підприємств і установ, що приймали участь у виставці і форумі, визначали напрямки та форми можливої майбутньої співпраці. Для інституту найбільший інтерес представила інформація щодо нових методів неруйнівного контролю стану металевих конструкцій та сучасних дефектоскопів, контрольновимірювальних приладів з високою точністю, новітні промислові технології з підготовки дослідних зразків для лабораторних досліджень, якісні витратні матеріали для підготовки зразків до випробувань, сучасне випробувальне і вимірювальне обладнання для визначення хімічного складу металів та сплавів, паливно-мастильної продукції, пристрої для механічних випробувань на розтяг, визначення твердості матеріалів тощо. Були проведені перемовини з представниками вимірювальних лабораторій щодо подальшої співпраці та проведення сумісних з акредитованим Науково-впроваджувальним центром філії «НДКТІ» міжлабораторних порівняльних випробувань, що є вкрай важливим для забезпечення якості та достовірності результатів випробувань.

Відвідування подібних форумів, виставок, науково-практичних конференцій та семінарів є дуже корисним для фахівців філії і АТ «Укрзалізниця» в цілому, та дають змогу розширити свій науково-технічний потенціал, набути нових знань та встановити напрямки можливої співпраці з провідними вітчизняними і іноземними підприємствами та установами.

Під час проведення Міжнародного промислового форуму – 2019 на території виставкового центру також пройшов XIII відкритий конкурс зварників України «ЗОЛОТИЙ КУБОК БЕНАРДОСА-2019», який проводиться раз у два роки на честь видатного українця Миколи Бенардоса – світового винахідника електричної дугової зварки та різання металу (1882 р.).



КРЮКІВСЬКИЙ ВАГОНБУДІВНИЙ ЗАВОД 150 РОКІВ ЗБЕРІГАЄ СВОЇ ТРАДИЦІЇ І СТВОРЮЄ НОВІ



150-річчя Крюківського вагонобудівного заводу стало подією не тільки в колективі підприємства, місті Кременчуці та Полтавській області, а й у галузі вітчизняного машинобудування та країні в цілому. Тому в ПАТ «КВБЗ» вирішили період з вересня 2019-ого по вересень 2020-ого жити і працювати під девізом «Нам 150 років!».

Історія публічного акціонерного товариства «Крюківський вагонобудівний завод», його сьогодення і майбутнє – як єдині складові залишаються на порядку денному підприємства, звучать у корпоративному слогані його колективу - «Створюємо нове, зберігаючи традиції». Цей заклик найбільш повно і ємко відображає суть діяльності заводу, ідеологію його бізнесу. А саме прагнення до передових

рішень, бажання працювати все в нових і нових сферах діяльності, готовність йти назустріч побажанням замовників та партнерів, зберігаючи зобов'язання фірми перед своєю країною.

Згадаємо 150-річний шлях підприємства, який вмістив так багато. Крюківські залізничні майстерні були зведені у 1868-69 роках разом із активним будівництвом залізниці. Влітку 1896 року на околиці Крюкова почалося велике будівництво - зводилися нові вагонні майстерні. Уже 15 червня 1898 року тут почали ремонтувати вантажні вагони, згодом - і пасажирські. Головні крюківські вагонні майстерні стали найбільш крупними, добре оснащеними майстернями Харківсько-Миколаївської залізниці. Спливло більше 120 років, але і до сьогодні збереглися кілька корпусів, побудованих у XIX столітті, які використовуються у виробництві та тішать око промисловою архітектурою свого часу.

У 1930 році на базі майстерень було створено Крюківський вагонобудівний завод, почалася велика реконструкція і розпочався перехід від ремонту до випуску нового рухомого складу. Спочатку це були 20-тонні двовісна платформа з дерев'яними бортами. Потім - перший в країні чотирирівний піввагон з дерев'яною обшивкою, вантажопідйомністю 60 тонн, що було успіхом усього вітчизняного вагонобудування.

У воєнні 1941-1943 роки Крюківський вагонобудівний був евакуйований до Пермі, де випускав продукцію для фронту – авіаційні фугасні бомби.

Після війни на відновленому підприємстві було освоєно виробництво вагонів-хоперів для перевезення вугілля, марганцевої руди, а пізніше і для перевезення зерна, цементу. Вантажне вагонобудування, як один з основних напрямків діяльності ПАТ «КВБЗ», активно розвивається й сьогодні. Модельний ряд вантажних вагонів поповнюється виробами нового покоління, ще більш досконалими і затребуваними на ринку, які користуються заслуженою славою.



З 1951 року стартувала нова епоха в житті колективу - на КВБЗ розпочали розробку та випуск воєнної інженерної переправно-десантної техніки. Освоєння виробництва плаваючих транспортерів, самохідних поромів, поромно-мостових машин, машин для підводної розвідки сприяло розвитку як виробничої, так і проектно-конструкторської бази підприємства.

У непростий період створення незалежної української держави (1990-2000 роки) завод зумів зберегти свої виробничі потужності та кадри. Саме тоді було розроблено стратегію розвитку підприємства, яка діє й сьогодні: розширення номенклатури продукції, що випускається, збільшення кількості замовників та географії продажів, розвиток нових напрямів діяльності. За короткий проміжок часу завод освоїв виробництво піввагонів із покращеними технічними характеристиками, бункерних вагонів нового покоління, цистерн для перевезення світлих і темних нафтопродуктів, спеціалізованих вантажних вагонів. Було створено вагон для комбінованого перевезення вантажів, нові зразки візків, налагоджено серійне виробництво автогрейдерів середнього класу. Більш 515



тисяч крюківських вантажних вагонів працювали і працюють на сталевих магістралях різних країн.



Поряд з цим на підприємстві створено низку нових галузей машинобудування, який до цього не було в Україні. Розпочато виробництво залізничного рухомого складу соціального призначення. У 2001 році було випущено перший український пасажирський вагон, а у 2018 році з воріт підприємства вже вийшов 600-й вагон. Крюківські пасажирські вагони успішно трудяться на сталевих магістралях України, Білорусі, Казахстану, Таджикистану. За останні

роки розроблено і запущено в серійне виробництво кілька десятків моделей та модифікацій пасажирських вагонів, сучасних візків для них. Створено пасажирський вагон нового покоління «Україна-2», вагон міжнародного сполучення габариту R1C для експлуатації на залізницях Європи.

У цьому десятиріччі ПАТ «КВБЗ» зробив стрімкий крок від виробництва пасажирських вагонів локомотивної тяги до створення моторвагонного рухомого складу, у якому міжрегіональні швидкісні поїзди локомотивної тяги стали перехідним моментом. За ними слідом крокували швидкісні міжрегіональні двосистемні електропоїзди ЕКР-1 «Тарпан», дизель-поїзди ДПКр-2 та ДПКр-3.



Крюківський вагонобудівний завод успішно освоює виробництво підземного рейкового транспорту. Шість його п'ятивагонних поїздів метро постійного струму успішно працюють в Київському метрополітені. Успішно здійснено міжнародний українсько-японський екологічний проект глибокої модернізації поїздів метро Київського метрополітену - столична підземка отримала 27 оновлених поїздів метро (135 вагонів) з японським асинхронним тяговим двигуном. У Харківському метрополітені

теж експлуатується поїзд метро крюківського заводу з асинхронними тяговими двигунами і відповідною тяговою електропередачею. ПАТ «КВБЗ» розробив і серійно виробляє тунельні та поверхові ескалатори для метрополітенів, офісів і торгових центрів, а також запасні частини до них. Сьогодні 48 таких ескалаторів працюють в Києві, Харкові, Львові, Мінську, Санкт-Петербурзі та інших містах. Згідно з програмою диверсифікації на ПАТ «КВБЗ» налагоджено випуск комунальної прибиральної техніки, інженерної техніки широкого призначення, запасних частин для залізничного транспорту і метрополітенів та інших видів продукції.



У 2018-2019 роках КВБЗ здійснив важливий міжнародний проект із компанією Джeneral Електрик. На підприємстві були дообладнані за програмою локалізації і проведені випробування 30 тепловозів постачання цієї компанії, які сьогодні працюють на українській залізниці.

Такі кроки стрімкого розвитку ПАТ «КВБЗ» були б неможливі без розвитку технології виробництва, будівництва нових цехів і виробничих дільниць, придбання сучасних верстатів та обробляючих центрів. У розвиток заводу було інвестовано значні кошти, зароблені колективом. Підприємству вдалося сформувати висококваліфіковані робочі і інженерні кадри. Завод у різні часи очолювали кваліфіковані інженери і талановиті організатори. Серед них Микола Кожевников, Іван Приходько, Рафаель Арутюнов, Віктор Лисенко, Юрій Крюков. В останні 32 роки розвитком бізнесу на підприємстві керує заслужений машинобудівник України, член Національного комітету з промислового розвитку, лауреат Державної премії України в галузі науки і техніки, голова наглядової ради ПАТ «КВБЗ» Володимир Приходько.

Сьогодні вся продукція Крюківського вагонобудівного заводу сертифікована за стандартами України, Росії, Білорусі, Казахстану, а також за європейськими ISO, IRIS і американським AAR. Ми пишаємося тим, що практично всі нові напрямки в розвитку техніки, які народилися на нашому підприємстві, відзначено державними преміями: у 1981 році - за створення вагонів-хоперів, в 1982-му - за плаваючі інженерні машини, в 2005-му - за створення сімейства пасажирських вагонів для швидкісного руху.

Шлях Крюківського вагонобудівного заводу ніколи не був простим і легким, це знають всі, хто працює в галузі важкого машинобудування. Але результат незмінно буде, якщо йти до нього цілеспрямовано і наполегливо. Саме так працює ПАТ «КВБЗ», за девізом «Створюємо нове, зберігаючи традиції». Із покоління в покоління переходить добра слава підприємства, справу батьків продовжують діти й онуки, на сталеві магістралі приходять нові, сучасні, «розумні» вагони та поїзди. У цьому сенс роботи і всього життя підприємства.

*Матеріал підготувала Ганна Кудіярова,
керівник прес-служби ПАТ «КВБЗ»*

«ЗАЛІЗНИЧНИЙ ТРАНСПОРТ УКРАЇНИ» ДЕ ПЕРЕДПЛАТИТИ ВИДАННЯ?

Оформити передплату на **науково-практичний журнал «Залізничний транспорт України»** на 2020 рік, можливо у кожному поштовому відділенні України за **Каталогом видань України** або на **офіційному сайті ДП «Преса» www.presa.ua**.

Періодичність видання журналу – 4 рази на рік.

**Передплатний індекс: для індивідуальних передплатників – 74126,
для підприємств і організацій – 40294.**

Передплату (річну, на півріччя чи на один кварталний випуск) підприємства та фізичні особи також можуть **оформити на договірних умовах у видавця журналу** філії «НДКТИ» ПАТ «Укрзалізниця», за адресою:

03038, м. Київ, вул. Івана Федорова, 39.

Електронна пошта: ztu1520mm@gmail.com.

Тел.: +38 (044) 465-38-11; +38 (044) 309-68-93.

УДК 629.4.067.4 (477.83)

DOI: 10.34029/2311-4061-2019-133-4-35-41

Д-р техн. наук Гетьман Г. К.

Магістр Міхед В. В.

Канд. техн. наук Баб'як М. О.

Д-р техн. наук Артемчук В. В.

Канд. техн. наук Друбецький А. Ю.

Канд. техн. наук Забарило Д. О.

Інженер Васильєв В. Є.

**ДОСЛІДЖЕННЯ СИСТЕМИ ЗАХИСТУ ВІД
БОКСУВАННЯ ЛОКОМОТИВА НА ЛЬВІВСЬКІЙ
ЗАЛІЗНИЦІ**

Ключові слова: локомотив, електровоз, тяговий двигун, боксування, система захисту від боксування, молекулярний накопичувач енергії.

Вступ

Проблема захисту від боксування на залізничному транспорті виникла з початком застосування в якості рушія локомотивів фрикційної пари колесо-рейка. Не дивлячись на значну кількість робіт, присвячених системам виявлення та припинення боксування локомотивів, ця проблема існує і досі, оскільки вдосконалення тягового рухомого складу супроводжується підвищенням його осьової потужності та швидкостей руху.

В даній статті приведені результати досліджень системи захисту від боксування (СЗБ) HQ.320100.000 виробництва High quality industries s.r.o., республіки Чехія, яка розроблена для використання на електрорухомому складі з колекторними тяговими двигунами послідовного збудження. Принцип її дії базується на підвищенні динамічної жорсткості тягових характеристик за рахунок конденсаторних накопичувачів енергії, які включені паралельно з обмоткою збудження тягового електродвигуна (ТЕД). Дослідження проводились на замовлення ТОВ «Омега Алькор», яка виконала монтаж СЗБ на електровозі ВЛ11М-120 приписки локомотивного депо Мукачєво регіональної філії «Львівська залізниця» ПАТ «Укрзалізниця».

Аналіз літературних даних та постановка проблеми

Відома значна кількість технічних пропозицій, направлених на підвищення протибковочних властивостей локомотивів за рахунок застосування тягових двигунів з жорсткими тяговими характеристиками, а також за рахунок застосування електричних схем, що забезпечують підвищення жорсткості тягових характеристик при виникненні боксування [1...7, 10...15].

Згідно опублікованими даними [8] електрична схема локомотива з накопичувачами енергії відрізняється від відомих тим, що забезпечує:

підвищення жорсткості тягових характеристик електродвигунів тільки при зриві зчеплення і не призводить до збільшення нерівномірності розподілу струмів між паралельними колами і чутливості привода до коливань напруги в тяговій мережі;

створення умов локалізації боксування на самому початку його розвитку, оскільки останнє супроводжується автоматичним збільшенням жорсткості тягової характеристики та зниженням сили тяги;

високу швидкодію завдяки автоматичному переходу на жорстку характеристику без використання для локалізації боксування додаткових датчиків та комутаційних апаратів;

покращення умов комутації тягових електродвигунів пульсуючого струму за рахунок згладжування пульсацій струму збудження.

Мета та задачі досліджень

Мета випробувань СЗБ полягала в підтвердженні можливості реалізації декларованого виробником підвищення експлуатаційних показників електрорухомого складу за рахунок використання якостей запропонованої системи, а саме:

- зниженням інтенсивності зношування бандажів;
- зниження витрат електроенергії на тягу поїзду;
- зниження витрат піску;
- збільшення сили тяги, що реалізується локомотивом за умов зчеплення коліс з рейками.

**Обладнання та методи дослідження СЗБ
HQ.320100.000**

Обладнання, що використовувалось при проведенні досліджень

Об'єктом випробувань був електровоз ВЛ11М № 120, одна секція якого обладнана досліджуваною системою захисту від боксування. В якості накопичувачів енергії використані молекулярні накопичувачі енергії типу МНЭ-25/75, технічні дані яких наведено в таблиці 1. Загальна маса елементів СЗБ складає 125 кг на секцію.

Випробування проводилися в березні 2017 року на ділянці Лавочне - Воловець Львівської залізниці. Виконано 25 дослідних поїздок з вантажними поїздами. В кожній поїзді оцінювались:

- витрати електроенергії на тягу секцій А і Б;
- струми якорів тягових двигунів № 1, 2, 3, 4;
- струми збудження тягових двигунів № 1, 2, 3, 4;

- частоти обертання колісних пар № 1, 2, 3, 4;
- кількість спрацювань реле боксування всіх візків електровоза, а також час знаходження у включеному стані приладів подачі піску.

У якості вимірювальних приладів використовувалися:

- лічильники електроенергії СКВТ-Д621;
- датчики швидкості ДПС-50-ДМ;
- аналогово-цифрові перетворювачі НІ 9205.

Запис значень вимірювальних параметрів (струмів та частоти обертання) вівся з частотою 5000 Гц. Технічні дані вимірювальних засобів, що використовувалися при випробуваннях, наведені в таблиці 2.

Табл. 1 – Основні технічні дані молекулярних накопичувачів енергії, використаних в СЗБ НQ.320100.000

Показник	Значення
Номинальна напруга, В	75
Гранична напруга, В	85
Електрична ємність, Ф (не менше)	23
Внутрішній опір, Ом (не менше)	0,02
Маса, кг	36
Опір ізоляції між корпусом та струмоведучими частинами при нормальних кліматичних умовах, МОм (не менше)	20

Табл. 2 – Технічні дані вимірювальних засобів

Найменування вимірювального засобу	Діапазон вхідних (вихідних) значень	Клас точності (відносна похибка)
Лічильник електроенергії СКВТ-Д621	0...99999900 кВт·год	2,5
Датчик струму НОР 800-SB	± 1600 А (± 8 В)	≤ 2 %
Датчик швидкості ДПС-50-ДМ	128 імп/оберт	-
Аналогово-цифрові перетворювачі НІ 9205	± 10 В, розрядність 16 біт	6,23·10 ⁻⁵
Шаблон для вимірювання зносу бандажів № ГУ-1	товщина гребня 15...36 мм висота гребня 24...40 мм величина прокату 0...10 мм параметри крутизни 3...15 мм	± 0,1 мм

Методи визначення показників системи захисту від боксування

Витрати електроенергії в кВт·год для кожної секції визначались за показниками штатних лічильників, як:

$$A = \frac{((T_{\Pi} - T_K) + (P_{\Pi} - P_K))}{100}, \quad (1)$$

де: T_{Π} , T_K – показання лічильника електроенергії моторного режиму відповідно на початку та по закінченню поїздки, кВт·год; P_{Π} , P_K – показання лічильника електроенергії для режиму рекуперативного гальмування, кВт·год; 100 – ціна поділки лічильника електроенергії.

Зменшення витрат електроенергії у % визначалось за формулою

$$\delta = \frac{a - \bar{a}}{\bar{a}} 100\%, \quad (2)$$

де: a , \bar{a} – середні значення питомих витрат електроенергії при роботі з вимкненою та ввімкненою системою захисту, відповідно.

Значення a та \bar{a} розраховувались як:

$$\left. \begin{aligned} \bar{a} &= \frac{\sum_{i=1}^n A_i}{S \sum_{i=1}^n m_i}, \quad i = 1, \dots, n; \\ a &= \frac{\sum_{i=1}^n A_i}{S \sum_{i=1}^n m_i}, \quad j = 1, \dots, m \end{aligned} \right\}, \quad (3)$$

де: n та m – кількість дослідних поїздок, відповідно з виключеною та включеною системою захисту; A_i , A_j – витрати електроенергії електровоза у відповідних поїздках, кВт·год; m_i та m_j – маса частини поїзда на переміщення якої витрачається енергія електровоза, т; S – довжина дослідної ділянки, м.

На ділянці Лавочне - Воловець для ведення поїздів розрахункової маси застосовується кратна тяга – чотири електровоза ВЛ11. Розрахунок питомих витрат електроенергії на тягу базувався на припущенні про рівномір-

ний розподіл потужності тяги між електровозами. Виходячи зі сказаного, значення m_i та m_j приймались відповідно рівними:

$$\left. \begin{aligned} m_i &= m_e + 0,125m_{ci}; \\ m_j &= m_e + 0,125m_{cj} \end{aligned} \right\}, \quad (4)$$

де: m_e – маса електровоза, т; m_c – маса состава, т.

Наведені вище формули дозволяють визначати ступінь зниження витрат електроенергії як кожної секції, так і дослідного електровоза в цілому.

Ступінь покращення умов зчеплення коліс з рейками за рахунок використання більш удосконалених систем захисту від боксування можна оцінити по величині реалізованих тяговим рухомим складом коефіцієнтів зчеплення. У даному дослідженні у якості показника ефективності системи захисту від боксування вибрано коефіцієнт зчеплення тягових осей секції А.

Досліди проводились при роботі електровоза з поїздами в умовах штатної експлуатації, тобто при веденні поїздів масою більше 4000 т за допомогою чотирьох електровозів ВЛ11М. Дослідний електровоз використовувався у якості головного.

Для фіксації параметрів боксування колісні пари секції А були обладнані датчиками швидкості типу ДПС-50-ДМ. За допомогою датчиків НОР 800-SB фіксувались струми якорів та обмоток збудження тягових двигунів секції А.

Коефіцієнт зчеплення розраховувався за виразом

$$\psi_{\text{кп}} = \frac{F_{\text{кд}}}{1000q_0 \cdot g}, \quad (5)$$

де: $F_{\text{кд}}$ – сила тяги колісної пари в момент зриву на боксування, Н; q_0 – навантаження від колісної пари на рейки, т; g – прискорення вільного падіння, м/с².

Розрахункова сила тяги

$$F_{\text{кд}} = \frac{2\mu}{D_{\text{к}}} M_{\text{д}} \eta_{\text{тп}}, \quad (6)$$

де: $D_{\text{к}}$ – діаметр колеса, м; $\eta_{\text{тп}}$ – к.к.д. тягової передачі, визначався за даними, приведеними у [9]; μ – передаточне число тягового редуктора.

Значення моменту на валу тягового двигуна

$$M_d = C_M \cdot \Phi \cdot I - \Delta M, \quad (7)$$

де: ΔM – зниження моменту за рахунок додаткових втрат енергії та втрат холостого ходу, Н·м

$$\Delta M = \frac{(p_d + p_{xx}) 60}{2\pi}, \quad (8)$$

де: p_d – додаткові втрати у ТЕД, Вт; p_{xx} – втрати холостого ходу ТЕД, Вт; C_M – машинна постійна; Φ – основний магнітний потік двигуна, Вб; I – струм якоря двигуна, А.

Значення ΔM визначалось за даними протоколів кваліфікаційних випробувань тягового двигуна ТЛ-2К1.

Результати досліджень показників властивостей системи захисту від боксування НQ.320100.000

Обробка дослідних даних показала, що питомі витрати електроенергії секції А електровоза при використанні системи захисту від боксування зменшуються приблизно на 7%. Підкреслимо, що досліджуваний електровоз мав тільки одну секцію, обладнану системою захисту від боксування. Тому отриманий результат слід розглядати як такий, що підтверджує позитивний вплив системи захисту від боксування на витрати електроенергії на тягу. Більш точна оцінка цього впливу можлива лише за результатами дослідження електровоза, обидві секції якого обладнані системою захисту від боксування.

Вплив досліджуваної системи захисту від боксування на інтенсивність зносу бандажів визначався за даними передісторії їх зносу та за результатами експлуатації електровоза із увімкненим пристроєм.

Результат вимірів зносу бандажів та витрат піску після закінчення випробувань (пробіг 4200 км) дозволяє зробити висновок, що використання досліджуваної системи захисту від боксування в умовах проведення експериментів забезпечило зниження інтенсивності зносу гребенів коліс на 7,3%, а витрат піску на 8%.

Аналіз записів струмів та частоти обертання колісних пар підтверджує позитивний вплив системи захисту від боксування на процеси реалізації сили тяги за умов зчеплення. В цьому легко переконатись на основі даних приведених на рисунках 1, 2, 3.

Дані рисунку 1 відповідають ситуації, коли при виключеній системі захисту від боксування підвищення струму тягового двигуна з 410 А до 450 А провокує розвиток боксування, яке локалізується після спрацювання реле боксування (точка 1) та зменшення машиністом сили тяги (точка 2).

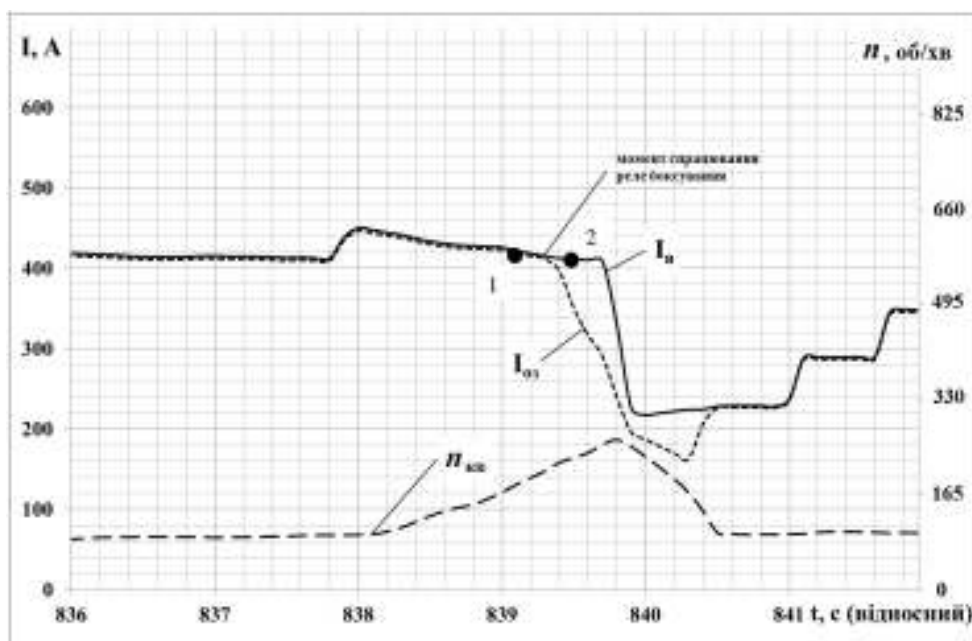


Рис. 1 - Осцилограма струмів ТЕД (якоря і обмотки збудження) та частоти обертання в момент виникнення боксування 3-ї колісної пари при виключеній СЗБ ($I_{я}$ – струм якорів 3-4 ТЕД, $I_{оз}$ – обмоток збудження 3-4 ТЕД, $n_{кл}$ – частота обертання 3-ї колісної пари)

При включеній системі захисту від боксування (рисунк 2 та рисунок 3) окремі проковзування колісної пари викликають різкий спад струмів якорів ТЕД, що забезпечує від-

новлення нормальних умов реалізації сили тяги без спрацювання штатної системи захисту та подачі піску.

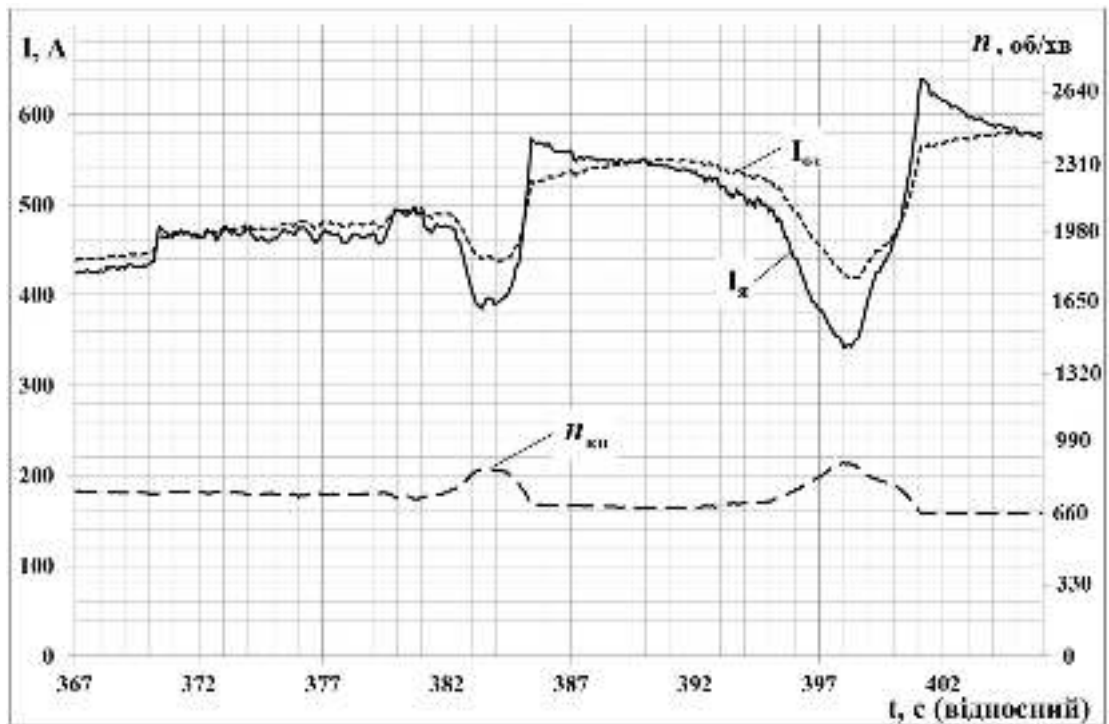


Рис. 2 - Осцилограма струмів ТЕД (якоря і обмотки збудження) та частоти обертання в момент виникнення боксування 2-ї пари при включеній СЗБ ($I_{\text{я}}$ – струм якорів 1-2 ТЕД, $I_{\text{оз}}$ – обмоток збудження 1-2 ТЕД, $n_{\text{кп}}$ – частота обертання 2-ї колісної пари)

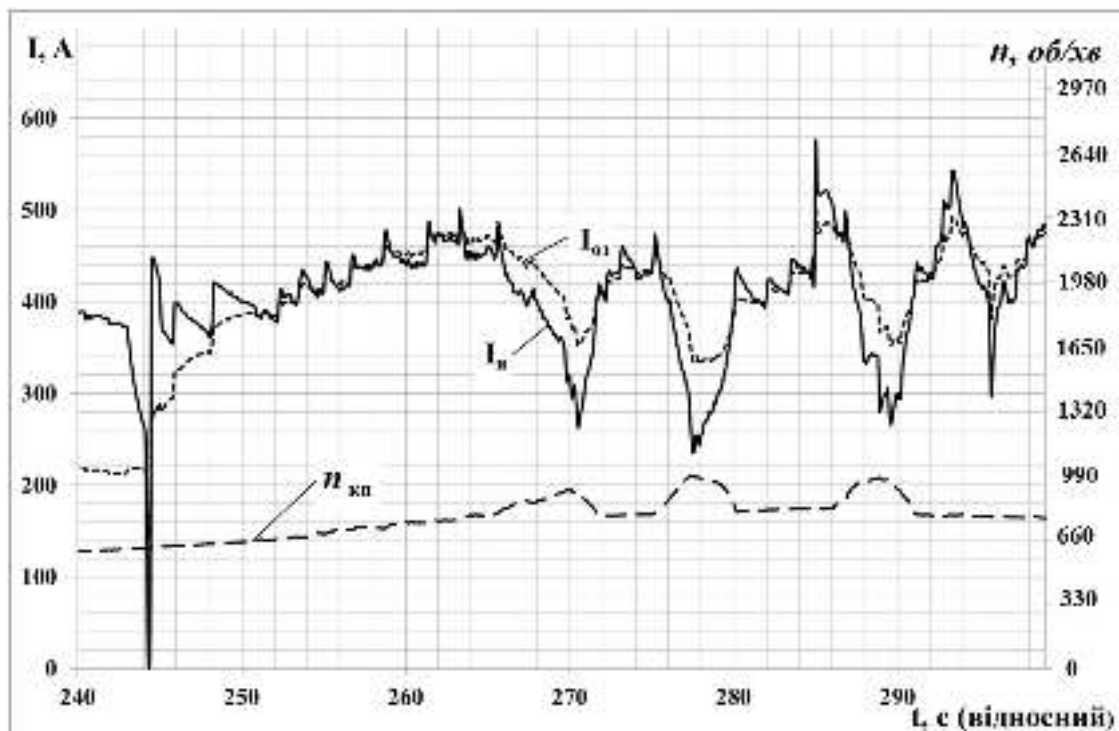


Рис.3 - Осцилограма струмів ТЕД (якоря і обмотки збудження) та частоти обертання в момент виникнення боксування 2-ї колісної пари при включеній СЗБ ($I_{\text{я}}$ – струм якорів 1-2 ТЕД, $I_{\text{оз}}$ – обмоток збудження 1-2 ТЕД, $n_{\text{кп}}$ – частота обертання 2-ї колісної пари)

Досліди проводились окремо для режимів роботи електровозу з включеною та виключеною системою захисту від боксування, за умов руху в суху та дощову погоду.

У режимі роботи з включеною системою захисту від боксування на сухих рейках в умовах проведення дослідних поїздок не бу-

ло зафіксовано випадків боксування локомотива.

Значення коефіцієнтів зчеплення, отриманих для умов руху в дощову погоду, показані на рисунку 4.

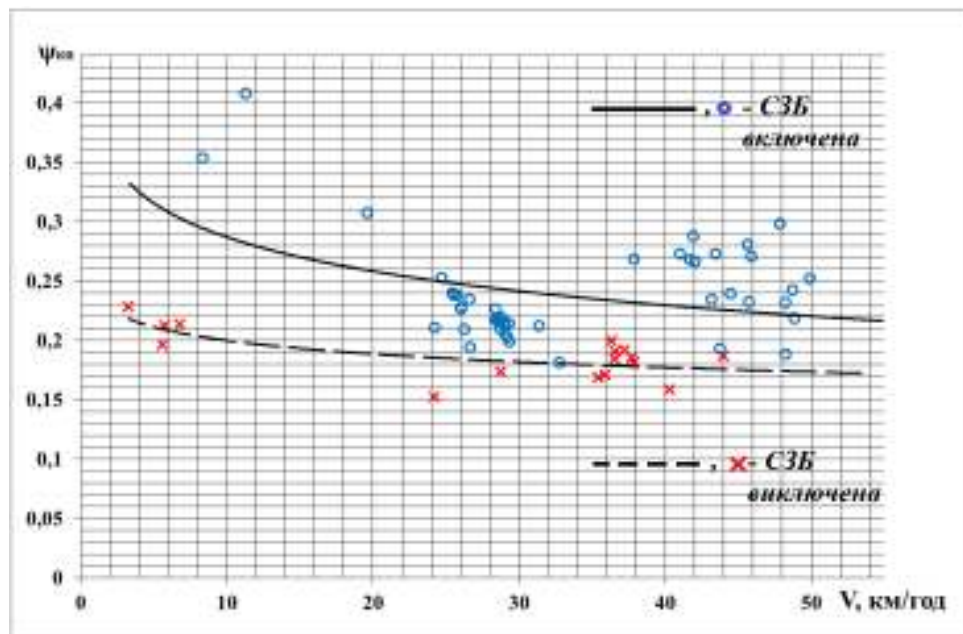


Рис.4 - Залежність коефіцієнта зчеплення від швидкості руху на мокрих рейках

Отримані коефіцієнти зчеплення однозначно свідчать про підвищення ступеня реалізації зчіпної маси електровоза при використанні системи захисту від боксування HQ.320100.000. Підвищення коефіцієнта зчеплення колісної пари, яке мало місце в дослідних поїздках в дощову погоду в середньому складає від 22 до 25%.

Висновки

В результаті експлуатаційних випробувань електровоза ВЛ11М встановлено, що використання пристрою захисту від боксування HQ.320100.000, за рахунок зменшення кількості випадків та тривалості боксування колісних пар, забезпечує покращення тягових властивостей електровоза, а саме зменшення:

- витрат електроенергії на тягу обладнаної секції (до 7 %);
- витрат піску (на 8 %);
- інтенсивності зношування гребнів бандажів колісних пар (на 7,3 %),

а також підвищення використання сил зчеплення секції, обладнаної системою захисту від боксування (коефіцієнт зчеплення коліс на мокрих рейках зростає на 22...25 %).

Таким чином, наведені вище дані досліджень вказують на об'єктивність переваг си-

стеми захисту від боксування, які декларує Виробник.

Разом з тим слід відзначити, що об'єктивна кількісна оцінка покращення тягових властивостей локомотивів можлива лише за результатами дослідження роботи декількох електровозів обладнаних системою захисту від боксування HQ.320100.000.

Література

1. Розенфельд В. Е. Теория электрической тяги / В. Е. Розенфельд, И. П. Исаев, Н. Н. Сидоров. – М.: Транспорт, 1983. – 328 с.
2. Григорян С.О. Тяговый режим работы электровоза с регулируемыми характеристиками / С.О. Григорян // Известия вузов. Электромеханика. - 1960. - №8. – С. 91-103.
3. Зекеридзе И.И. Электровоз с регулируемыми характеристиками / И.И. Зекеридзе // Электрическая и тепловозная га. - 1961. - №12. – С. 6-8.
4. В.Д. Тулупов Грузовой электровоз постоянного тока ВЛ12 / В.Д. Тулупов Б.В. Бондаренко // Электрическая и тепловозная тяга. - 1976. - №3. – С. 33-35.
5. Меншутин Н.Н. Последовательно-независимое возбуждение тяговых двигателей электровоза ВЛ60^к / Н.Н. Меншутин,

Г.В. Фоминский, Л.И. Моханов // Электрическая и тепловозная тяга. - 1978. - №8 – С. 13-15.

6. Фаминский Г.В. Эффективность использования локомотивов с жесткими тяговыми характеристиками / Г.В. Фаминский // Вестник ВНИИЖТ. - 1996. - №6. - С. 26 - 29.

7. Пыров А. Е. Об эффективности внедрения смешанного возбуждения тяговых двигателей / А. Е. Пыров, Б. Д. Никифоров // Локомотив. – 2008. – № 10. – С. 30–32.

8. Охотников Н.С. Использование накопленной энергии для повышения тяговых свойств электровозов / Н.С. Охотников // Вестник ВНИИЖТ. - 2010. - №5. – С. 33-36.

9. Гетьман Г. К. Теорія електричної тяги: підручник у 2 т. Т. 1 / Г. К. Гетьман. — Дніпропетровськ: Акцент ПП, 2014. — 580 с.

10. Cang, C. Analysis of braking system of the Korean high-speed train using real-time simulations [Text] / Cang C. // Journal of Mechanical Science and Technology. 2008. – N 2. – P. 1048-1057.

11. Belman, L. High-speed train pneumatic braking system with wheel-slide protection device: A modeling application from system design to HIL testing [Text] / L. Belman, C. Liu // Proceedings 8th Modelica Conference. Germany, 2011.

12. Kondo, K. Anti-slip control technologies for the railway vehicle traction [Text] / K. Kondo // IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference. Seoul, Korea, 2012. – P. 1306-1311.

13. Shimizu, Y. Antislip re-adhesion control based considering bogie vibration [Text] / Shimizu Y., Ohisli K., Sano S., Yasykawa T., Koseki T. // European Conference on Power Electronics and Applications. Aalborg. 2007. P. 1-10.

14. Gavrilovic, B. A mechatronic approach for the detection of wheel slip/slide and antislip control of locomotive with AC traction motors [Text] / B. Gavrilovic // American journal of mechanics and applications. – 2017. – Vol. 5. P. 47-52.

15. Spiryagin, M. Control system for maximum use of adhesive force of a railway vehicle in a tractive mode [Text] / M. Spiryagin, S. Lee, H. Yoo // Mechanical systems and signal processing. – 2008. – Vol. 22. – P. 709-720.

ВІДОМОСТІ ПРО АВТОРІВ

Гетьман Геннадій Кузьмович,

д.т.н., професор кафедри «Електричний рухомий склад залізниць» Дніпровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В.Лазаряна (ДНУЗТ).

Вул. Лазаряна, 2, м. Дніпро, 49010, Україна.
Тел. +38 050 575 09 33.

E-mail: getman-gk@i.ua.

ORCID: orcid.org/0000-0002-3471-6096.

Міхед В'ячеслав Васильович,

магістр, технічний директор

ТОВ "ОМЕГА АЛЬКОР".

Вул. Тверська, 6, оф. 510, м. Київ, 03150, Україна.

E-mail: omegaalkor@gmail.com.

Баб'як Микола Олександрович,

к.т.н., доцент кафедри «Транспортні технології» Львівської філії ДНУЗТ.

Вул. І. Блажкевич, 12а, м. Львів, 79052, Україна.

Тел.: +38 097 907 50 72.

E-mail: babjk@mail.ru.

ORCID 0000-0001-5125-9133.

Артемчук Віктор Васильович,

д.т.н., професор кафедри «Електричний рухомий склад залізниць» ДНУЗТ.

Вул. Лазаряна, 2, м. Дніпро, 49010, Україна.

Тел.: +38 093 880 3174.

E-mail: art_vv@ukr.net.

ORCID: orcid.org/0000-0002-6056-5834.

Друбецький Антон Юхимович,

к.т.н., асистент кафедри «Електричний рухомий склад залізниць» ДНУЗТ.

Вул. Лазаряна, 2, Дніпро, 49010, Україна.

Тел.: +38 066 952 67 07.

E-mail: drubetskiy@mail.ru.

ORCID: orcid.org/0000-0001-5691-0925.

Забарило Дмитро Олександрович,

к.т.н., асистент кафедри «Електричний рухомий склад залізниць» ДНУЗТ.

Вул. Лазаряна, 2, Дніпро, 49010, Україна.

Тел.: +38 095 550 57 11.

E-mail: zabarylodo@gmail.com.

ORCID: orcid.org/0000-0002-6206-0012.

Васильєв Вячеслав Євгенович,

інженер, старший викладач кафедри «Електричний рухомий склад залізниць» ДНУЗТ.

Вул. Лазаряна, 2, Дніпро, 49010, Україна.

Тел.: +38 099 960 03 96.

E-mail: wasiljew@ukr.net.

ORCID: orcid.org/0000-0001-7551-2332.

КОСТЯНТИН МІЩЕНКО – ГОЛОВНИЙ КОНСТРУКТОР ТЯГОВОГО РУХОМОГО СКЛАДУ



У вересні поточного року виповнилося 80 років лауреату Державної премії України в галузі науки і техніки Костянтину Павловичу Міщенко, з яких 27 років він був головним конструктором виробничого об'єднання «Луганськтепловоз».

Міщенко К.П. народився в 19 вересня 1939 року у залізничному містечку Знам'янка на Україні в сім'ї машиніста і у нього з малку формувалася повага до залізничного діла. Тому після школи він вступив до Харківського політехнічного інституту, який закінчив у 1961 році за спеціальністю «Локомотивобудування».

Свій трудовий шлях інженера Костянтин Павлович розпочав у Ворошиловграді на тепловозобудівному заводі, куди прибув за направленням після навчання. З 1961 по 1980 роки працював у конструкторському підрозділі заводу інженер-конструктором, начальником сектора експлуатації та надійності тепловозів центрального конструкторського бюро (ЦКБ), керував сервісними групами з обслуговування тепловозів підприємства в Угорщині, Німеччині та на Кубі.

У 1980-1986 роках К.П. Міщенко був заступником і завідувачим відділу перспективного проектування Проектно-конструкторсько-технологічного інституту, який було створено на базі ЦКБ. Найбільш видатною розробкою у цей час було створення під його керівництвом універсального вантажо-пасажирського тепловоза ТЕ127 для експортних поставок у країни, що розвиваються. Тепловоз мав мінімальний залізничний габарит 02-ВМ, навантаження на вісь 16 тон, потужність 1765 кВт і призначався для експлуатації на коліях різної ширини від 1676 мм до 1000 мм. Дослідний зразок цього тепловозу пройшов повний цикл випробувань на колії 1520 мм, але подальші роботи не були проведені внаслідок розпаду СРСР.

У 1986 році К.П. Міщенко було призначено заступником головного конструктора з супроводження і модернізації серійних тепловозів. Під його керівництвом та за його творчою участю були розроблені і втілені у виробництво тепловози 2М62У, 2ТЕ10У, 3ТЕ10М, 4ТЕ10С, 2ТЕ116У та інші. З 1991 року до кінця 2018 року К.П. Міщенко був головним конструктором ПАТ «Луганськтепловоз». За цей час були розроблені і втілені у виробництво тепловози 2ТЕ116УМ (для Монголії), ТЕ114И (для Іраку), 2ТЕ116УД (з дизелем GE), 2ТЕ116УР (з дизелем MTU). На замовлення Укрзалізниці вперше в Україні були розроблені і постачалися на залізниці країни електропоїзди постійного струму ЕПЛ2Т і змінного струму - ЕПЛ9Т, дизель-поїзди ДЕЛ-02 з тяговою передачею змінного струму, вперше створеною в країнах СНД, пасажирські тепловози ТЕП-150, вантажні електровагони змінного струму 2ЕЛ5 та постійного струму - 2ЕЛ4, маневровий тепловоз ТЕМ-103. За створення, освоєння виробництва і впровадження нового вітчизняного моторвагонного рухомого складу соціального призначення К.П. Міщенку, разом з іншими фахівцями, у 2004 році була присуджена Державна премія України в галузі науки і техніки.

Костянтин Павлович має більш 50 авторських свідоцтв та патентів в області локомотивобудування, його обрано академіком Транспортної академії України, нагороджено орденами «Знак Пошани» та «За заслуги» III ступені, знаками «Почетный работник Министерства тяжелого и транспортного машиностроения СССР» і «Почесному залізничнику», державною відзнакою «За сприяння розвитку залізничного транспорту».



Матеріал підготував к.т.н., доц. С.Г. Грищенко

УДК 621.43.041.6

DOI: 10.34029/2311-4061-2019-133-4-43-47

Канд. техн. наук Ерыганов А. В.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СРЕДНЕГО ПОКАЗАТЕЛЯ ПОЛИТРОПЫ СЖАТИЯ ПРИ АЛГОРИТМИЧЕСКОЙ СИНХРОНИЗАЦИИ ИНДИКАТОРНЫХ ДИАГРАММ ТРАНСПОРТНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Ключевые слова: индикаторная диаграмма, политропное сжатие, максимальная скорость роста давления сжатия, угол наискорейшего роста давления сжатия, геометрические размеры деталей кривошипно-шатунного механизма, средний показатель политропического сжатия.

Введение

При параметрической диагностике двигателей внутреннего сгорания применение современных средств позволяет получить качественные данные, так как погрешность датчиков давления составляет не более 0,5 % (как, например, у датчиков производства IMES GmbH [1]). При дальнейшей обработке полученных данных производится синхронизация индикаторной диаграммы и определение положения верхней мёртвой точки (ВМТ). Наличие кривой давления и базовых данных (диаметр, ход поршня и длина шатуна) по кривошипно-шатунному механизму (КШМ) позволяет рассчитать среднее индикаторное давление и индикаторную мощность в цилиндре дизеля. При расчёте положения ВМТ вначале задаются первым приближением, а затем уточняют полученное значение. В [2] показано, что координата точки максимальной скорости нарастания давления при сжатии зависит от геометрических размеров деталей КШМ, объёма V_c камеры сжатия и показателя политропного сжатия n . Угол поворота коленчатого вала (ПКВ) φ_m , соответствующий максимальной скорости роста давления определяется из уравнения:

$$V_m = (n+1)(V'_m)^2 / V''_m, \quad (1)$$

где V_m – объёма цилиндра в точке максимальной скорости роста давления;

V'_m – первая производная объёма цилиндра по углу ПКВ в точке максимальной скорости роста давления;

V''_m – вторая производная объёма цилиндра по углу ПКВ в точке максимальной скорости роста давления;

$$V_m = V_c + \frac{V_s}{2} \left(1 + \lambda^{-1} - \cos \varphi_m - \sqrt{\lambda^{-2} - \sin^2 \varphi_m} \right); \quad (2)$$

$$V'_m = \frac{V_s}{2} \left(\sin \varphi_m + \frac{\sin 2\varphi_m}{2\sqrt{\lambda^{-2} - \sin^2 \varphi_m}} \right); \quad (3)$$

$$V''_m = \frac{V_s}{2} \left(\cos \varphi_m + \frac{\sin^2 2\varphi_m + 4(\lambda^{-2} - \sin^2 \varphi_m) \cos 2\varphi_m}{4(\lambda^{-2} - \sin^2 \varphi_m)^{3/2}} \right), \quad (4)$$

где $V_s = \pi D^2 S / 4$ – объём, описываемый поршнем, m^3 ;

D – диаметр цилиндра, m ;

S – ход поршня, m ;

$\lambda = S / (2L)$ – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

Проблема заключается в том, что для каждого конкретного случая значение среднего показателя политропического сжатия n , строго говоря, неизвестно, хотя и может быть примерно взято, исходя из накопленного опыта. Так, например, для достаточно широкого ряда мало- и среднеоборотных дизелей $n \approx 1,37$. Тем не менее, величина n , взятая наугад при алгоритмической синхронизации, может внести погрешности в расчёты, что делает необходимым разработать способ, позволяющий при проведении алгоритмической синхронизации рассчитывать значение среднего показателя политропического сжатия. Этот способ, кроме того, должен обладать расчётной простотой, поскольку при диагностировании рабочего процесса определение ВМТ должно производиться достаточно быстро.

Решение задачи

Предлагаемый способ определения среднего показателя политропического сжатия n основан на том факте, что кривая сжатия в функции от угла поворота коленчатого вала (ПКВ) φ является гладкой и дифференцируемой на всём своём протяжении. Это, в свою очередь, означает, что её можно представить

полиномом в окрестностях некоторой точки φ_0 участка сжатия:

$$P = \sum_{i=0}^k A_{k-i} (\varphi - \varphi_0)^i, \quad (5)$$

где A_{k-i} – коэффициенты полинома;

P – давление в цилиндре двигателя, Па.

Проведенные сравнительные расчёты показали, что кривая сжатия на участке примерно от $30...40^\circ$ до ВМТ до точки максимальной скорости роста давления с высокой степенью точности (до 1%) представляется полиномом четвёртого порядка (т. е. в (5) $k = 4$). В данном случае предлагается аппроксимировать полиномом участок кривой сжатия, представленный для примера на рисунке 1, в окрестностях точки $\varphi = \varphi_M$ (т. е. $\varphi_0 = \varphi_M$). Участок находится между углами $\varphi = \varphi_T$ и $\varphi = \varphi_M$. Угол φ_T соответствует точке пересечения касательной, проведенной к кривой давления в точке $\varphi = \varphi_M$, с осью абсцисс. В точке M (при $\varphi = \varphi_M$) скорость роста давления максимальна, т. е. в ней $d^2P/d\varphi^2 = 0$

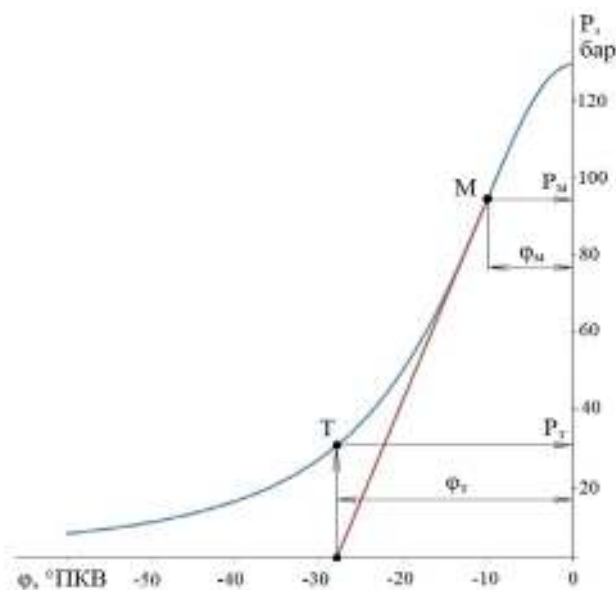


Рис. 1 - Изменение давления сжатия по углу ПКВ

Для нахождения значений коэффициентов полинома необходимо задаться условиями, которые отражают условия совпадения действительной и аппроксимирующей кривых сжатия. Для удовлетворительного совпадения кривые должны отвечать следующим условиям:

$$\begin{cases} P(\varphi_T) = P_p(\varphi_T); \\ P'(\varphi_T) = P'_p(\varphi_T); \\ P(\varphi_M) = P_p(\varphi_M); \\ P'(\varphi_M) = P'_p(\varphi_M); \\ P''(\varphi_M) = P''_p(\varphi_M) = 0; \end{cases} \quad (6)$$

где $P(\varphi_T)$ и $P(\varphi_M)$ – значение давления при указанных углах ПКВ;

$P_p(\varphi_T)$ и $P_p(\varphi_M)$ – значение полинома 4-го порядка (5) при указанных значениях углов ПКВ;

$P'(\varphi_T)$, $P'(\varphi_M)$ и $P'_p(\varphi_T)$, $P'_p(\varphi_M)$ – значения, соответственно, первых производных по углу ПКВ давления и полинома при указанных углах;

$P''(\varphi_M)$ и $P''_p(\varphi_M)$ – равные нулю значения вторых производных по углу ПКВ давления и полинома при угле ПКВ $\varphi = \varphi_M$.

Найдём первую и вторую производную от полинома (5):

$$\begin{aligned} P'_p &= \frac{d}{d\varphi} \left(A_4 + A_3(\varphi - \varphi_M) + A_2(\varphi - \varphi_M)^2 + A_1(\varphi - \varphi_M)^3 + A_0(\varphi - \varphi_M)^4 \right) = \\ &= A_3 + 2A_2(\varphi - \varphi_M) + 3A_1(\varphi - \varphi_M)^2 + 4A_0(\varphi - \varphi_M)^3; \\ P''_p &= \frac{d^2}{d\varphi^2} \left(A_4 + A_3(\varphi - \varphi_M) + A_2(\varphi - \varphi_M)^2 + A_1(\varphi - \varphi_M)^3 + A_0(\varphi - \varphi_M)^4 \right) = \\ &= 2A_2 + 6A_1(\varphi - \varphi_M) + 12A_0(\varphi - \varphi_M)^2. \end{aligned} \quad (7)$$

Во исполнение условий (6) для нахождения коэффициентов полинома (5) получаем следующую систему уравнений:

$$\begin{cases} P(\varphi_T) = A_4 + A_3(\varphi_T - \varphi_M) + A_2(\varphi_T - \varphi_M)^2 + A_1(\varphi_T - \varphi_M)^3 + A_0(\varphi_T - \varphi_M)^4; \\ P'(\varphi_T) = A_3 + 2A_2(\varphi_T - \varphi_M) + 3A_1(\varphi_T - \varphi_M)^2 + 4A_0(\varphi_T - \varphi_M)^3; \\ P(\varphi_M) = A_4; \\ P'(\varphi_M) = A_3; \\ 0 = A_2. \end{cases} \quad (8)$$

Для удобства обозначим:

$$\begin{aligned} P(\varphi_T) &= P_T, P(\varphi_M) = P_M, P'(\varphi_T) = P'_T, P'(\varphi_M) = P'_M, \\ \varphi_M - \varphi_T &= P_M/P'_M = \Delta\varphi_T. \end{aligned}$$

Получаем следующие значения:

$$\begin{cases} A_0 = (4P_M - 3P_T - \Delta\varphi_T(3P'_M + P'_T))/\Delta\varphi_T^4; \\ A_1 = (4(P_M - P_T) - \Delta\varphi_T(3P'_M + P'_T))/\Delta\varphi_T^3; \\ A_2 = 0; \\ A_3 = P'(\varphi_M) = P'_M; \\ A_4 = P(\varphi_M) = P_M. \end{cases} \quad (9)$$

Аналогично [2] положим сжатие рабочего тела подчиняющимся уравнению политропы:

$$PV^n = \text{const}. \quad (10)$$

где V – объем цилиндра при заданном угле ПКВ.

Такое допущение является классическим и многократно опробованным в теории ДВС [3 – 5]. Кроме того, известными считаются положение ВМТ индикаторной диаграммы и объем камеры сжатия. В этом случае для нахождения значения среднего коэффициента политропы предлагается исходить из того, что работа, затрачиваемая на участке сжатия между углами ПКВ φ_T и φ_M , будет одинаковой вне зависимости от того, как выражается давление – полиномом (5) или по уравнению политропного сжатия (10):

$$\int_{V_T}^{V_M} \left(\sum_{i=0}^4 A_{4-i} (\varphi - \varphi_M)^i \right) dV = \int_{V_T}^{V_M} P dV, \quad (11)$$

где V_T и V_M – объёмы цилиндра, соответственно, при углах ПКВ $\varphi = \varphi_T$ и $\varphi = \varphi_M$.

Интеграл в правой части выражения (11) записан для давления, найденного по уравнению политропы (10):

$$\int_{V_T}^{V_M} P dV = \text{const} \int_{V_T}^{V_M} V^{-n} dV = \frac{P_T V_T - P_M V_M}{n-1}. \quad (12)$$

Для нахождения объёма цилиндра в данном случае удобнее воспользоваться упрощённой формулой, обладающей точностью, достаточной для большинства практических случаев:

$$V = V_c + 0,5V_s(1 - \cos\varphi + 0,5\lambda \sin^2 \varphi) \quad (13)$$

Следовательно

$$dV/d\varphi = 0,5V_s(\sin\varphi + 0,5\lambda \sin 2\varphi). \quad (14)$$

Тогда интеграл слева в выражении (11) запишется в виде:

$$\begin{aligned} I_p &= \int_{V_T}^{V_M} \left(\sum_{i=0}^4 A_{4-i} (\varphi - \varphi_M)^i \right) dV = \\ &= 0,5V_s \sum_{i=0}^4 \int_{\varphi_T}^{\varphi_M} A_{4-i} (\varphi - \varphi_M)^i (\sin\varphi + 0,5\lambda \sin 2\varphi) d\varphi. \end{aligned} \quad (15)$$

После интегрирования выражения (15) и приведения подобных получаем следующую зависимость для левой части интеграла (11):

$$I_p = 0,5V_s \sum_{i=0}^4 A_{4-i} (\psi_i + 0,25\lambda \delta_i), \quad (16)$$

где A_i определяются по выражениям из системы (9);

$$\begin{cases} \psi_0 = \cos\varphi_T - \cos\varphi_M; \\ \delta_0 = \cos 2\varphi_T - \cos 2\varphi_M; \\ \psi_1 = (\varphi_T - \varphi_M) \cos\varphi_T + \sin\varphi_M - \sin\varphi_T; \\ \delta_1 = (\varphi_T - \varphi_M) \cos 2\varphi_T + 0,5(\sin 2\varphi_M - \sin 2\varphi_T); \\ \psi_2 = \delta_2 = 0; \\ \psi_3 = (\varphi_T - \varphi_M)^3 \cos\varphi_T - 3(\varphi_T - \varphi_M)^2 \sin\varphi_T - \\ - 6(\varphi_T - \varphi_M) \cos\varphi_T + 6(\sin\varphi_T - \sin\varphi_M); \\ \delta_3 = (\varphi_T - \varphi_M)^3 \cos 2\varphi_T - 1,5(\varphi_T - \varphi_M)^2 \sin 2\varphi_T - \\ - 1,5(\varphi_T - \varphi_M) \cos 2\varphi_T + 0,75(\sin 2\varphi_T - \sin 2\varphi_M); \\ \psi_4 = (\varphi_T - \varphi_M)^4 \cos\varphi_T - 4(\varphi_T - \varphi_M)^3 \sin\varphi_T - \\ - 12(\varphi_T - \varphi_M)^2 \cos\varphi_T + 24(\varphi_T - \varphi_M) \sin\varphi_T + \\ + 24(\cos\varphi_T - \cos\varphi_M); \\ \delta_4 = (\varphi_T - \varphi_M)^4 \cos 2\varphi_T - 2(\varphi_T - \varphi_M)^3 \sin 2\varphi_T - \\ - 3(\varphi_T - \varphi_M)^2 \cos 2\varphi_T + 3(\varphi_T - \varphi_M) \sin 2\varphi_T + \\ + 1,5(\cos 2\varphi_T - \cos 2\varphi_M). \end{cases} \quad (17)$$

Окончательно:

$$n-1 = 4 \frac{\left[4V_c(P_T - P_M) + V_s(2(P_T(1 - \cos\varphi_T) - P_M(1 - \cos\varphi_M)) + \lambda(P_T \sin^2 \varphi_T + P_M \sin^2 \varphi_M)) \right]}{V_s \left[2 \sum_{i=0}^4 A_{4-i} \psi_i + 0,5\lambda \sum_{i=0}^4 A_{4-i} \delta_i \right]}. \quad (18)$$

Обобщая изложенное выше, можно выделить следующие шаги для расчёта среднего показателя политропического сжатия по предлагаемому способу:

а) по експериментальній кривій сжатия отыскиваются углы φ_m и φ_t и соответствующие им величины $P(\varphi_t)$, $P(\varphi_m)$, $P'(\varphi_t)$, $P'(\varphi_m)$;

б) по уравнениям системы (9) отыскиваются коэффициенты A_i полинома (5);

в) по уравнениям системы (17) отыскиваются коэффициенты ψ_i и δ_i ;

г) по формуле (18) рассчитывается искомая величина.

Результаты решения задачи

Для проверки предложенного способа по данным индексирования двигателей был найден средний показатель политропическо-

го сжатия n . Затем, исходя из найденного значения n , на рассчитываемом участке между углами φ_t и φ_m была рассчитана и построена кривая политропического сжатия. Построенная кривая сравнена с кривой реального процесса. Ниже в таблице 1 приведены результаты расчётов. На рисунке 2 представлены экспериментальные кривые сжатия для 3-х разных двигателей. На экспериментальные кривые на участке между углами φ_t и φ_m наложены расчётные кривые сжатия, которые выделены другим цветом.

Табл. 1 - Определение коэффициентов политропического сжатия

Наименование параметра		Тип двигателя		
		MAN-B&W 6S50MC	YANMAR 6EY18ALW	MAN 5L23/30
Тактность		2	4	4
Диаметр цилиндра D , м		0,5	0,18	0,225
Ход поршня S , м		2,0	0,28	0,3
Длина шатуна L , м		2,05	0,54	0,6
Степень сжатия ϵ		18,1	15	13
Частота вращения, мин^{-1}		100	900	720
Давление P_m , бар		72,816	90,588	56,994
Производная давления P'_m , бар/°ПКВ		3,505	3,676	2,129
Угол φ_m , °ПКВ до ВМТ		-11,8	-14	-14,9
Давление P_t , бар		23,013	28,264	18,464
Производная давления P'_t , бар/°ПКВ		1,209	1,2610	0,750
Угол φ_t , °ПКВ до ВМТ		-32,5	-38,64	-41,7
Значения коэффициентов полинома	A_0	-1235,453	-739,0027	-387,8715
	A_1	-930,8491	-673,1762	-362,2753
	A_3	200,8457	210,6448	121,9895
	A_4	72,81556	90,58803	56,9936
	ψ_0	-0,1361545	-0,1892123	-0,2193739
	ψ_1	$2,8346 \cdot 10^{-2}$	$4,65989 \cdot 10^{-2}$	$5,868872 \cdot 10^{-2}$
	ψ_3	$2,051961 \cdot 10^{-3}$	$4,734762 \cdot 10^{-3}$	$7,034325 \cdot 10^{-3}$
	ψ_4	$-6,086511 \cdot 10^{-4}$	$-1,664786 \cdot 10^{-3}$	$-2,686458 \cdot 10^{-3}$
	δ_0	-0,4960328	-0,6627649	-0,751741
	δ_1	0,1011227	0,1583037	0,1939295
	δ_3	$7,18187 \cdot 10^{-3}$	$1,563998 \cdot 10^{-2}$	$2,247755 \cdot 10^{-2}$
	δ_4	$-2,11896 \cdot 10^{-3}$	$-5,456101 \cdot 10^{-3}$	$-8,503698 \cdot 10^{-3}$
Расчётное значение среднего коэффициента политропы n		1,3665	1,4081	1,3732
Опытное значение среднего коэффициента политропы n'		1,37	1,37	1,37
Отклонение $\Delta = (n - n') / n' \cdot 100\%$		-0,255	2,781	0,234

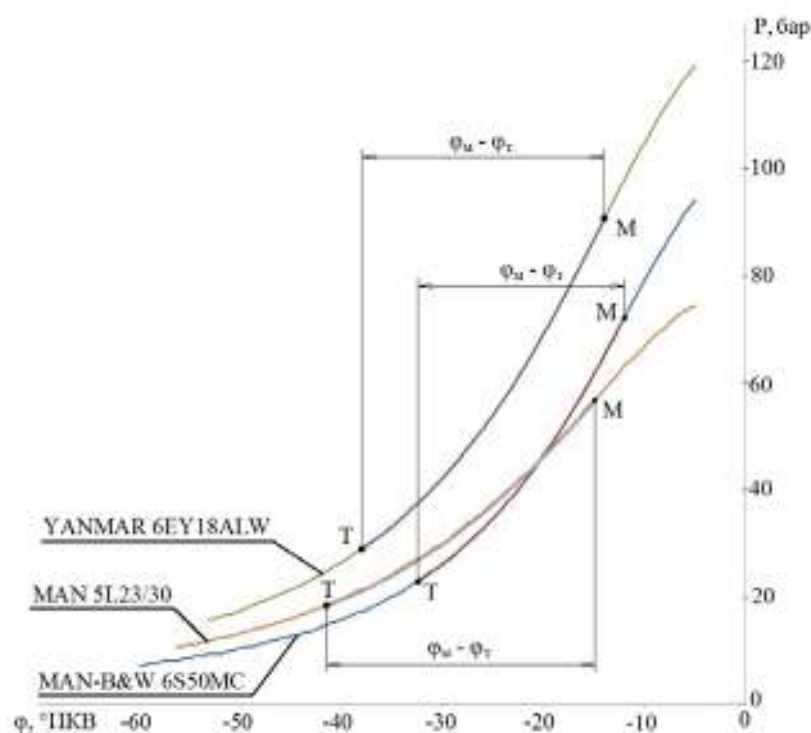


Рис. 2 - Сравнение экспериментальных и расчётных кривых сжатия

Как видно из приведенных результатов, отличие экспериментальных и рассчитанных данных по среднему показателю политропы не превышает 3 %. Экспериментальные и расчётные кривые сжатия отличаются не более чем на 1 %. К достоинствам описанного способа можно отнести и то, что средний показатель политропы n выражен явно, что ускоряет расчёт. Поэтому предлагаемый алгоритм можно расширить, рассчитывая n с определённым шагом.

Выводы

Проведенные расчёты показали для указанного участка сжатия хорошее совпадение экспериментальных и расчётных данных по среднему показателю политропы n и давлению. Это в итоге позволяет уточнить предварительный расчёт положения ВМТ индикаторной диаграммы с использованием зависимости (1), так как полученное значение n полнее отображает текущие условия протекания процесса в цилиндре двигателя внутреннего сгорания.

Литература

1. Pressure sensors for marine diesel monitoring. Company IMES [Электронный ресурс] // Режим доступа: <https://www.imes.de>.
2. Yeryganov O. Features of the fastest pressure growth point during compression stroke

[Электронный ресурс] / Oleksiy Yeryganov, Roman Varbanets. *Diagnostyka*, 2018, Vol. 19, No. 2. pp. 71 – 76. – Режим доступа <http://dx.doi.org/10.29354/diag/89729>.

3. Ваншейдт, В. А. Судовые двигатели внутреннего сгорания [Текст] / В. А. Ваншейдт. – Л.: Судостроение, 1977. – 392 с.

4. Вибе И. И. Новое о рабочем цикле двигателей [Текст] / И. И. Вибе. – М.: Машгиз, 1962. – 271 с.

5. Никитин, Е. А. Диагностирование дизелей [Текст] / Е. А. Никитин, Л. В. Станиславский, Э. А. Улановский. – М.: Машиностроение, 1987. – 224 с.

СВЕДЕНИЯ О АВТОРЕ

Ерыганов Алексей Валериевич,

к. т. н., доцент кафедры «Судовые энергетические установки и техническая эксплуатация» Одесского национального морского университета.

Ул. Мечникова, 34, Одесса, 65029, Украина.

Тел.: +38 048 728 25 64.

E-mail: a.yeryganov@gmail.com.

ORCID iD: 0000-0002-9736-3662.

УДК 629.463

DOI: 10.34029/2311-4061-2019-133-4-48-52

Інженер

Герасименко В.В.

ЗАХИСТ ВАНТАЖНОГО РУХОМОГО СКЛАДУ ВІД НЕСАНКЦІОНОВАНОГО ВТРУЧАННЯ

Ключові слова: вантажні вагони, цистерни, збереження вантажів, розукомплектування, гальмівні пристрої, модернізація, запірно-пломбувальні пристрої (ЗПП), розвантажувальні люки, запобіжні клапани, зливні пристрої, запобігання демонтажу.

Вступ

На регіональних філіях АТ «Укрзалізниця» є випадки несанкціонованого відбору вантажу під час його перевезення у поїздах: світлих нафтопродуктів з вагонів-цистерн, зерна з вагонів-хоперів тощо, а також розукомплектування гальмівного обладнання вантажних вагонів.

Мета статті

Огляд конструкторсько-технологічних рішень структурного підрозділу (СП) «Київське ПКТБ РС» філії «НДКТІ» АТ «Укрзалізниця», спрямованих на обмеження доступу сторонніх осіб до вантажу залізничних вагонів, з метою його викрадення, та зменшення випадків несанкціонованого розукомплектування залізничного рухомого складу.

Основні положення

З 2017 року по 2019 рік в конструкторському відділі СП «Київське ПКТБ РС», на основі діючої галузевої Інструкції з експлуатації запірно-пломбувальних пристроїв та способів їх накладання на вагони і контейнери [1], було розроблено декілька проектів найменш затратних пристроїв для захисту вантажного рухомого складу від несанкціонованого розукомплектування та розкрадання вантажів, в залежності від типу вагона і виду вантажу:

1. Проект K06.17 - «Модернізація вагона-хопера для зерна моделей 11-739 і 19-752»

Проект включає модернізацію розвантажувальних люків бункерів вагону захисними

пристроями за двома варіантами їх виконання.

Згідно першого варіанта модернізації вагона-хопера для перевезення зерна (рис.1) на кожній кришці бункерів вагона за допомогою зварювання встановлюються 2 замка, а до корпусу розвантажувального бункера приварюють штабу, з забезпеченням зазору між бункером і кришкою люка не більше 5 мм, що унеможливило вставляння між бункером і кришкою люка сторонніх предметів (лом, прут тощо) для віджимання кришки люка з допомогою домкрата і розкрадання зерна при цілісності пломб.

Під час експлуатування вагона, після закриття кришки розвантажувального люка, замок закривають і через вушко замка виконують його пломбування. Працівники залізниць на станціях мають проводити контроль наявності неушкоджених пломб в вушках замка, що підтверджує відсутність доступу сторонніх осіб до вантажу через нижній розвантажувальний люк.

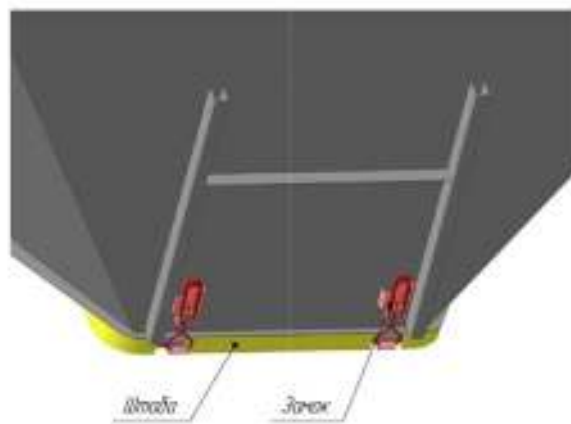


Рис. 1 - Модернізація кришки розвантажувального люка вагона-хопера для перевезення зерна згідно проекту K06.17 (варіант 1)

За другим варіантом модернізації (рис.2) до корпусу розвантажувальних бункерів вагона приварюють одну штабу (без замків) із забезпеченням зазору між бункером і кришкою люка не більше 5 мм, що унеможливило завести між бункером і кришкою люка сторонні предмети (лом, прут, домкрат тощо) для віджимання кришки люка. При цьому пломбування розвантажувальних люків від-

бувається накладанням запірнопломбувальних пристроїв (ЗПП) на штурвали

відкривання люків, як це передбачено Інструкцією [1].

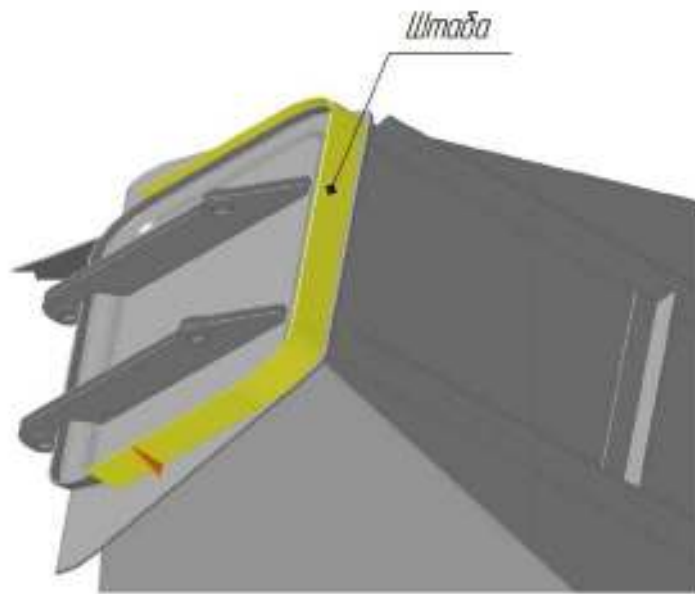


Рис. 2 - Модернізація люка бункера вагона-хопера для перевезення зерна згідно проекту К06.17 (варіант II)

Обидва варіанти модернізації призначені для захисту вантажу від розкрадання під час його перевезення у вагонах-хоперах та забезпечують захист вантажу від втручання сторонніх осіб.

2. Проект К08.19 - «Модернізація цистерн» для перевезення нафтопродуктів з встановленням на них запірнопломбувальних пристроїв на нижньому зливному пристрої, на запобіжному клапані та кришці люка ригельного типу»

Розроблений проект, з технічними умовами [2], є універсальним для більшості моделей вагонів-цистерн, що експлуатуються на залізничних коліях АТ «Укрзалізниця». Проектом передбачається модернізація нижнього зливного пристрою, запобіжних клапанів, верхніх кришок люків (ригельного типу та баранцевого типу), шляхом приварення на них спеціальних вушок для встановлення ЗПП. Для пломбування передбачається використання ЗПП, що відносяться до групи охоронних технічних засобів одноразового використання, типу «Варта-Універсал М» (рис. 3).



Рис. 3 – Запірно-пломбувальний пристрій «Варта-Універсал М»

Згідно з діючими галузевими правилами [3], починаючи з липня 2019 року ремонтними підприємствами при виконанні капітальних (КР) та деповських (ДР) ремонтів цистерн для перевезення нафтопродуктів власності АТ «Укрзалізниця» (рис. 4) проводиться обов'язкова їх модернізація за проектом К08.19, що суттєво перешкоджає несанкціонований доступ до наливного вантажу.



Рис. 4 – Вагони-цистерни модернізовані за проектом К08.19

3. Проект К02.18 - «Модернізація повіторозподільника вантажних вагонів»

Проект модернізації передбачає при виконанні за галузевою інструкцією [4] ремонту гальмівного обладнання вагонів (всіх типів та моделей) встановлення спеціальних пристроїв на повіторозподільники 483М для забезпечення захисту від розукомплектуван-

ня його вузлів - магістральної і головної частини та викрадення внутрішніх деталей цих приладів. Передбачається два варіанти встановлення захисних пристроїв на вузли і деталі гальмівних систем вантажних вагонів.

Першим варіант модернізації передбачає запобігання можливості зняття головної чи магістральної частин (кресл. № 270.023-1 та № 483.010) повіторозподільника 483М з допомогою звичайного гайкового ключа. Замість 2-х шпильок для кріплення магістральної частини до робочої камери використовуються два спеціальні конусні болти (рис. 5). Головки спеціальних болтів виготовляють з конусом та тонким переходом («шийкою») до шестигранника. Після закручування болта в робочу камеру при закріпленні головної і магістральної частини повіторозподільника, «шийка» при певному прикладеному зусиллі руйнується, шестигранник відпадає і на загвинченому болті залишається тільки конусоподібна гладка голівка, яку не можливо відкрити звичайним ключем.

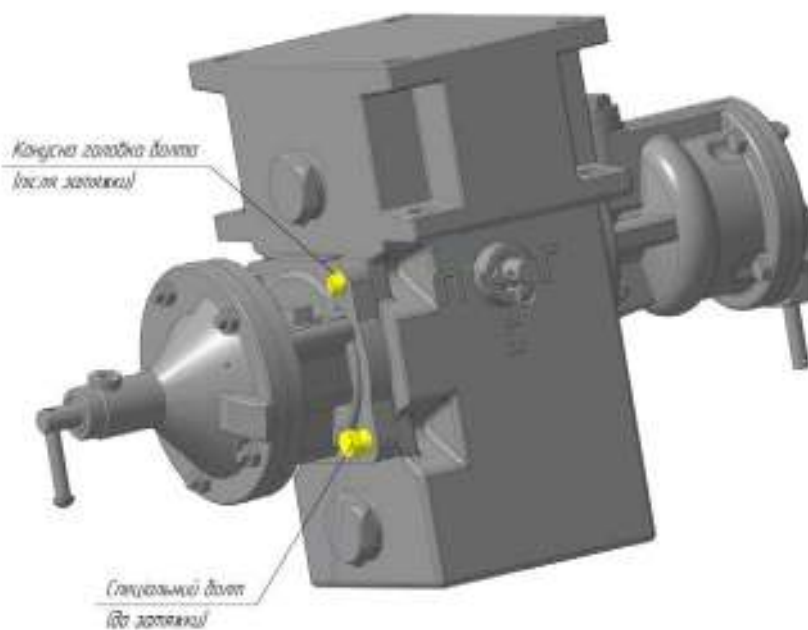


Рис. 5 – Встановлення спеціальних болтів для перешкоджання несанкціонованого демонтажу магістральної або головної частини повіторозподільника 483М (варіант I)

За другим варіантом захист від викрадення магістральної або головної частини повіторозподільника забезпечується шляхом встановлення захисної пластини з отворами під шпильки, які вкручуються в робочу камеру. Для забезпечення неможливості зняття

вузлів повіторозподільника після їх монтажу ці пластини приварюються до шестигранних гайок, якими кріпляться гальмівні прилади та пластини до робочої камери (рис. 6).

Встановлення захисних пристроїв за першим і другим варіантами виконання ви-

ключає несанкціонований демонтаж гальмівних пристроїв без спеціального інструменту і обладнання.

Для захисту від розкрадання внутрішнього обладнання головної і магістральної частин повітророзподільників 483М, також розроблено два варіанти захисних пристроїв, що запобігають несанкціонованому демонтажу кришок з цих частин повітророзподільника.

В першому варіанті модернізації для захисту від розкрадання внутрішніх елементів знімних вузлів повітророзподільника 483М

передбачається встановлення для кріплення кришок спеціальних конусно-шестигранних гайок, аналогічних тим, що пропонуються для кріплення цих вузлів до корпусу повітророзподільника (див. рис. 5).

За другим варіантом модернізації захист від розкрадання внутрішніх вузлів головної і магістральної частин повітророзподільників 483М забезпечується встановленням спеціальної заглушки (рис. 7).

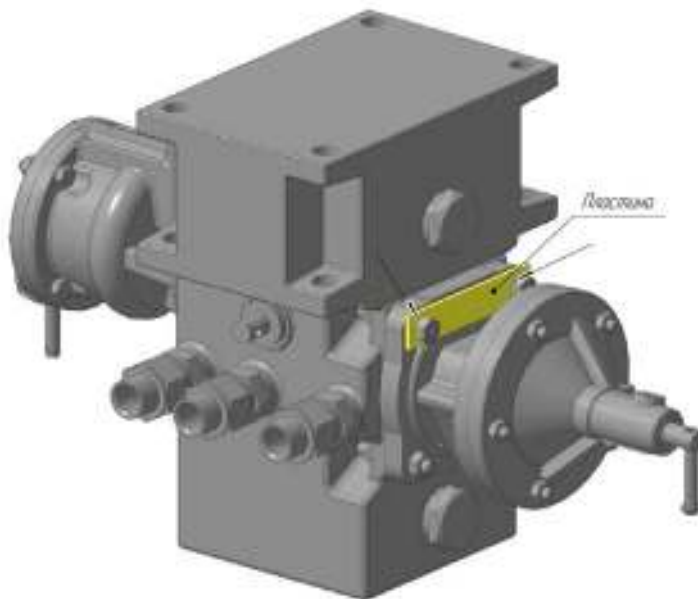


Рис. 6 – Встановлення пластини для перешкоджання несанкціонованого демонтажу магістральної чи головної частини повітророзподільника 483М (варіант II)

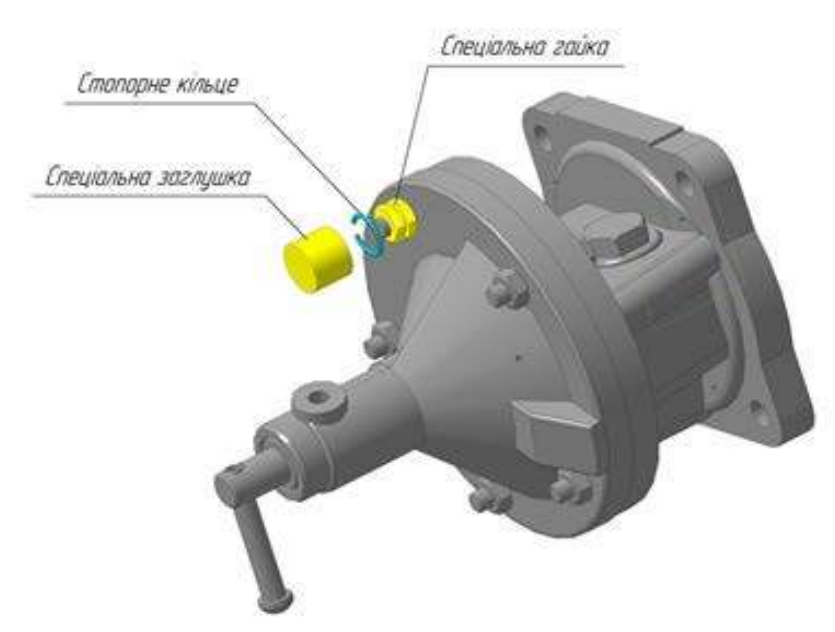


Рис. 7 – Встановлення захисних елементів для перешкоджання несанкціонованого демонтажу кришок магістральної або головної частини повітророзподільника 483М (варіант II)

Під час ремонту гальмівних приладів стандартна гайка, яка кріпить корпус і кришку, замінюється на спеціальну гайку з проточною. Ця гайка закручується звичайним гайковим ключем, після чого на неї встановлюється стопорне кільце, а потім - запобіжна заглушка. Легкими ударами молотка ($Q=0,5\text{кг}$) по торцю запобіжної заглушки стопорне кільце розтискається в проточці заглушки, при цьому встановлена заглушка легко обертається на гайці, запобігаючи її від відвернення.

Наявність описаних захисних пристроїв, виконаних за обома варіантами модернізації, виключає несанкціонований демонтаж внутрішніх вузлів гальмівних пристроїв без застосування спеціального інструменту і обладнання.

Проведені на базі філії «Дарницький вагоноремонтний завод» АТ «Укрзалізниця» випробування дослідних зразків захисних пристроїв виготовлених за проектами модернізації K06.17, K08.19 і K02.18, підтвердили їх працездатність та ефективність. За результатами випробувань всі описані захисні пристрої були рекомендовані до широкого застосування на рухомому складі.

Висновок

Впровадження механічних захисних пристроїв дозволяє значно зменшити випадки несанкціонованого розуккомплектування рухомого складу та обмежити доступ сторонніх осіб до вантажу вантажних вагонів з метою його викрадання.

Література

1. Інструкція з експлуатації запірнопломбувальних пристроїв. Способи накладання запірнопломбувальних пристроїв на вагони і контейнери: 25.7-01057491-01ІЕ. – Вінниця: Укрзалізниця, 2015. - 36 с. – (Відомчий норм. документ).
2. Цистерни нафтобензинові. Модернізація наливних і зливних пристроїв та запобіжно-впускних клапанів для виключення несанкціонованого доступу до вантажу: ТУ У 35.2-01124454-053:2006. – Київ: ДП «Київське ПКТБ по вагонах», 2006. - 24 с.
3. Вагони вантажні залізничного транспорту колії 1520 (1524) мм. Настанова з капітального ремонту: СТП 04-016:2018. – Київ: АТ «Укрзалізниця», 2019. - 179 с. – (Відомчий норм. документ).
4. Інструкція з ремонту гальмівного обладнання вагонів : ЦВ-ЦЛ-0013. - Київ: Укрзалізниця, 2005. - 160 с. (Відомчий норм. документ).

ВІДОМОСТІ ПРО АВТОРА

Герасименко Віктор Володимирович, головний конструктор конструкторського відділу структурного підрозділу «Київське ПКТБ РС» філії «Науково-дослідний та конструкторсько-технологічний інститут залізничного транспорту» АТ «Укрзалізниця». Вул. Алма-Атинська, 74, м. Київ, 02092, Україна.
Тел.: +38 044 207 85 67.
E-mail: pktb2007@gmail.com.

РЕКЛАМА В ЖУРНАЛІ «ЗАЛІЗНИЧНИЙ ТРАНСПОРТ УКРАЇНИ»

З питань розміщення реклами в науково-практичному журналі

«Залізничний транспорт України»,

який видається філією «Науково-дослідний та конструкторсько-технологічний інститут залізничного транспорту» АТ «Укрзалізниця»,
звертайтеся на ім'я директора філії, за адресою:

03038, м. Київ, вул. І. Федорова, 39 або в редакцію журналу, за телефоном

+38 (044) 309-68-93 чи на електронну пошту журналу:

ztu1520mm@gmail.com

**ОСНОВАТЕЛЬ УКРАИНСКОЙ НАУЧНОЙ ШКОЛЫ МЕХАНИКОВ
В ОБЛАСТИ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА
(К 110-летию со дня рождения академика В. А. Лазаряна)**



Всеволод Арутюнович Лазарян родился 16 октября 1909 года в г. Орехов Запорожской области в семье врача. В 1927 году он поступил на маркшейдерский факультет Днепропетровского горного института, где сразу же проявились его незаурядные способности. Еще до окончания института, в 1930 году, талантливый студент был приглашен на преподавательскую работу на кафедре теоретической и строительной механики, одновременно в горный и транспортный институты. Огромная работоспособность, энергия и целеустремленность В. А. Лазаряна позволили ему, успешно совмещая преподавательскую работу с обучением, окончить в 1931 году горный институт, а затем аспирантуру у выдающегося украинского ученого – академика А. Н. Динника, и уже в 1932 году защитить кандидатскую диссертацию.

Благодаря сочетанию необыкновенного научного дара, творческого потенциала и уникальных организаторских способностей

В. А. Лазарян в 25 лет возглавил кафедру строительной механики Днепропетровского института инженеров железнодорожного транспорта (ДИИТ) и был ее бессменным заведующим тридцать четыре года (до 1968 года), а затем, переключившись на новые задачи, продолжал осуществлять научное руководство кафедрой до последних дней жизни.

В 1934-1937 годах В. А. Лазарян выполнил серию работ в области прикладной теории упругости. Одна из них – «О формах равновесия стержней переменного сечения при силах выше критической» – была им доложена на II Всесоюзном математическом съезде.

Докторская диссертация В. А. Лазаряна «К вопросу о динамических усилиях в упряжных приборах поезда», защищенная в 1940 году и посвященная исследованию динамических усилий в межвагонных соединениях поездов, явилась развитием классических работ выдающегося ученого Н. Е. Жуковского и послужила основой для последующих исследований как самого В. А. Лазаряна, так и его многочисленных учеников. С тех пор вопросы механики рельсового транспорта были постоянно в центре научных интересов В. А. Лазаряна.

В 1941 году В. А. Лазаряну было присвоено звание профессора и в том же году, в канун Великой Отечественной войны, он был назначен начальником ДИИТа, которым руководил до 1958 г. В годы войны институт был эвакуирован в Новосибирск, где под руководством В. А. Лазаряна продолжал готовить квалифицированные кадры для железнодорожного транспорта и выполнять ряд больших и важных работ для обороны страны.

После возвращения института в Днепропетровск в 1944 году В. А. Лазарян много и плодотворно занимался восстановлением института, развитием его факультетов, кафедр и лабораторий, вел большую научную, педагогическую и научно-организационную работу. По инициативе и при непосредственном участии Всеволода Арутюновича в институте была организована отраслевая научно-исследовательская лаборатория динамики и прочности подвижного состава. Одновременно с этим генерал-директор пути и строительства III ранга В. А. Лазарян оказывал большую помощь в восстановлении железных дорог и обеспечении их бесперебойной работы.

Замечательным качеством В. А. Лазаряна как ученого и организатора науки было тонкое чувство предвидения в отношении тенденций развития научного поиска. Он обладал редкой способностью широкомасштабного прогнозирования научных направлений с постоянно возрастающей актуальностью. Так, задолго до широкого распространения вычислительной техники В. А. Лазарян обратил внимание на необходимость использования вычислительных машин в научных исследованиях и в учебной работе. В конце сороковых годов им была организована в ДИИТе лаборатория аналоговых вычислительных машин, а затем и лаборатория цифровых вычислительных машин, на базе которой был создан современный вычислительный центр. В этот

период В. А. Лазарян и его ученики начали читать лекции для преподавателей и инженеров по вычислительной технике. Эта работа подготовила открытие в институте факультета вычислительной техники, инициатором создания и научным руководителем которого был Всеволод Арутюнович.

Удивительная энергия и работоспособность позволяли Всеволоду Арутюновичу не ограничиваться только руководством кафедрой строительной механики и лабораторией динамики и прочности подвижного состава. В 1958-1968 годах он по совместительству руководит отделом прочности и на общественных началах отделом динамики и прочности горных машин Института механики АН УССР в Днепропетровске.

В 1967 году В. А. Лазарян был избран членом-корреспондентом Академии наук УССР. Ему поручается создание Днепропетровского отделения Института механики АН УССР, руководителем которого В. А. Лазарян был до последних дней своей жизни. В Отделении им были созданы вычислительный центр, лаборатории математического моделирования, динамических испытаний, измерений и обработки информации.

Под руководством Всеволода Арутюновича и при его непосредственном участии в Отделении выполнен ряд крупных теоретических и прикладных работ в области общего машиностроения, проведены обширные теоретические и экспериментальные исследования по механике наземного транспорта, в частности высокоскоростного, внедрен в производство целый ряд важных для народного хозяйства результатов научных работ. В течение 1968 – 1978 годов Отделение выросло в крупное академическое учреждение. За время работы в Отделении он опубликовал четыре монографии и ряд статей. В 1980 году Отделение было преобразовано в самостоятельный институт. В настоящее время это Институт технической механики Национальной академии наук Украины и Государственного космического агентства Украины.

В 1969 году В. А. Лазаряну было присвоено почетное звание заслуженного деятеля науки УССР. В 1971 году он стал лауреатом Государственной премии УССР, а через год был избран академиком АН УССР. В 1978 году ему присуждается премия имени А. Н. Динника АН УССР.

Умер В. А. Лазарян 24 декабря 1978 года в Днепропетровске. Его именем назван Днепровский национальный университет железнодорожного транспорта и улица, на которой он находится.

Научные интересы В. А. Лазаряна были широки и многообразны. В своем емком определении динамики подвижного состава как раздела механики машин, в котором находился центр приложения его интеллектуальных сил, В. А. Лазарян выделил три составляющие – устойчивость невозмущенного движения, колебания и переходные режимы движения [8, 9].

Главной заслугой начального периода научной деятельности В. А. Лазаряна и его последующей работы является создание и дальнейшее развитие теории переходных режимов движения одномерных механических систем с приложениями главным образом к задачам динамики железнодорожного поезда [1, 8, 10]. Наиболее существенные для практики результаты он получил в этой области после того, как им была разработана и использована в исследованиях нелинейная расчетная схема поезда, что позволило учесть и зазоры в межвагонных соединениях, и то сложное рассеяние энергии, которое имеет место в современных и вновь проектируемых поглощающих аппаратах железнодорожных вагонов (упруго-фрикционных, резино-металлических гидрогазовых, металло-керамических и других). Ряд существенных результатов в этой области получен В. А. Лазаряном совместно с его учениками [8]. Это направление до последних дней своей жизни развивал профессор Е. П. Блохин.

Впервые в мировой практике под руководством В. А. Лазаряна на основе исследований неустановившихся режимов движения поездов был научно обоснован выбор условий сопряжения элементов продольного профиля пути. Результаты этой работы нашли отражение в новых строительных нормах и правилах проектирования железных дорог (СНиП II-39-76) и при проектировании Байкало-Амурской магистрали.

Начало циклу многолетних исследований по проблеме устойчивости движения рельсовых экипажей положили две работы В. А. Лазаряна – «Собственные колебания тележечных грузовых вагонов», опубликованная в 1958 году в Вестнике ВНИИЖТ [2], и «Власні коливання локомотивів», опубликованная в 1960 году в журнале «Прикладна механіка» [3]. Опираясь на классические труды великого ученого А. М. Ляпунова, В. А. Лазарян впервые строго обосновал условия

устойчивости движения рельсовых транспортных средств. Созданная В. А. Лазаряном и его соратниками Л. А. Длугачем и М. Л. Коротенко теория устойчивости рельсовых экипажей во многом определила последующее развитие этого раздела динамики железнодорожного подвижного состава [4, 5].

Убедительным доказательством действенности положений новой теории стали опыты со скоростным вагоном-лабораторией (СВЛ), оборудованным реактивными двигателями. Благодаря инициативе В.А. Лазаряна в 1971-1973 годах на Приднепровской железной дороге были проведены динамические испытания СВЛ, в ходе которых на обычном участке пути была достигнута рекордная на то время скорость – 250 км/ч. С технической точки зрения эти опыты стали возможны потому, что, как показали результаты математического моделирования, СВЛ обладал запасом устойчивости движения до 360 км/ч [6]. В ходе этого масштабного эксперимента была также проведена серия специальных опытов, в которых использовался скоростной вагон-лаборатория с заданными на основе расчетов конструктивными изменениями. Результаты этих опытов убедительно подтвердили основные положения теории.

Уникальными экспериментами с СВЛ завершился этап становления теории устойчивости движения. Сейчас, по прошествии времени, вполне достаточного для оценки степени развития исследований в области устойчивости движения рельсовых экипажей, можно с уверенностью утверждать, что в тот период достижения в этой области школы В. А. Лазаряна вышли на мировой уровень, опережая разработки многих зарубежных ученых.

В. А. Лазаряном и его учениками была разработана уточненная методика исследования процессов взаимодействия подвижного состава и пути. При этом экипаж и путь рассматриваются как единая дискретно-континуальная система. Для получения надежных результатов, как это было показано В. А. Лазаряном, необходимо принимать во внимание инерционные и диссипативные свойства всех элементов системы. В ходе исследований было обнаружено, что при решении задач данного класса целесообразно применять техническую модель основания, предложенную в свое время выдающимся ученым-механиком В. З. Власовым. Разработанная методика в дальнейшем была развита в трудах профессора Дановича В. Д. и легла в основу решения ряда важных для транспорта задач [7].

Из других направлений научной деятельности В. А. Лазаряна можно назвать исследования случайных колебаний дискретных многомассовых систем с приложениями к динамике подвижного состава. Это направление было развито профессором Ушкаловым В. Ф. и его соратниками.

В. А. Лазарян был сторонником использования аппарата теории обобщенных функций как в научных исследованиях, так и в преподавании. Им впервые в мировой практике в механике было введено понятие сплайн-преобразование аргумента, что вместе с применением аппарата теории обобщенных функций расширило возможности получения точных аналитических решений сложных задач механики и упростило эти решения. Основные результаты полученные В. А. Лазаряном в этой области вошли в монографию [11] написанную совместно с профессором С. И. Коношенко и в ряд публикаций совместных с учениками.

Следует также отметить, что В. А. Лазаряном, одним из первых на территории СССР и в мировой практике, в конце 60-х годов прошлого столетия закладывались основы новых научных направлений связанных с магнитолевитирующим транспортом и транспортом на воздушной подушке, которые и сегодня актуальны, важны, перспективны и развиваются его учениками и последователями.

В творческом активе академика В. А. Лазаряна – создание нового направления в общей механике и механике деформируемого твердого тела, свыше 300 опубликованных научных работ, в том числе 7 монографий и 5 учебных пособий, 24 авторских свидетельства на изобретения. Его научные труды и сейчас являются настольными книгами для большинства ученых-механиков и преподавателей транспортного направления.

Всеволод Арутюнович Лазарян был талантливым педагогом и активно участвовал в процессах подготовки научных кадров. Он более 30 лет руководил аспирантурой, подготовил 20 докторов и свыше 100 кандидатов технических и физико-математических наук. Вёл большую научно-организационную работу в Украине и СССР. В. А. Лазарян был членом бюро Отделения математики, механики и кибернетики АН УССР, членом Высшей аттестационной комиссии СССР, членом комиссии СССР по развитию единой транспортной системы страны, членом научно-

технического совета Министерства путей сообщения СССР, входил в состав нескольких ученых советов по присуждению ученых степеней, участвовал в работе редакционных коллегий и советов журнала «Прикладная механика», республиканских научных сборников, был научным редактором 33-х сборников научных трудов ДИИТа, а также межвузовских сборников научных работ «Проблемы динамики и прочности подвижного состава железных дорог». Важно отметить, что по широте и общности постановок научно-технических задач, глубине их проработок и исследований В. А. Лазарян и его научная школа не имели себе равных в области динамики поезда и подвижного состава железных дорог, как на территории СССР, так и в мире.

Академик Всеволод Арутюнович Лазарян, как видный и талантливый учёный, выдающийся организатор, открытый, искренний, увлечённый и необыкновенно яркий человек, умевший всегда отстоять свою принципиальную позицию и внедрить теоретические разработки в производство, объединявший вокруг себя всех талантливых единомышленников и вдохновлявший молодёжь на решение сложных и перспективных научно-технических задач всегда остаётся в нашей памяти достойным примером самоотверженного служения науке и железнодорожному делу.

Литература

1. Лазарян В. А. Исследование неустановившихся режимов движения поездов. – М.: Трансжелдориздат. – 1949. – 135 с.
2. Лазарян В. А. Собственные колебания тележечных грузовых вагонов / Вестн. ВНИИЖТ, 1958, №2, с.7-12.
3. Лазарян В. А. Власні коливання локомотивів / Прикл. механіка, 1960, №1, с. 31-39.
4. Лазарян В. А. Динамика вагонов (устойчивость движения и колебания). – М.: Транспорт, 1964. – 256 с.
5. Лазарян В. А., Длугач Л. А., Коротенко М. Л. Устойчивость движения рельсовых экипажей. – К.: Наук. думка, 1972. – 200 с.
6. Лазарян В. А., Демин Ю. В., Осадчий Г. Ф. Экспериментальная проверка методов исследования устойчивости движения рельсовых экипажей. – В кн.: Некоторые задачи механики скоростного наземного транспорта. – К.: Наук. думка, 1974. – С.3-13.
7. Лазарян В. А., Данович В. Д. Дифференциальные уравнения плоских колебаний четырехосного рельсового экипажа, движущегося по балке, лежащей на инерционном основании. – В кн.: Динамика и прочность высокоскоростного наземного транспорта. – К.: Наук. думка, 1976. – С.142-148.
8. Лазарян В. А. Динамика транспортных средств: Избр. тр. – К.: Наук. думка, 1985. – 528 с.
9. Лазарян В.А. Колебания железнодорожного состава. Вибрации в технике. Справочник. - М. Машиностроение, 1980, Т.3. – С. 398-434.
10. Лазарян В.А., Блохин Е.П. О математическом моделировании движения поезда по переломам продольного профиля пути. – Тр. МИИТ, вып.444, 1974. – С. 83-123.
11. Лазарян В.А., Конашенко С.И. Обобщенные функции в задачах механики. – К.: Наук. думка, 1974, 191 с.

Материал подготовили:

*д-р техн. наук, проф. Ю. В. Демин,
канд. техн. наук О. М. Маркова,
канд. техн. наук Н. М. Хачапуридзе*

УДК 539.4

DOI: 10.34029/2311-4061-2019-133-4-57-67

Д-р техн. наук Леонець В. А.

Канд. техн. наук Лукашевич А. О.

Канд. техн. наук Дегтярев В. О.

Канд. техн. наук Лакомський В. В.

Канд. техн. наук Тимошенко О. В.

Інженер Чаус Л. М.

АНАЛІЗ ВТОМНОГО РУЙНУВАННЯ ВАЛІВ ЯКОРІВ ГЕНЕРАТОРІВ DUGG-28 ПІСЛЯ РЕМОНТУ

Ключові слова: *пасажирські вагони, підвагонні генератори, вали якорів, руйнування валів, шпонковий паз, наплавка хвостовика, неметалеві включення, мікротріщини, запас втомної міцності, втомне руйнування, коєнтрація напружень, метод скінченних елементів*

Аналіз проблеми

В Україні експлуатуються залізничні пасажирські вагони з підвагонними електричними генераторами DUGG-28. Тривала експлуатація вагонів обумовила зношення поверхонь хвостовиків валів якорів цих генераторів (далі хвостовиків), які вставляються з натягом в отвори втулок центробіжних муфт, через необхідність їх розпресовування для проведення ремонту муфт і генераторів. Відновлення геометричних розмірів хвостовиків здійснюється методом електроіскрового легування (ЕІЛ) [1] чи електроконтактним наплавленням (ЕН) [2]. ЕІЛ дозволяє наносити покриття з необхідними механічними властивостями товщиною, близько, 1 мм. Тривала експлуатація DUGG-28, відремонтованих за технологією ЕІЛ, вимагає нанесення покриттів більшої товщини. Це можливо здійснювати за технологією ЕН. Однак після відновлення геометричних розмірів хвостовиків за технологією ЕН траплялись поодинокі випадки руйнування хвостовиків. Виникла необхідність проаналізувати можливі причини руйнування хвостовиків, відремонтованих за технологією ЕН.

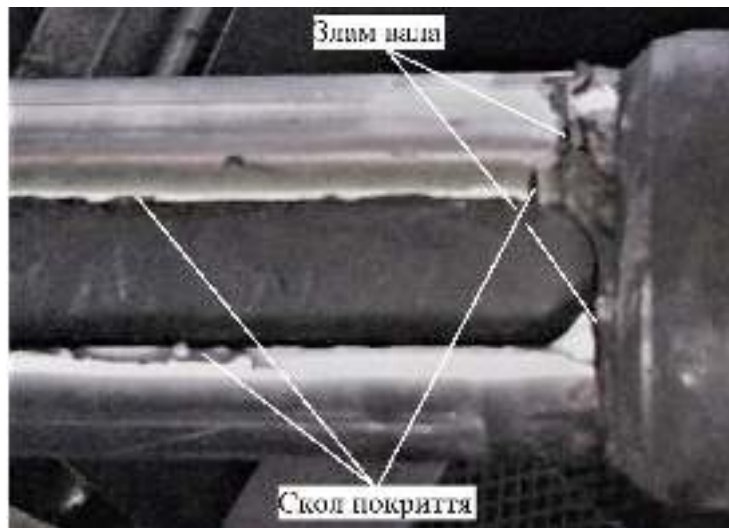
Метою роботи являється встановлення можливих причин руйнування хвостовиків валів якорів генераторів DUGG-28 з покриттями нанесеними електроконтактним наплавленням.

Аналіз умови експлуатації підвагонних генераторів DUGG-28

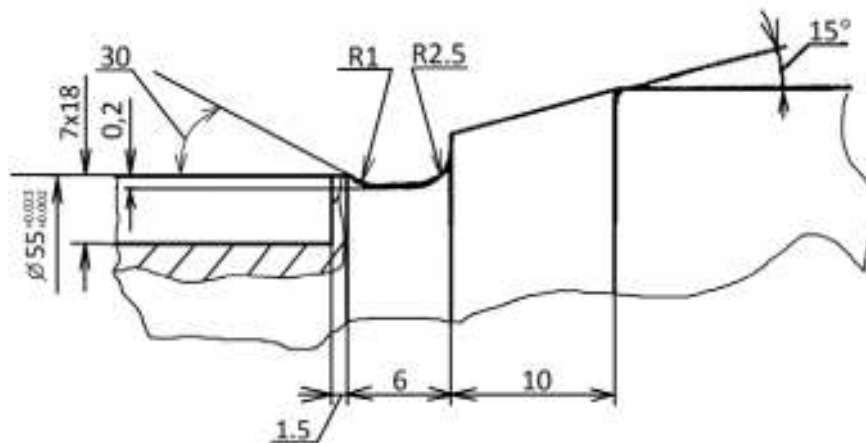
Підвагонний генератор DUGG-28 вагою 1,2 т встановлюють на рамі кузова пасажирського вагона. Обертання вала якоря генератора здійснюється центробіжною муфтою, розміщеною на його хвостовику, крутний момент до якої передається за допомогою карданного вала, з'єднаного з редуктором, встановленим на вісі колісної пари.

Загальний вигляд зруйнованого хвостовика вала свідчить про те, що руйнування покриття відбувається, практично, по всьому периметру бокової поверхні шпонкового паза (рис.1а). Однак остаточне руйнування вала шляхом відокремлення від нього кінцевої частини відбувається лише біля вертикальної стінки шпонкового паза.

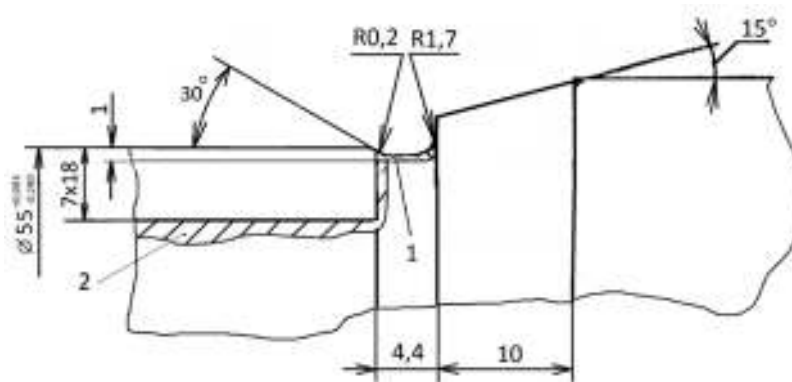
Конструкція генератора DUGG-28 передбачає напресування фланцевої втулки центробіжної муфти на хвостовик вала з шпонкою, розміри якого показані на рис.1б і 1в. Огляд хвостовиків валів з наплаткою показав, що часто їх геометричні розміри не відповідають вимогам керівництва з ремонту [2] та кресленника 45167 «Welle». Це виражається у невідповідності допусків на діаметр вала після ремонту. В одному з зруйнованих хвостовиків валів він становив $55^{+0,083}_{-0,280}$ мм (рис.1в) всупереч необхідному після ремонту розміру $55^{+0,032}_{+0,002}$ мм (рис.1б). Трапляються випадки зменшення довжини шейки до 4,4 мм (рис.1в), або взагалі в її відсутності замість передбачених креслеником 45167 «Welle» 6 мм (рис.1б). Мають випадки виготовлення шпонкового паза довшим на 2,5 мм, його зміщення на 6 мм в сторону шийки, зменшення радіусів галтелів. Все це обумовлює підвищену концентрацію напружень у місці переходу вертикальної стінки шпонкового паза в шийку або, при її відсутності, в кінцеву поверхню вала.



а)



б)



в)

Рис. 1 – Кінцева частина вала якоря електричного генераторів DUGG-28, де:
а - загальний вигляд зруйнованого хвостовика; б - ескіз хвостовика згідно креслення 45167
“Welle”; в - ескіз хвостовика 2 вала після ремонту з покриттям 1

Відсутність потрібного натягу при напресовуванні центробіжної муфти на хвостовик вала збільшує навантаження на

шпонку та бокові стінки її паза. На практиці спостерігається не лише руйнування покриття біля стінок шпонкового паза, а

також збільшення його ширини, руйнування самої шпонки. При цьому відбувається неконтрольований переросподіл крутного моменту по довжині пресового з'єднання.

На поверхні гальтельного переходу хвостовика вала в шийку існують рівчачки, виготовлені різцем на токарному верстаті з метою збільшення анкерного зачеплення наплавленого покриття з поверхнею вала, а на поверхні хвостовика - подряпини, які

виникають під час напресовки чи знімання центробіжної муфти.

Під час руху поїзда циклічне навантаження хвостовиків валів якорів обумовлене коливаннями рам візків відносно кузовів. При цьому відбувається кутове переміщення редуктора привода генератора, що обумовлює виникнення крутних моментів з різною амплітудою (табл.1) [3].

Табл. 1 - Крутні моменти на валу якоря генератора DUGG-28

Крутний момент (Нм) вала якоря генератора, заміряний		
по потужності генератора	по кутовому переміщенню редуктора	в режимі короткого замкнення електричних дросів, з'єднаних з генератором
715	2070	3100

Переміщення точки підвісу генератора відносно центральної частини колісної пари відбувається в поперечному, вертикальному та повздовжньому напрямках з різною частотою, через проходження вагоном з різною швидкістю кривих ділянок колій, стиків, його коливанням на ресорному підвішуванні, рухом з прискоренням та гальмуванні [4].

В робочому режимі генератора на вібруючий вал якоря діє мінімальний крутний момент $M_{\min}=715$ Нм та максимальний крутний момент $M_{\max}=2785$ Нм. Таким чином в робочому режимі генератора через кутове переміщення редуктора коефіцієнт асиметрії циклу навантаження хвостовика становить $R=0,257$.

У випадку короткого замкнення дросів електричної мережі пасажирського вагона на вал якоря генератора діє крутний момент $M_{\text{к.з.}}=3100$ Нм.

Статичні напруження згину хвостовика $\sigma_{\text{зг.}}=5,076$ МПа, які обумовлені дією ваги центробіжної муфти при консольній схемі навантаження вала, в подальших розрахунках не враховувалась через малу величину.

На підставі вище наведеного можливо зробити висновок, що на хвостовик вала якоря генератора DUGG-28 одночасно діють постійний крутний момент, обумовлений роботою генератора, багатоциклове низькочастотне навантаження під дією змінного крутного моменту, обумовленого кутовим переміщенням візка відносно кузова та полічастотне навантаження змінним крутним моме-

нтом, обумовленим переміщеннями колісної пари.

Аналіз зламу хвостовика з наплавленим покриттям

Дослідження поверхні зламу хвостовика (рис.2а) вала якоря здійснено на електронному мікроскопі JSM-6490V.

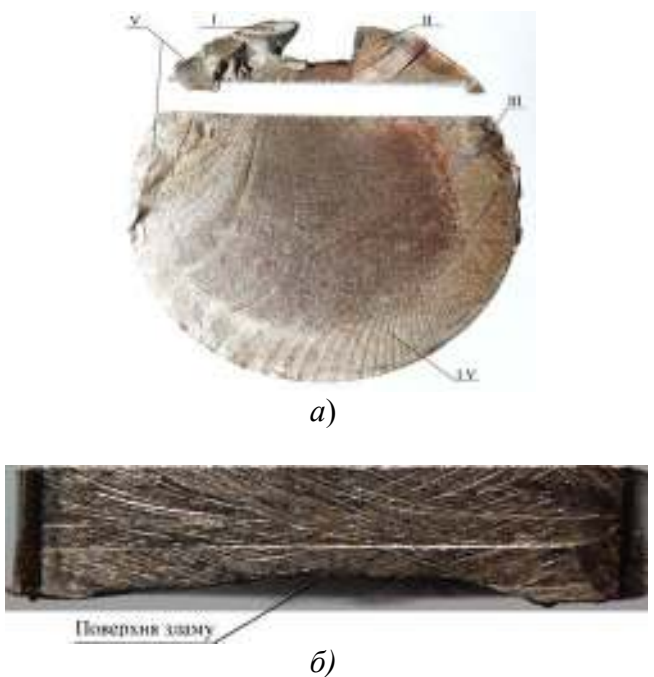


Рис. 2 - Загальний вигляд зламу хвостовика, де: а - вигляд зверху; б – поперечний перетин форми зламу

Окислена поверхня берегів тріщини свідчить про експлуатацію вала певний час з тріщиною. Довжина окисленої поверхні стінки тріщини співрозмірна з глибиною шпонкового паза.

Окислена поверхня стінки тріщини не дозволила здійснити фрактографічний аналіз моменту зародження тріщини. Зростання втомної тріщини відбулось в зоні II (рис. 2а), про що свідчить характерне розсіяне пошкодження поверхні зламу для багатоциклового навантаження деталі. Радіальні тріщини III, які виникають при дії малих циклічних дотичних напружень у валу з великим концентратором напружень, обумовлені існуванням у наплавленому металі залишкових термічних напружень [5], які сприяли розповсюдженню тріщин в основному металі. Втомне руйнування вала відбувалось, в основному, через дію

колового симетричного згину. Про це свідчить існування зони IV, характерної для такого виду навантаження [6], а також вигнутий в тіло поперечний профіль зламу (рис. 2б). Долам вала відбувся в зонах V та I під дією крутного моменту центробіжної муфти, що підтверджує нахил зламу в зоні I, характерний для дії дотичних напружень (рис. 2а).

Металофізичні дослідження сталі хвостовика вала

Хімічний склад сталі хвостовика вала та наплавленого металу наведено у таблиці 2. З метою отримання цих даних були виготовлені зразки з різних ділянок поперечного перетину вала (рис.3), з використанням високошвидкісних кругів та алмазних паст різної дисперсії згідно відомої методики [7].

Табл. 2 - Хімічний склад основного та наплавленого металу хвостовика вала якоря генератора DUGG-28

№ зразка	C,%	Si,%	Mn,%	Cr,%	Ni,%	Mo,%	
1	0,24	0,31	1,5	0,24	0,43	0,1	Наплавка
6*	0,23	0,28	1,37	0,2	0,32	0,1	Наплавка
2	0,4	0,28	0,65	1,26	0,07	0,26	Основний метал
3	0,36	0,26	0,62	1,28	0,06	0,25	Наплавка
4	0,38	0,21	0,62	1,18	0,06	0,22	-«-
5	0,37	0,24	0,65	1,3	0,06	0,28	-«-
6	0,36	0,19	0,6	1,14	0,07	0,23	-«-
7	0,4	0,22	0,6	1,17	0,07	0,22	-«-

* - Здійснено хімічний аналіз покриття та основного металу.

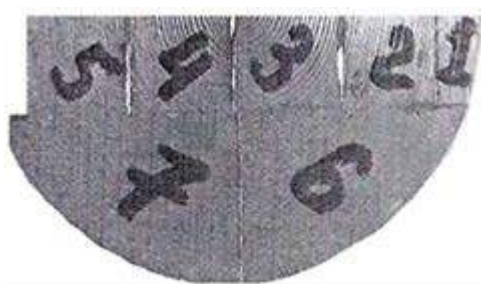


Рис. 3 - Схема розміщення дослідних ділянок хімічних досліджень на поперечному перетині хвостовика вала якоря генератора, де: 1...7 – номери ділянок

Отриманий розподіл хімічних елементів в наплавленому металі і в матеріалі хвостовика свідчить про високий вміст в них марганцю і хрому. Ці елементи підвищують стійкість хвостовика вала до виникнення гарячих

тріщин в наплавленому покритті [8]. В покритті біля бокової поверхні шпонкового паза спостерігалось зменшення кількості C, Cr, Mo, що, в свою чергу, знижує пластичність сталі, підвищує її холодолам-

кість, зменшує міцність феритної фази. Сучасні технології електроконтактної наплавки металевих деталей характеризуються бездефектною структурою покриття з однорідними механічними властивостями; з'єднанням з основним металом, міцність якого може бути однаковою з основним металом; залишковими напруженнями стиску; зменшенням втомної міцності деталі на 10-15 % [9-11].

Необхідно встановити причини зменшення вище згаданих елементів в покритті біля шпонкового пазу під час його нанесення в умовах депо, вагоноремонтних заводів.

З метою дослідження структури сталі хвостовика вала та наплавленого металу були виготовлені шліфи з різних ділянок поперечного перетину хвостовика. Виявлення структур здійснювалось шляхом їх хімічного травлення в 4 % розчині азотної кислоти в спирті.

Дослідження шліфів здійснено на мікроскопі "Neophot-32" при різних збільшеннях. Фотографії мікроструктури отримані за допомогою цифрової камери "Olympus". Твердість фаз вимірювали на мікроскопі M-400 фірми "LEGO", при навантаженні 100 г.

Мікроструктура наплавленого металу - мілкодисперсна і складається з перліту та фериту різних модифікацій. Вздовж границь кристалів у вигляді оторочок виділяється полігональний ферит, інколи з орієнтацією Відманштетту. В тілі кристалів створюється поліедричний та дві модифікації пластичного ферита з упорядкованою та неупорядкованою вторинною фазами. Твердість наплавленого металу $HV1 = 2280$ МПа. На лінії з'єднання значення твердості збільшується до $HV1 = 2450$ МПа. В зоні термічного впливу з'єднання наплавленого металу з основним має мартенситно-бейнітну структуру. Мартенситні ділянки мають твердість $HV1 = 4210-4410$ МПа. Твердість бейнітної фази $HV1 = 3220$ МПа. Основний метал складається з сорбіта з твердістю $HV1 = 2970$ МПа та мартенсіта з $HV1 = 4210$ МПа. Підвищена твердість металу на лінії з'єднання та в зоні термічного впливу свідчать про існування в цьому місці залишкових термічних напружень. Мікротріщини в наплавленому металі направлені як перпендикулярно до

поверхні наплавки, так і по лінії з'єднання (рис.4). Найбільша концентрація термічних напружень виникає біля неметалевих включень.



а)



б)

Рис. 4 - Мікротріщини (а, б) в наплавленому металі хвостовика вала

Мікротріщини в наплавленому металі зростали по неметалевим влученням (рис.4а). В зоні термічного впливу влучень спостерігається розвиток тріщин у всіх напрямках (рис.4б). Чорні точки на рисунку 4 - неметалеві влучення.

За результатами металофізичних досліджень можливо зробити висновок, що на хвостовик вала якоря генератора DUGG-28 нанесено однорідне покриття, за винятком місць прилеглих до стінок шпонкового паза. В покритті існують мікротріщини біля неметалевих влучень довжиною десятки мікрометрів.

Аналіз втомної міцності хвостовика

Через обмежену можливість виготовлення достатньої кількості зразків, необхідних для проведення випробувань їх на втому з метою

встановлення границі витривалості матеріалу вала при крутінні в умовах симетричного циклу навантаження, вона була встановлена шляхом випробувань зразків на статичне крутіння [10]. На рисунку 5а показані ділянки фрагмента зруйнованого хвостовика

вала якоря генератора (заштриховані частини), з яких були виготовлені дослідні зразки (рис. 5б). Випробування цих зразків на крутіння здійснено на установці УМЕ-10ТМ [13].

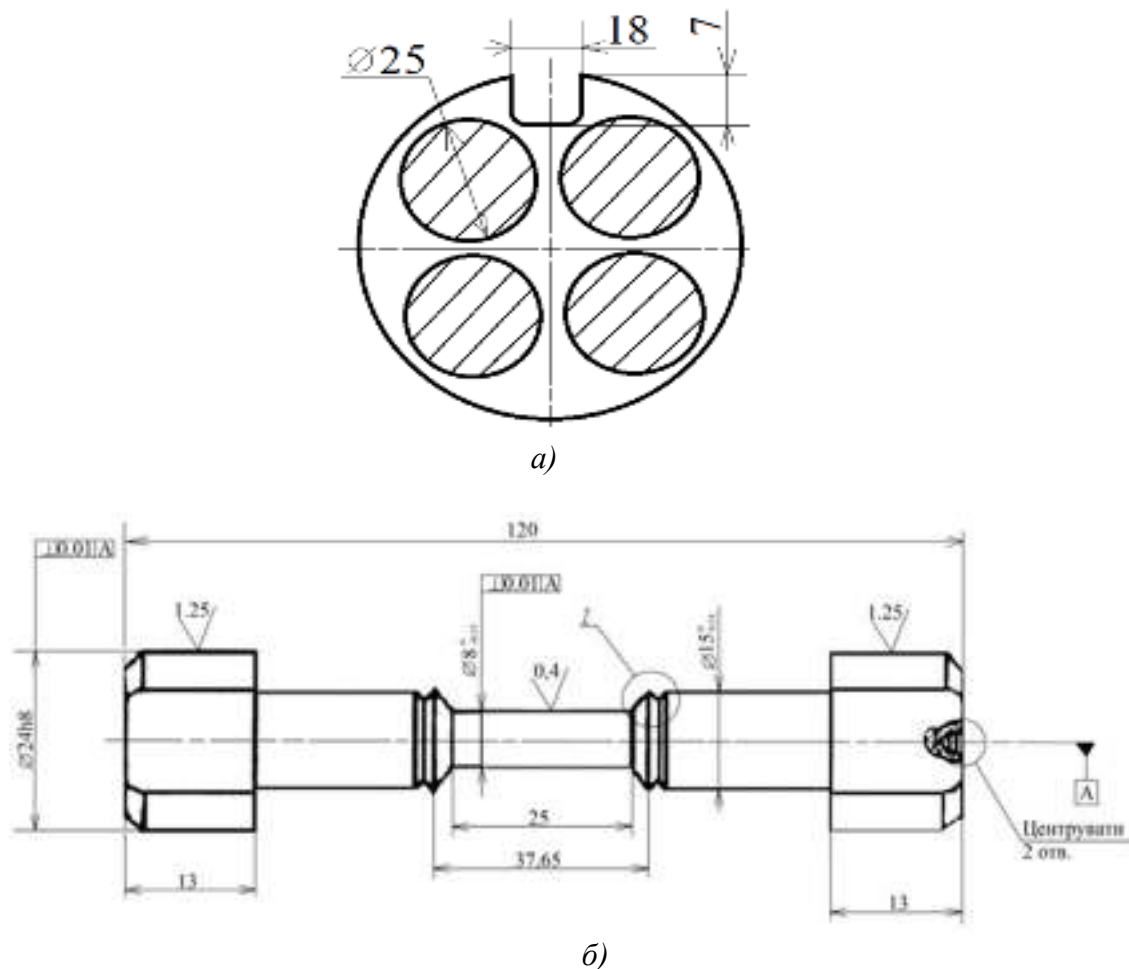


Рис. 5 - Схема вирізання заготовок для виготовлення зразків (а) та зразок з металу хвостовика вала якоря генератора DUGG-28 для випробувань на крутіння (б)

Після обробки результатів випробувань згідно діючого стандарту [14] встановлено, що границя міцності матеріалу вала при крутінні $\tau_{пч} = 643,3$ МПа, границя плинності $\tau_{0,3} = 400$ МПа, границя пропорційності $\tau_{пц} = 330,67$ МПа.

Границю витривалості зразка при випробуваннях на крутіння в умовах симетричного циклу навантаження τ_{-1} можливо визначити [12], як:

$$\tau_{-1} = 0,575 \cdot \sigma_{-1} = 0,22 \cdot \sigma_s, \quad (1)$$

де: $\sigma_{-1} = 0,575 \cdot \tau_{пч} - 44$ МПа, при $\tau_{пч} = 643,3$ МПа, $\tau_{-1} = 187$ МПа.

Границя витривалості хвостовика вала при симетричному циклі навантаження розрахована за формулою [13]:

$$\tau_{-1D} = \frac{\tau_{-1} \cdot \beta \cdot \bar{\varepsilon}_s}{\kappa_\tau} = \frac{187 \cdot 0,74 \cdot 0,83}{1,75} = 65,6 \text{ МПа}, \quad (2)$$

де: $\beta = 0,83$ - коефіцієнт, який враховує якість обробки поверхні вала; $\bar{\varepsilon}_s$ - коефіцієнт впливу масштабного фактора; κ_τ - коефіцієнт концентрації дотичних напружень, обумовлений існуванням галтелі [15].

Величину κ_τ після перетворень можливо вирахувати за формулою:

$$\kappa_\tau = 1 + 0.6 q_\sigma (\alpha_\sigma - 1) = 1,35, \quad (3)$$

де $q_\sigma = 0,73$ [9], $\alpha_\sigma = 1,8$ [16], при умові, що радіус галтелі $R = 1$ мм, діаметр хвостовика вала $D' = 55$ мм, діаметр шийки $D = 54,6$ мм та співвідношення $D'/D = 1,01$; $R/D = 0,018$.

В розрахунках прийнято $\kappa_\tau = 1,75$, через існування паза шпонки у хвостовику вала, виготовленого зі сталі з границею міцності на розтяг σ_B [16]:

$$\sigma_B = \tau_{-1} / 0,22 = 850 \text{ МПа}. \quad (4)$$

Для перевірки правильності визначення границі витривалості хвостовика вала при симетричних циклах навантаження її розраховували іншим методом, використавши формулу [16]:

$$\tau_{-1D} = \frac{\tau_{-1}}{\kappa_{TD}}, \quad (5)$$

де: $\kappa_{TD} = \left(\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} + \frac{1}{\beta} - 1 \right)$ - сумарний коефіцієнт,

який враховує вплив всіх факторів, окрім зміцнення, на границю витривалості деталі; $\beta = 0,83$ - коефіцієнт, який враховує шорсткість поверхні вала без корозійного пошкодження;

$\frac{\kappa_\tau}{\varepsilon_\tau} = \frac{\alpha_\tau}{F\left(\frac{L}{G_\tau}, \nu_\tau\right)}$ - коефіцієнт подібності.

При вихідних даних: $R=1$ мм, $D'=55$ мм, $D = 54,6$ мм, $\alpha_\tau = 2,5$ [16] визначаємо:

$$\begin{aligned} D'/D &= 55/54,6 = 1,01; \\ L &= \pi \cdot d = 3,14 \cdot 54,6 = 171,4 \text{ мм}; \\ \bar{G}_\tau &= \frac{1}{R} + \frac{2}{D} = 1 + \frac{2}{54,6} = 1,37, \\ \lg \frac{L}{G_\tau} &= \lg \frac{171,4}{1,37} = 2,104. \end{aligned} \quad (6)$$

Коефіцієнт $\nu_\tau = (1,5-2) \cdot \nu_\sigma$, де $\nu_\sigma = 0,04-0,08$ [16]. Приймаємо $\nu_\tau = 0,16$. В даному випадку

значення функції $F\left(\frac{L}{G_\tau}, \nu_\tau\right)$, яка визначена

по номограмах [16], дорівнює 0,98. Таким

чином $\kappa_{TD} = \left(\frac{2,5}{0,98} + \frac{1}{0,82} - 1 \right) = 2,77$.

$$\text{Тоді } \tau_{-1D} = \frac{187}{2,77} = 67,51 \text{ МПа}.$$

В результаті два варіанта розрахунків дали, практично, однакові значення границі витривалості хвостовика вала при симетричних циклах навантаження, що підтверджує їх достовірність. Для подальших розрахунків приймаємо $\tau_{-1D} = 65,6$ МПа.

Границя витривалості хвостовика вала з урахуванням асиметрії циклу його навантаження τ_{RD} вираховано за формулою [16]:

$$\tau_{RD} = \frac{2\tau_{-1D}}{1 - R + \psi_{TD}(1 + R)}, \quad (7)$$

де: $\psi_{TD} = \tau_{-1D} / \tau_{\sigma D}$ - коефіцієнт чутливості до асиметрії циклу навантаження хвостовика вала; $\tau_{\sigma D}$ - границя його міцності при крученні.

Вплив абсолютних розмірів хвостовика вала при крутінні на його границю міцності $\tau_{\sigma D}$ визначено за формулою [16]:

$$\tau_{\sigma D} = \bar{\varepsilon}_B \cdot \tau_{\sigma} = 0,93 \cdot 643 = 598 \text{ МПа}, \quad (8)$$

де $\bar{\varepsilon}_B = 0,93$ визначено по номограмі [16].

При $\psi_{TD} = 0,1096$ границя витривалості хвостовика вала складає $\tau_{RD} = 149$ МПа.

Приймаємо, що границя витривалості хвостовика вала з наплавленим покриттям згідно результатів досліджень [10] менша на 15% від τ_{RD} і становить $\tau_{RD}^1 = 126,65$ МПа.

Вплив абсолютних розмірів хвостовика вала при крученні на його границю пластичності τ_{TD} вираховано за формулою [16]:

$$\tau_{TD} = \varepsilon_{T^*} \cdot \tau_{0,3} = 0,91 \cdot 400 = 364 \text{ МПа}, \quad (9)$$

де коефіцієнт $\varepsilon_{T^*} = 0,91$ визначено по номограмі [16].

Аналіз впливу радіуса галтелі та місця розташування паза шпонки на напружений стан хвостовика вала

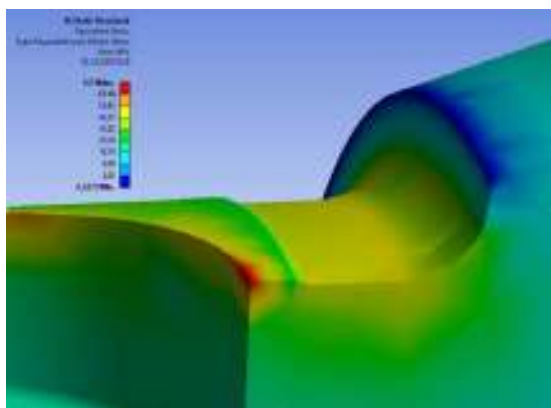
Методом скінченних елементів здійснено розрахунок розподілу еквівалентних напружень в місці переходу хвостовика вала діаметром 55 мм в шийку діаметром 54,6 мм, довжиною 6 мм, з радіусом галтелі $R=1$ мм, віддалі від шпонкового паза до галтелі 1,5 мм (рис.1б) та з шийкою довжиною 4,4 мм і $R = 0,2$ мм, з розміщенням шпонкового паза безпосередньо біля галтелі (рис.1в) при умові, що твердість наплавленого металу становить $HV1 = 2280$ МПа, а основного металу - $HV1 = 2970$ МПа. Не враховано вплив залишкових напружень на втомну міцність хвостовика з наплавленим металом.

Розрахунок напруженого стану (далі - НС) хвостовика вала якоря генератора DUGG-28 (фрагмент У на кресленнику 45167) здійснено за допомогою програми “ANSYS academic 2015-2016” [17].

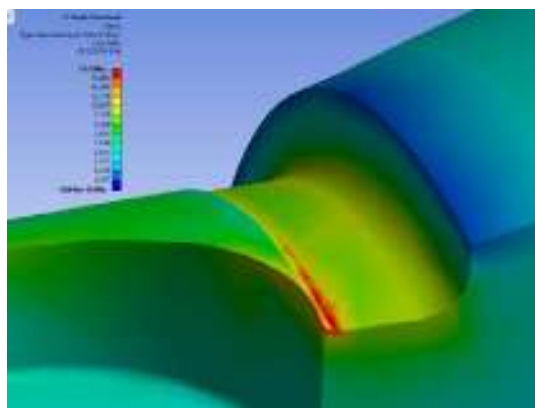
Механічні характеристики матеріалу шпонки близькі до механічних характеристик сталі 40Х ДСТУ 7806:2015 [18] у вихідному стані.

Для розрахунків використано комп'ютер з оперативною пам'яттю об'ємом 64 Гб, з 24-х ядерним процесором, який працює на частоті 5 ГГц. Використані тетраедральні градки розмірами від $3,007 \cdot 10^{-4}$ м до 0,08 м. Еквівалентні напруження розраховані по четвертій теорії міцності [15].

Розраховано НС хвостовика вала у випадку синусоїдальних коливань рами візка, ескіз якого показано на рисунку 1б, (рис. 6а) та хвостовика вала, ескіз якого показано на рис. 1в (рис.6б). Максимальні напруження розтягу виникають біля стінки шпонкового паза. При дотриманні вимог кресленника № 45167 “Welle” вони становлять $\tau_{\max} = 57,4$ МПа, а в іншому випадку - $\tau_{\max}^1 = 73,4$ МПа відповідно.



а)



б)

Рис. 6 - Розподіл еквівалентних напружень на поверхні хвостовика вала якоря генератора при крутильному моменті $M_{\max} = 2785$ Нм, де:
а - довжина шийки 6мм, відстань 1,5 мм від шпонкового паза до галтелі радіусом $R = 1$ мм; б - довжина шийки 4,4 мм, відстань 0мм від шпонкового паза до галтелі радіусом $R = 0,2$ мм

В першому випадку величина коефіцієнта запасу втомної міцності хвостовика n_{τ} становить:

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{RD}^1}{\tau_{\max}} = \frac{126,65}{57,4} = 2,2. \quad (11)$$

У випадку недотримання вимог кресленника № 45167 “Welle” запас втомної міцності хвостовика n_{τ}^1 становить:

$$n_{\tau}^1 = \frac{126,65}{73,4} = 1,725. \quad (12)$$

Порушення вимог кресленника № 45167 “Welle” призводить до зменшення коефіцієнта запасу втомної міцності нижче допустимого $[n] = 2,1$ [19]. Однак при відновленні геометричних розмірів хвостовиків ЕІЛ [1] їх втомне руйнування не відбувалось, не зважаючи на те, що при цьому також відбувається аналогічне зниження границі витривалості деталі.

Вище відмічене порушення вимог кресленника № 45167 “Welle” не може бути причиною руйнування хвостовика.

На боковій поверхні шпонкового паза виникають максимальні напруження 55,45 МПа, що сприяє сколу покриття.

При короткому замкненні електричної мережі вагона запас міцності $n_{к.з.}$ хвостовика становить:

$$n_{к.з.} = \frac{\tau_{TD}^1}{\tau_{max}^1} = \frac{364}{103,6} = 3,51. \quad (13)$$

Вочевидь, що коротке замкнення генератора не впливає на втомну міцність хвостовика вала якоря.

Імовірна причина втомного руйнування хвостовика вала якоря генератора

DUGG-28, відновленого електроконтактним наплавленням

Втомне руйнування хвостовиків валів підвагонних генераторів в районі знаходження галтелі та вертикальної стінки шпонкового паза обумовлене одночасною дією найбільшої концентрації напружень в галтелі та сколі нанесеного покриття в цьому місці, максимального крутного моменту пресового з'єднання хвостовика з втулкою центробіжної муфти [20]. Ріст мікротріщин біля неметалевих включень до критичних розмірів можливе через коливання візка відносно кузова вагона та хвилястим рухом колісної пари по рейкам. При полічастотному навантаженні зварних з'єднань деталей з конструкційних сталей відбувається зменшення їх втомної міцності [21]. Можливо допустити, що це полічастотне циклічне навантаження спричиняє скол покриття біля галтелі хвостовика вала якоря генератора.

Висновки

1. Однією з основних причин багатоциклового втомного руйнування хвостовиків валів підвагонних генераторів DUGG-28 пасажирських вагонів, геометричні розміри яких відновлені шляхом електроконтактного наплавлення покриття, є одночасна дія концентратора напружень, виникаючого в галтелі при сколі покриття біля галтелі, вертикальної стінки шпонкового паза та виникаючого в цьому місці максимального крутного моменту пресового з'єднання хвостовика з втулкою центробіжної муфти. Полічастотне навантаження хвостовика вала крутними моментами, які обумовлені коливанням візка відносно кузова вагона та переміщеннями колісної пари на рейках, сприяє зростанню мікротріщин в покритті до критичних розмірів. Кількісний вплив полічастотного наван-

таження крутними моментами хвостовика вала з покриттям на його втомну міцність вимагає проведення досліджень.

2. Технологію відновлення геометричних розмірів хвостовиків валів якорів генераторів DUGG-28 шляхом електроконтактного наплавлення покриття, регламентні роботи щодо обслуговування та ремонту цих генераторів доцільно доповнити інструментальним контролем відсутності мікротріщин в незруйнованих покриттях, в першу чергу, біля стінок шпонкового паза, галтелі.

3. Встановлені механічні характеристики сталі вала якоря генератора DUGG-28 та границя витривалості його хвостовика. Границя міцності при розтягу конструкційної сталі хвостовика становить $\sigma_s = 850$ МПа; при крутінні: границя міцності $\tau_{пч} = 643,3$ МПа, границя плинності $\tau_{0,3} = 400$ МПа, границя пропорційності $\tau_{пц} = 330,67$ МПа та визначена границя втоми хвостовика вала якоря генератора DUGG-28 при асиметрії циклу навантаження 0,257, до та після наплавлення відновлювального покриття.

4. Основний метал хвостовика вала підвагонного генератора складається з сорбіта та мартенсіта. Мікроструктура наплавленого металу мілкодисперсна і складається з перліту та фериту різних модифікацій. Розподіл мікротвердості в основному металі та покритті свідчить про високу адгезію наплавленого металу з основним металом. В наплавленому металі існують мікротріщини біля неметалевих включень. Необхідно встановити причини їх виникнення, а також причини зменшення С, Ст, Мо в покритті біля шпонкового паза під час нанесення покриття в умовах депо, вагоноремонтних заводів.

5. Методом скінчених елементів розраховано напружений стан хвостовика вала підвагонного генератора, виготовленого згідно вимогам кресленника № 45167 “Welle” та з скороченою довжиною шийки до 4,4 мм, зменшеним радіусом галтельного переходу від 1 мм до 0,2 мм, зменшеним радіусом переходу шийки у розвинуту частину вала від 2,5 мм до 1,7 мм. Встановлено, що відхилення при ремонті валів якорів генераторів DUGG-28 від вимог кресленника № 45167 “Welle” зменшують запас втомної міцності їх хвостовиків в 1,3 рази, що збільшує імовірність втомного руйнування хвостовика вала.

Література

1. Бойко В.И. Технологическое оборудование для упрочнения и восстановления повер-

хностей деталей машин методом электроискрового легирования (ЭИЛ) / Бойко В.И., Кузема Ю.А. - К.: СКТБ с ОП при ИПП НАН Украины, 2001. – 9 с. - (Препринт / НАН України, СКТБ с ОП при Ін-те пробл. прочности).

2. Електричне обладнання пасажирських вагонів. Керівництво по капітальному ремонту: ЦЛ-0021. –Київ: Укрзалізниця, 2006. – 171с.

3. Кудрявцев Н.Н. Экспериментальные исследования приводов подвагонных генераторов / Н.Н. Кудрявцев, В.Я. Гайденко, А.В. Федосеев // Железнодорожный транспорт. - 1973. - №4. - С. 48-51.

4. Бороненко Ю.П. Ресурсные динамические испытания привода вагонного генератора от центральной части колесной пары / Ю.П. Бороненко, А.М. Орлова, Г.Е. Сорокин // Межд. конф. “Экспериментальное кольцо - 70” 25-26 сентября 2002 г., Щербинка, Россия, 2002. - С.143.

5. Фрактография и атлас фрактографии : справ. изд.; пер. с англ. / Под ред. Дж. Феллоуза. – М.: Металлургия, 1982. – 489 с.

6. Иванова В.С. Природа усталости материалов / В.С. Иванова. - М.: Металлургия, 1975. – 455 с.

7.Бялик О.М. Структурний аналіз металів. Металографія. Фрактографія / О.М. Бялик, С.Є. Кондратюк, М.В. Кіндрачук, В.С. Черненко. - К. ВПІ ВПК “Політехніка”, 2006. - 328 с.

8. Каховский Н.И. Электродуговая сварка сталей. Справочник / Н.И. Каховский, В.Г. Фартушный, К.А. Ющенко. - К.: Наук. думка, 1975. - 480 с.

9. Клименко Ю.В. Электроконтактная наплавка / Ю.В. Клименко. - М.: Машиностроение, 1978. - 128 с.

10. Інженерія поверхні / [К.А. Ющенко, Ю.С. Борисов, В.Д. Кузнецов, В.М. Корж]. - К.: Наук. думка, 2007. - 559 с.

11. Иванов В.П. Совершенствование технологии наплавки двумя ленточными электродами / В.П. Иванов, Е.В. Лаврова // Вісник Донбаської державної машинобудівної академії. - 2016. - № 2 (38). - С.121-124.

12. Шапошников Н.А. Механические испытания металлов / Н.А. Шапошников. - М.-Л.: Машгиз, 1951. - 383 с.

13. Дослідження кінетики пошкоджуваності в конструкційних матеріалах при складному напруженому стані / [А.П. Грабовський, О.В. Тимошенко, О.М. Масло, О.П. Халімов] // Вестник НТУУ “КПІ”. Серия Машиностроение. - 2003. - № 44. – С 43-47.

14. Металлы. Метод испытаний на кручение: ГОСТ 3565-80. - [Дейст. от 1980-01-07]. -М.: Гос. комитет СССР по стандартам, 1980. – 54 с.

15. Соппротивление материалов / Г.С. Писаренко, В.А. Агарев, А.Л. Квитка и др.- Киев: Вища школа, 1986. – 775 с.

16. Серенсен С.В. Несущая способность и расчёты деталей машин на прочность. Руководство и справочное пособие / С.В. Серенсен, В.П. Когаев, Р.М. Шнейдерович. - М.: Машиностроение, 1975. – 488 с.

17.Прокат із легованої конструкційної сталі. Технічні умови : ДСТУ 7806:2015. – [Чинний від 2016-04-01]. – Київ: ДП «УкрНДНЦ», 2016. – 47 с. – (Нац. стандарт України).

18. Янишевская А.Г. Использование программного комплекса ANSYS при расчетах тепловых процессов в машиностроении / А.Г. Янишевская, И.Н. Пергун. – Омск: ОмГТУ, 2001. – 96 с.

19. Вагони пасажирські магістральні локомотивної тяги. Загальнотехнічні норми для розраховування та проектування механічної частини вагонів: ДСТУ 7774:2015. - [Чинний від 2015-06-22]. - К.: ДП “УкрНДНЦ”, 2015. – 144 с. - (Нац. стандарт України).

20. Коноплев А.В. Распределение вращающего момента по длине прессового цилиндрического соединения / А.В.Коноплев, А.Г.Кибаков // Нові інформаційні технології навчання в навчальних закладах України. - 2003. - № 9. - С.149-155.

21. Ковальчук В.С. Определение циклической долговечности материалов и сварных соединений при поличастотном нагружении / В.С. Ковальчук // Авт. сварка. - 2008. - № 12. - С. 33-39.

ВІДОМОСТІ ПРО АВТОРІВ

Леонець Віктор Адамович,
д.т.н., провідний науковий співробітник
Інституту проблем міцності
ім. Г.С. Писаренка НАН України.
Вул. Тімірязєвська, 2, м. Київ,
01014, Україна.
Тел.: +38 044 281 63 43.
E-mail: leonV@ipp.kiev.ua

Лукашевич Андрій Олександрович,
к.т.н., старший науковий співробітник
Інституту проблем міцності
ім. Г.С. Писаренка НАН України.
Вул. Тімірязєвська, 2, м. Київ,
01014, Україна.

Тел.: +38 044 281 63 43.
E-mail: kalistofeer@ukr.net

Дегтярев Вячеслав Олексійович,
к.т.н., старший науковий співробітник
Інституту проблем міцності
ім. Г.С. Писаренка НАН України.
Вул. Тімірязєвська, 2, м. Київ,
01014, Україна.
Тел.: +38 044 281 63 32.
E-mail: degtyarev@ipp.kiev.ua

Лакомський Вадим Вікторович,
к.т.н., старший науковий співробітник
Інституту електрозварювання
ім. Є.О. Патона НАН України.
Вул. Казимира Малевича, 11, м. Київ,
03150, Україна.
Тел.: +38 093 825 20 98.
E-mail: vadlak@ukr.net

Тімошенко Олександр Вікторович,
к.т.н., доцент Національного технічного
університету України «Київський
політехнічний інститут ім.Ігоря Сікорського».
Просп. Перемоги, 37, м. Київ,
03056, Україна.
Тел.: +38 097 451 63 84.
E-mail: timosaha@ukr.net

Чаус Леонід Михайлович,
головний інженер-дослідник
Інституту проблем міцності
ім. Г.С. Писаренка НАН України.
Вул. Тімірязєвська, 2, м. Київ,
01014, Україна.
Тел.: +38 044 281 63 43.

НОВИНИ СТАНДАРТИЗАЦІЇ

У третьому кварталі 2019 року, відповідно до ч. 2 ст. 11 Закону України «Про стандартизацію» від 05.06.2014 № 1315-VII, Розпорядження Кабінету Міністрів України від 26.11.2014 № 1163-р «Про визначення державного підприємства, яке виконує функції національного органу стандартизації» та на виконання Програми робіт з національної стандартизації на 2019 рік Державне підприємство «Український науково-дослідний і навчальний центр проблем стандартизації, сертифікації та якості» (ДП «УкрНДНЦ») своїми наказами у III кварталі 2019 року:

- **прийняв зміни до національних стандартів**, гармонізованих з європейськими стандартами, методом підтвердження з наданням чинності:

з 01 вересня 2019 року

- | | | |
|---|--|---|
| 1 | ДСТУ EN 50121-3-1:2018
(EN 50121-3-1:2017, IDT) | Залізничний транспорт. Електромагнітна сумісність. Частина 3-1. Рухомий склад. Поїзд та комплектний транспортний засіб (заміна № 1:2019 (EN 50121-3-1:2017/A1:2019, IDT). |
| 2 | ДСТУ EN 50121-3-2:2018
(EN 50121-3-2:2016, IDT) | Залізничний транспорт. Електромагнітна сумісність. Частина 3-2. Рухомий склад. Апаратура (заміна № 1:2019 (EN 50121-3-2:2016/A1:2019, IDT). |

- **прийняв національні стандарти**, гармонізовані з європейськими стандартами, методом підтвердження з наданням чинності:

з 01 січня 2020 року

- | | | |
|---|---|---|
| 3 | ДСТУ EN 14067-4:2019
(EN 14067-4:2013 +
A1:2018, IDT) | Залізничний транспорт. Аеродинаміка. Частина 4. Вимоги та методи випробування аеродинаміки на відкритій колії — вперше. |
|---|---|---|

- | | | |
|----|--|---|
| 4 | ДСТУ EN 14067-6:2019
(EN 14067-6:2018, IDT) | Залізничний транспорт. Аеродинаміка. Частина 6. Вимоги та методи випробування до оцінювання поперечного вітру — вперше. |
| 5 | ДСТУ EN 14363:2019
(EN 14363:2016 + A1:2018, IDT) | Залізничний транспорт. Випробування та моделювання для прийняття ходових характеристик залізничних транспортних засобів. Бігова поведінка та стаціонарні випробування — вперше. |
| 6 | ДСТУ EN 14535-1:2019
(EN 14535-1:2019, IDT) | Залізничний транспорт. Гальмівні диски для залізничного рухомого складу. Частина 1. Вимоги до характеристик і розмірів штампованих гальмівних дисків, надягнених на вісь або на привідний вал — вперше. |
| 7 | ДСТУ EN 14535-2:2019
(EN 14535-2:2019, IDT) | Залізничний транспорт. Гальмівні диски для залізничного рухомого складу. Частина 2. Вимоги до характеристик і розмірів гальмівних дисків, установлених на колеса — вперше. |
| 8 | ДСТУ EN 15355:2019
(EN 15355:2019, IDT) | Залізничний транспорт. Гальмування. Розподільні клапани та розподільно-ізолювальні пристрої — вперше. |
| 9 | ДСТУ EN 15595:2019
(EN 15595:2018, IDT) | Залізничний транспорт. Гальмування. Заклинювання колеса — вперше. |
| 10 | ДСТУ EN 15877-1:2019
(EN 15877-1:2012 + A1:2018, IDT) | Залізничний транспорт. Маркування на залізничних транспортних засобах. Частина 1. Вантажні вагони — вперше. |
| 11 | ДСТУ EN 50155:2019
(EN 50155:2017, IDT) | Залізничний транспорт. Електронне устаткування, використовуване на рухомому складі — вперше. |

- прийняв національні стандарти, з наданням чинності:

з 01 жовтня 2020 року

- | | | |
|----|----------------|--|
| 12 | ДСТУ 8896:2019 | Підкладки костильного скріплення залізничної колії. Технічні умови — вперше (зі скасуванням в Україні ГОСТ 3280–84). |
|----|----------------|--|

*Матеріал підготував Татур О.К. -
начальник Відділу технічного регулювання
Департаменту розвитку і технічної політики
АТ «Укрзалізниця»*

УДК 656.212:656.225

DOI: 10.34029/2311-4061-2019-133-4-04-12

Визначення оптимальної кількості вагонів у маршрутних поїздах / Ломотьюк Д. В., Балака Є. І., Резуєнко М. Є. // Залізничний транспорт України. - 2019. - № 4. - С. 4-12.

Виконано дослідження щодо удосконалення методів визначення оптимального з економічної точки зору складу маршрутних поїздів, яке враховує особливості кожного окремого маршруту. Концепція дослідження щодо визначення оптимального складу маршрутних поїздів базується на методі економічних компромісів.

В статті обґрунтовано концептуальний підхід до визначення критерію оптимальної кількості вагонів в маршрутному поїзді. Розроблено економіко – математичну модель визначення оптимальної кількості вагонів на основі офіційних статистичних даних роботи АТ «Укрзалізниця». Запропонована модель застосована при визначенні оптимальної кількості вагонів в поїзді для окремого маршрутного перевезення з використанням фактичних даних. Здійснено дослідження впливу окремих факторів на оптимальну кількість вагонів в маршрутному поїзді, зокрема довжина маршруту слідування поїзда, середньодобового пробігу локомотива, середньої технічної швидкості поїзда, особливостей залізничної інфраструктури. Обґрунтованість запропонованого методу та адекватність отриманої моделі підтверджується відповідним розрахунком оптимального складу вантажного поїзда.

Ключові слова: залізниця, вантажні перевезення, маршрутний потяг, кількість вагонів, залізнична інфраструктура.

УДК 629.421.8

DOI: 10.34029/2311-4061-2019-133-4-13-18

Підвищення об'єктивності оцінки транспортної роботи тягового рухомого складу залізниць / Капіца М. І., Мартишевський М. І., Гончаров О. М. // Залізничний транспорт України. - 2019. - № 4. - С. 13-18.

У статті приведено аналіз прийнятих одиниць виміру виконаної транспортної роботи, показано, що на практиці не враховується виконувана тягова робота в частині подолання різниці між потенційною енергією одного й того поїзда в пункті його відправлення і в пункті прибуття.

Вказано на недоліки оцінки важкості профілю і траси шляху в теорії тяги поїздів користуються за віртуальними (еквівалентними) характеристиками, до яких відносяться і віртуальний коефіцієнт важкості ділянки шляху (коефіцієнт складності), що включає до свого визначення відношення обсягів витраченої механічної роботи.

Запропоновано впровадження додаткової (паралельної) одиниці вимірювання виконаної транспортної роботи.

Ключові слова: транспортна робота, одиниця вимірювання роботи, локомотив, енергетична установка, сила тяги, тяговий рухомий склад

УДК 629.4.015

DOI: 10.34029/2311-4061-2019-133-4-19-28

Оцінка залишкового ресурсу несучих конструкцій тепловозів серії 2ТЕ10 та визначення можливості продовження терміну їх експлуатації / Леоніс В. А., Кара С. В., Прокопенко П. М., // Залізничний транспорт України. - 2019. - № 4. - С. 19-28.

В роботі проведено дослідження ресурсу несучих конструкцій тепловоза серії 2ТЕ10 щодо можливості їх подальшої безпечної експлуатації поза продовженим терміном служби щонайменше на 20 років, у тому числі при виконанні комплексної модернізації.

За результатами проведення ходових динамічних та міцнісних випробувань тепловоза 2ТЕ10М №2606 секція Б та оцінки опору втомі підтверджено, що залишковий ресурс несучих металевих конструкцій дозволяє подальшу експлуатацію на строк щонайменше 20 років за критерієм ймовірності 0,01% виникнення втомних тріщин.

Визначено типові відмови для несучих конструкцій 2ТЕ10, які передбачені у картах контролю технічного стану під час розробки відповідного Технічного рішення.

Для продовження строку служби несучих конструкцій тепловозів серії 2ТЕ10 в/і (у т.ч. 2ТЕ10М, 2ТЕ10У, 2ТЕ10УТ) необхідно встановити міжконтрольний період для виконання регламентних робіт з продовження терміну служби несучих конструкцій не рідше ніж раз у 3 роки. Термін дії технологічних та організаційних заходів з забезпечення подальшої експлуатації тепловозів серії 2ТЕ10 в/і за межами продовженого терміну служби до проведення повторних комплексних досліджень щодо визначення можливості подальшої безпечної експлуатації становить 55 років від побудови.

Ключові слова: локомотив, тепловоз 2ТЕ10М, несучі конструкції, випробування, строк служби.

УДК 629.4.067.4 (477.83)

DOI: 10.34029/2311-4061-2019-133-4-35-41

Дослідження системи захисту від боксування локомотива на Львівській залізниці / Гетьман Г. К., Міхед В. В., Баб'як М. О., Артемчук, В. В. Друбецький А. Ю., Забаріло Д. О., Васильєв В. Є. // Залізничний транспорт України. - 2019. - № 4. - С. 35-41.

Досліджено роботу системи захисту від боксування HQ.320100.000 виробництва High quality industries s.r.o. на секції електровоза ВЛ11М. Встановлено, що використання системи захисту від боксування HQ.320100.000 за рахунок зменшення кількості випадків та тривалості боксування забезпечує покращення тягових властивостей електровоза. Визначено витрати піску та електроенергії на тягу, інтенсивність зношування гребнів бандажів колісних пар, а також коефіцієнт зчеплення коліс з рейками секції електровоза, обладнаного системою захисту від боксування HQ.320100.000

Ключові слова: боксування, система захисту від боксування, електровоз, молекулярний накопичувач енергії, тяговий двигун.

УДК 621.43.041.6

DOI: 10.34029/2311-4061-2019-133-4-43-47

Розрахунок середнього показника політропності стиснення при алгоритмічній синхронізації індикаторних діаграм транспортних дизелів / Єриганов О. В. // Залізничний транспорт України. - 2019. - № 4. - С. 43-47

У статті пропонується спосіб розрахунку середнього показника політропічного стиснення при виконанні алгоритмічної синхронізації індикаторних діаграм двигунів внутрішнього згоряння. У попередніх публікаціях автора показано, що кут, який відповідає максимальній швидкості зростання тиску стиснення, залежить від геометричних розмірів деталей кри-

вошипно-шатунного механізму, об'єму камери стиснення та показника політропи. Остання величина буде для кожного процесу стиснення різною. Тому, незважаючи на те, що для кожного двигуна межі зміни n є добре відомими, більш правильним було б використовувати значення n , яке найбільш точно відображає досліджуваний процес. Для цього пропонується спочатку апроксимувати ділянку експериментальної кривої стиснення поліномом четвертого порядку. Кінець апроксимуючої ділянки, який відповідає більшому значенню кута повороту колінчастого валу, лежить у точці найшвидшого зростання тиску стиснення. Вибір саме такої ділянки дозволяє значно спростити шукальний поліном. Для розрахунку його коефіцієнтів використовуються знані з експерименту граничні умови, які доповнено рівністю нулю другої похідної тиску у точці максимальної швидкості зростання тиску стиснення. При цьому рівняння поліному може бути знайдено ще до знаходження положення верхньої мертвої точки індикаторної діаграми. У подальшому значення середнього коефіцієнта політропи n відшукується за умови того, що робота стиснення буде однаковою незалежно від того, як виражено тиск – за рівнянням політропи чи поліномом. Знайдена у такий спосіб величина показника n показала гарний збіг з експериментальними даними. Це, в свою чергу, дає можливість розраховувати кут, при якому швидкість зростання тиску є максимальною, з використанням реального значення показника n , яке відповідає поточному процесу. Пропонований спосіб, крім того, є простим у застосуванні, що дозволяє швидко розраховувати величину n , за необхідності створюючи масив її значень, що дає можливість додатково уточнити результат.

Ключові слова: індикаторна діаграма, політропне стиснення, максимальна швидкість зростання тиску стиснення, кут найшвидшого зростання тиску стиснення, геометричні розміри деталей кривошипно-шатунного механізму, середнього показник політропного стиснення.

УДК 629.463

DOI: 10.34029/2311-4061-2019-133-4-48-52

Захист вантажного рухомого складу від несанкціонованого втручання / Герасименко В. В. // Залізничний транспорт України. - 2019. - № 4. - С. 48-52.

У статті наведена інформація з вирішенням проблеми несанкціонованого відбору світлих нафтопродуктів з вагонів-цистерн, розкрадання зерна з вагонів-хоперів та розуконплектування гальмівного обладнання з вантажних вагонів. Надано загальний опис проектів модернізації розроблених СП «Київське ПКТЬ РС» філії «НДКТІ» АТ «Укрзалізниця» для захисту від розкрадання вагонів-хоперів для перевезення зерна і цистерн для перевезення нафтопродуктів та для запобігання виходу демонтажу гальмівних систем вантажних вагонів.

Ключові слова: вантажні вагони, цистерни, збереження вантажів, розуконплектування, гальмівні пристрої, модернізація, запірно-пломбувальні пристрої, люки вивантаження, запобіжні клапани, зливні пристрої, запобігання демонтажу.

УДК 539.4

DOI:10.34029/2311-4061-2019-133-4-57-67

Аналіз втомного руйнування валів якорів генераторів DUGG-28 після ремонту / Леоніс В. А., Лукашевич А. О., Дегтярев В. О., Лакомський В. В., Тимошенко О. В., Чаус Л. М. // Залізничний транспорт України. - 2019. - № 4. - С. 57-67

Ремонт валів якорів генераторів DUGG-28, встановлених у пасажирських вагонах залізничного транспорту, передбачає нанесення покриття електроконтактним наплавленням на їх хвостовики з наступною механічною обробкою поверхні. Зареєстровані випадки втомного руйнування хвостовиків генераторів, які були відремонтовані з застосуванням наведеної технології нанесення покриття. Багатоциклове втомне руйнування вала якоря генератора відбувається біля галтелі хвостовика. При цьому спостерігається скол покриття по всьому периметру бокової поверхні шпонкового паза. Хімічний аналіз показав, що в покритті біля стінок шпонкового паза зменшена кількість С, Cr, Mo, що, в свою чергу, знижує пластичність наплавленої сталі, підвищує її холодоламкість та зменшує міцність феритної фази. Причини сколу покриття вимагають досліджень. Металофізичними дослідженнями встановлено, що в покритті існують мікротріщини біля неметалевих включень. Після ремонту трапляються випадки невідповідності допусків на діаметр хвостовика вимогам ремонтної документації, зменшення дожини шийки чи її відсутність, зменшення радіуса галтелі, різна довжина шпонкового паза. Шляхом статичних випробувань зразків на крутіння, виготовлених зі зруйнованого вала, визначені механічні характеристики конструкційної сталі вала якоря генератора: границя міцності матеріалу вала $\tau_{\text{мц}} = 643,3 \text{ МПа}$, границя плинності $\tau_{0,3} = 400 \text{ МПа}$, границя пропорційності $\tau_{\text{пц}} = 330,67 \text{ МПа}$, границя витривалості зразка при випробуваннях на крутіння в умовах симетричного циклу навантаження $\tau_{-1} = 187 \text{ МПа}$ та границя витривалості хвостовика вала якоря генератора DUGG-28 з покриттям $\tau_{\text{RD}}^1 =$

126,65 МПа. Величина τ_{RD}^1 визначена при умові, що на хвостовик вала якоря одночасно діють крутні моменти реакції якоря при електричному навантаженні генератора та кутових переміщень редуктора карданного приводу, які обумовлені коливанням візка відносно кузова. Розглянуто випадок, коли відсутні в покритті локальні концентратори напружень. Показано, що зменшення довжини шийки від 6 мм до 4,4 мм з одночасним зменшенням радіуса галтелі від 1 мм до 0,2 мм та радіуса переходу шийки в розвинуту частину вала від 2,5 мм до 1,7 мм можуть бути збільшити імовірність руйнування вала якоря генератора тому, що при цьому коефіцієнт запасу втомної міцності хвостовика $n_{\tau}^1 = 1,725$ менший допустимого значення $[n] = 2,1$. Зроблено припущення, що зародження втомної тріщини біля галтелі можливе через концентрацію напружень, обумовлену в тому числі сколом покриття, дією максимального крутного моменту пресового з'єднання, а також дією крутних моментів коливань візка відносно кузова, переміщень колісної пари. Вплив полічастотного навантаження на втомну міцність покриття з мікротріщинами вимагає досліджень. Зроблено висновок про доцільність доповнення інструментальним контролем відсутності мікротріщин в незруйнованих покриттях, в першу чергу, біля стінок шпонкового паза, галтелі технології відновлення геометричних розмірів хвостовиків валів якорів генераторів DUGG-28 шляхом електроконтактного наплавлення покриття, регламентних робіт щодо обслуговування та ремонту цих генераторів.

Ключові слова: пасажирські вагони, підвагонні генератори, вали якорів, руйнування валів, шпонковий паз, наплавка хвостовика, неметалеві включення, мікротріщини, запас втомної міцності, втомне

УДК 656.212:656.225

DOI: 10.34029/2311-4061-2019-133-4-04-12

Определение оптимального количества вагонов в маршрутных поездах / Ломотыко Д. В., Балака Е. И., Резуненко М. Е. // Железнодорожный транспорт Украины. - 2019. - № 4. - С. 4-12.

Выполнены исследования по совершенствованию методов определения оптимального с экономической точки зрения состава маршрутного поезда, которое учитывает особенности каждого отдельного маршрута. Концепция исследования по определению оптимального состава маршрутных поездов базируется на методе экономических компромиссов.

В статье обоснован концептуальный подход к определению критерия оптимального количества вагонов в маршрутном поезде. Разработана экономико-математическая модель определения оптимального количества вагонов на основе официальных статистических данных работы АО «Укрзалізниця». Предложенная модель применима для определения оптимального количества вагонов в поезде для маршрутных перевозок, с использованием фактических данных. Проведено исследование влияния отдельных факторов на оптимальное количество вагонов в маршрутном поезде, в частности длины маршрута следования поезда, среднесуточного пробега локомотива, средней технической скорости поезда, особенностей железнодорожной инфраструктуры. Обоснованность предложенного метода и адекватность полученной модели подтверждается соответствующим расчётом оптимального состава грузового поезда.

Ключевые слова: железная дорога, грузовые перевозки, маршрутный поезд, количество вагонов, железнодорожная инфраструктура.

УДК 629.421.8

DOI: 10.34029/2311-4061-2019-133-4-13-18

Повышение объективности оценки транспортной работы тягового подвижного состава железных дорог / Капица М. И., Мартышевский М. И., Гончаров А. М. // Железнодорожный транспорт Украины. - 2019. - № 4. - С. 13-18.

В статье приведен анализ принятых единиц измерения выполняемой транспортной работы, показано, что на практике не учитывается выполняемая тяговая работа в части преодоления разницы между потенциальной энергией одного и того поезда в пункте его отправления и в пункте прибытия.

Указано на недостатки оценки тяжести профиля и трассы пути в теории тяги поездов пользуются по виртуальным (эквивалентными) характеристикам, к которым относятся и виртуальный коэффициент тяжести участка пути (коэффициент сложности), который включает в свое определение отношение объемов потраченной механической работы.

Предложено внедрение дополнительной (параллельной) единицы измерения выполненной транспортной работы.

Ключевые слова: транспортная работа, единица измерения работы, локомотив, энергетическая установка, сила тяги, тяговый подвижной состав.

УДК 629.4.015

DOI: 10.34029/2311-4061-2019-133-4-19-28

Оценка остаточного ресурса несущих конструкций тепловозов серии 2ТЭ10 и определения возможности продления срока их эксплуатации / Леонец В. А., Кара С. В., Прокопенко П. Н., // Же-

лезнодорожный транспорт Украины. - 2019. - № 4. - С. 19-28.

В работе проведено исследование ресурса несущих конструкций тепловоза серии 2ТЭ10 о возможности их дальнейшей безопасной эксплуатации вне продленным сроком службы минимум на 20 лет, в том числе при выполнении комплексной модернизации.

По результатам проведения ходовых динамических и прочностных испытаний тепловоза 2ТЭ10М №2606 секция Б и оценки сопротивления усталости подтверждено, что остаточный ресурс несущих металлических конструкций позволяет дальнейшую эксплуатацию на срок не менее 20 лет по критерию вероятности 0,01% возникновения усталостных трещин.

Определены типичные отказы для несущих конструкций 2ТЭ10, предусмотренных в картах контроля технического состояния при разработке соответствующего Технического решения.

Для продления срока службы несущих конструкций тепловозов серии 2ТЭ10 в/и (в т.ч. 2ТЭ10М, 2ТЭ10У, 2ТЭ10УТ) необходимо установить меконтрольный период для выполнения регламентных работ по продлению срока службы несущих конструкций не реже чем раз в 3 года. Срок действия технологических и организационных мероприятий по обеспечению безопасности дальнейшей эксплуатации тепловозов серии 2ТЭ10 в/и за пределами продленного срока службы к проведению повторных комплексных исследований по определению возможности дальнейшей безопасной эксплуатации составляет 55 лет от постройки.

Ключевые слова: локомотив, тепловоз 2ТЭ10, несущие конструкции, испытания, срок службы.

УДК 629.4.067.4 (477.83)

DOI: 10.34029/2311-4061-2019-133-4-35-41

Исследование системы защиты от боксования локомотива на Львовской железной дороге / Гетьман Г. К., Михед В. В., Бабяк Н. А., Артемчук, В. В. Друбейский А. Ю., Забарилло Д. А., Васильев В. Е. // Железнодорожный транспорт Украины. - № 4. - С. 35-41.

Исследована работа системы защиты от боксования HQ.320100.000 производства High quality industries s.r.o. на секции электровоза ВЛ11М. Установлено, что использование системы защиты от боксования HQ.320100.000 за счет уменьшения количества случаев и длительности боксования обеспечивает улучшение тяговых свойств электровоза. Определены расходы песка и электроэнергии на тягу, интенсивность износа гребней бандажей колесных пар, а также коэффициент сцепления колес с рельсами секции электровоза, оборудованного системой защиты от боксования HQ.320100.000

Ключевые слова: боксование, система защиты от боксования, электровоз, молекулярный накопитель энергии, тяговый двигатель.

УДК 621.43.041.6

DOI: 10.34029/2311-4061-2019-133-4-43-47

Определение среднего показателя политропы сжатия при алгоритмической синхронизации индикаторных диаграмм транспортных дизелей / Ерыганов А. В. // Железнодорожный транспорт Украины. - 2019. - № 4. - С. 43-47.

В статье предлагается способ расчёта среднего показателя политропического сжатия n при проведении алгоритмической синхронизации индикаторных

диаграмм двигателей внутреннего сгорания. В предыдущих публикациях автора показано, что угол, соответствующий максимальной скорости роста давления сжатия, зависит от геометрических размеров деталей кривошипно-шатунного механизма, объема камеры сжатия и показателя политропы. Последняя величина, строго говоря, будет каждый раз иной. Поэтому, несмотря на то, что для каждого двигателя её величина изменяется в известных пределах, было бы правильным использовать значение n , наиболее точно отображающее анализируемый процесс. Для этого предлагается вначале аппроксимировать участок экспериментальной кривой сжатия полиномом четвёртого порядка. Конец аппроксимируемого участка, который соответствует большему значению угла поворота коленчатого вала, лежит в точке наискорейшего роста давления сжатия. Выбор именно такого участка позволяет значительно упростить искомый полином. Для расчёта его коэффициентов используются известные из эксперимента граничные условия, которые дополнены уравнением равенства нулю второй производной давления в точке максимальной скорости роста давления сжатия. При этом уравнение полинома может быть выведено ещё до отыскания положения верхней мёртвой точки индикаторной диаграммы. Далее значение среднего коэффициента политропы n отыскивается исходя из того, что работа сжатия на данном участке будет одинаковой вне зависимости от способа, которым выражается давление – полиномом или уравнением политропы. Найденная таким образом величина показателя n показала хорошее совпадение с экспериментальными данными. Это, в свою очередь, даёт возможность рассчитывать угол, при котором скорость роста давления сжатия максимальна с использованием реального значения показателя n , которое соответствует данному процессу. Предлагаемый способ, кроме того, обладая расчётной простотой, позволяет рассчитывать величину n быстро, создавая при необходимости массив её значений, что позволяет дополнительно уточнить результат.

Ключевые слова: индикаторная диаграмма, политропное сжатие, максимальная скорость роста давления сжатия, угол наискорейшего роста давления сжатия, геометрические размеры деталей кривошипно-шатунного механизма, средний показатель политропического сжатия.

УДК 629.463

DOI: 10.34029/2311-4061-2019-133-4-48-52

Защита грузового подвижного состава от несанкционированного вмешательства / Герасименко В. В. // Железнодорожный транспорт Украины. - 2019. - № 4. - С. 48-52.

В статье приведена информация о решении проблемы несанкционированного отбора светлых нефтепродуктов из вагонов-цистерн, хищения зерна из вагонов-хопперов и разукomплектования тормозного оборудования из грузовых вагонов. Предоставлено общее описание проектов модернизации разработанных СП «Киевское ПКТБ РС» филиала «НИКТИ» АО «Укрзалізниця» для защиты от хищений груза из вагонов-хопперов для перевозки зерна и цистерн для перевозки нефтепродуктов и для предотвращения разукomплектования устройств тормозных систем грузовых вагонов.

Ключевые слова: грузовые вагоны, цистерны, сохранность грузов, разукomплектования, тормозные устройства, модернизация, запорно-пломбировочные устройства, люки выгрузки, предохранительные клапаны, сливные устройства, предотвращения демон- тажа.

УДК 539.4

DOI:10.34029/2311-4061-2019-133-4-57-67

Анализ усталостного разрушения валов якорей генераторов DUGG-28 после ремонта / Леонен В. А., Лукашевич А. А., Дегтярёв В. А., Лакомский В. В., Тимошенко А. В., Чаус Л. М. // Залізничний транспорт України. - 2019. - № 4. - С. 57-67.

Ремонт валов якорей генераторов DUGG-28, установленных в пассажирских вагонах железнодорожного транспорта, предусматривает нанесение покрытия электроконтактной наплавкой на их хвостовики с последующей механической обработкой поверхности. Зарегистрированы случаи усталостного разрушения хвостовиков генераторов, отремонтированных с применением приведенной технологии нанесения покрытия. Многоцикловое усталостное разрушение вала якоря происходит около галтели хвостовика. При этом наблюдается скол покрытия по всему периметру боковой поверхности паза шпонки. Химический анализ показал, что в покрытии около стенок паза шпонки уменьшено количество С, Cr, Мо, что, в свою очередь, снижает пластичность наплавленной стали, повышает ее хладоломкость, уменьшает прочность ферритной фазы. Металлофизическими исследованиями установлено, что в покрытии существуют микротрещины около неметаллических включений. После ремонта встречаются случаи несоответствия допусков на диаметр хвостовика требованиям ремонтной документации, уменьшение длины шейки или ее отсутствие, уменьшение радиуса галтели, различная длина шпоночного паза. Путем статических испытаний на кручение образцов, изготовленных из разрушенного вала, определены механические характеристики конструкционной стали вала якоря генератора: предел прочности материала вала $\sigma_{\text{тпч}} = 643,3 \text{ МПа}$, предел текучести $\sigma_{\text{т0,3}} = 400 \text{ МПа}$, предел пропорциональности $\sigma_{\text{тпц}} = 330,67 \text{ МПа}$, предел выносливости образца при испытаниях на кручение в условиях симметричного цикла нагружения $\tau_{-1} = 187 \text{ МПа}$ и предел выносливости хвостовика вала якоря генератора DUGG-28 с по-

крытием $\tau_{\text{RD}}^1 = 126,65 \text{ МПа}$. Величина τ_{RD}^1 определена при условии, что на хвостовик вала якоря одновременно действуют крутящие моменты реакции якоря при электрической нагрузке генератора и угловых перемещений редуктора карданного привода, которые обусловлены колебаниями тележки относительно кузова. Рассмотрен случай отсутствия в покрытии локальных концентраторов напряжений. Показано, что уменьшение длины шейки с 6 мм до 4,4 мм с одновременным уменьшением радиуса галтели с 1 мм до 0,2 мм и радиуса перехода шейки в развитую часть вала с 2,5 мм до 1,7 мм могут увеличить вероятность разрушения вала якоря генератора потому, что при

этом коэффициент запаса усталостной прочности $n_{\tau}^1 = 1,725$ меньше допустимого значения $[n] = 2,1$. Сделано допущение, что зарождение усталостной трещины около галтели возможно, из-за концентрации напряжений, обусловленного в том числе сколом покрытия, действием максимального момента кручения прессового соединения, а также действием крутящих моментов, вызванных колебаниями тележки относительно кузова и перемещениями колесной пары. Сделан вывод о целесообразности дополнения инструментальным контролем отсутствия микротрещин в неповрежденных покрытиях, в первую очередь, у стенок шпоночного паза, галтели технологии восстановления геометрических размеров хвостовиков валов якорей генераторов DUGG-28 путем электроконтакт-

ной наплавки покрытия, регламентных работ по обслуживанию и ремонту этих генераторов.

Ключевые слова: пассажирские вагоны, подвагонные генераторы, валы якорей, разрушения валов, шпоночный паз, наплавка хвостовика, неметаллические включения, микротрещины, запас усталостной прочности, усталостное разрушение, коцентрация напряжений, метод конечных элементов.

ABSTRACTS

UDC 656.212:656.225

DOI: 10.34029/2311-4061-2019-133-4-04-12

Determining the optimal composition of a route train / D. Lomotko, E. Balaka, M. Rezunenko // Railway Transport of Ukraine. - 2019. - № 4. - pp. 4-12.

Research has been carried out to improve the methods of determining the economically optimal composition of a route train, which takes into account the features of each individual route. The research concept for determining the optimal composition of route trains is based on the method of economic compromises.

The conceptual approach to determination of the criterion of the optimal number of wagons in a route train is substantiated in the article. The economic – mathematical model of determining the optimal number of cars was developed on the basis of official statistics of the work of JSC "Ukrzaliznytsya". The proposed model was used to determine the optimal number of wagons on a train for individual route traffic using actual data. The influence of individual factors on the optimal number of wagons in the itinerary train has been investigated, in particular the length of the train following route, the average daily run of the locomotive, the average technical speed of the train, the features of the railway infrastructure. The validity of the proposed method and the adequacy of the model obtained are confirmed by a corresponding calculation of the optimal composition of the freight train.

Keywords: railway, cargoes transportation, route train, number of wagons, railway infrastructure.

References

1. Balaka E. Y., Cherednychenko A. Yu., (2001). Kontseptsyia formirovaniya taryfnoy polityky kak faktor konkurentobezopasnosti zheleznodorozhnogo transporta [The concept of tariff policy making as a factor of railway transport competitiveness]. Visnyk Kharkivskoho natsionalnoho universytetu im. V. N. Karazina [Bulletin of the Karazin Kharkiv National University]. Kharkiv, no. 512, pp. 57–59. [in Ukrainian].
2. Panchenko S. V., Vatulina H. V., Balaka Ye. I., Liuchkov D. S., (2018). Kontseptualni pidkhody do dyversyfikatsii diialnosti PAT «UKRZALIZNYTSIA» [Conceptual approaches to diversification of activities of JSC "UKRZALIZNYTSIA"]. Ukrainska zaliznytsia [Ukrainian railway]. Kharkiv, no. 9 (63), pp. 15–19. [in Ukrainian].
3. Balaka Ye. I., Alosynskyi Ye. S., (2017). Ratsionalizatsiia mytnykh protsedur v umovakh mizhnarodnoi transportnoi diialnosti [Rationalization of customs procedures in the context of international transport activities]. Ukrainska zaliznytsia [Ukrainian railway]. Kharkiv, no. 7–8 (49–50), pp. 35–38. [in Ukrainian].
4. Lomotko D. V., Kovalov A. O., Kovalova O. V., (2015). Formation of the fuzzy support system for decision-making on merchantability of rolling stock in its allocation. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, vol. 6, no. 3 (78), pp. 11–17. dx.doi.org/10.15587/1729-4061.2015.54496 [in English].
5. Butko T., Prokhorchenko A., Muzykin M., (2016). Improvement of methods for determining locomotive cir-

ulation patterns with regard to the technological features of car-stream flows. East-European Journal of Advanced Technologies, vol. 5, no. 3, pp. 47–55. [in English].

6. Balaka Ye. I., Liuchkov D. S., (2019). Zakonomirnosti rozvytku vantazhnykh perevezen i zadachi zaliznytsi. Tendentsii rozvytku vantazhnykh perevezen v Ukraini [Regularities of development of freight transportation and the task of the railway. Trends in freight transportation in Ukraine]. Ukrainska zaliznytsia. [Ukrainian railway]. Kharkiv, no. 7 (73), pp. 13–17. [in Ukrainian].

7. Nekrashevich V. I., Kozlov V. E., Bodyul V. I., Borodin L. F., (1991). Poezdnyaya rabota pri postoyannykh razmerah gruzovogo dvizheniya i nefiksirovannoy masse i dline sostavov [Train work at constant dimensions of cargo traffic and unspecified weight and length of structures]. Vestnik VNIIZhT [VNIIZHT bulleting]. Moscow, no. 8, pp. 12–17. [in Russian].

8. Congl H., Optimization on Combination of Transport Routes and Modes on Dynamic Programming for a Container Multimodal Transport System. Procedia Engineering, Issue 1877–7058, pp. 382–390. [in English].

9. Zolotarev S. A., Sirazetdinova A. D., (2015). Matematicheskaya model i algoritm formirovaniya optimalnogo sostava poezda vagonami razlichnykh sobstvennikov na putyakh neobshchego polzovaniya [Mathematical model and algorithm of formation of optimal train composition by cars of different owners on paths of non-ordinary use]. Sovremennye tehnologii. Sistemnyy analiz. Modelirovanie. [Modern technologies. System analysis. Modeling], no. 4 (48), pp. 164–167. [in Russian].

10. Danko N. I., Lomotko D. V., Kuleshov V. V., (2012). Razrabotka organizatsionno-tehnologicheskoy modeli upravleniya parkom gruzovykh vagonov raznoy sobstvennosti [Development of organizational and technological model of fleet management of different property]. Innovatsionnyy transport. [Innovative transport], no. 4 (5), pp. 8–13. [in Russian].

11. Panchenko N. H., Rezunenko M. Ye., (2015). Elementy doslidzhennia operatsii v upravlinni protsesamy perevezen: pidruchnyk [Elements of Operations Research in Transportation Management: The textbook]. Kharkiv: «Disa plus», ch. 1. 280 p [in Ukrainian].

UDC 629.421.8

DOI: 10.34029/2311-4061-2019-133-4-13-18

Improving the objectivity of the transport work assessment of the railways traction rolling stock / M. Kapitsa, M. Martyshevsky, A. Goncharov // Railway transport of Ukraine. - 2019. - № 4. - pp. 13-18.

The analysis of the accepted units of an executable transport work are given in the article, it is shown that in practice is not taken into account executable hauling work in part of overcoming of difference between potential energy of the same train in the point of his departure and in the point of arrival. It is indicated on the lacks of estimation of weight of way profile and route in the theory of traction of trains use on virtual (equivalent) descriptions, to that belong and virtual coefficient of way area weight (coefficient of complication) that plugs the volumes relation of the spent mechanical work in the determination.

Introduction of additional (parallel) unit of the executed transport work offers.

Keywords: *transport work, work unit, locomotive, power plant, tractive force, hauling rolling stock.*

References

1. Shynkaruk V. I., et al., (2002). *Filosofskiy entsyklopedychnyy slovnyk* [Philosophical encyclopedic dictionary]. Kyiv: Abrys, 742 p. [in Ukrainian].
2. Dobronravova I. S., Sydorenko L. I., (2008). *Filosofiya ta metodolohiya nauky* [Philosophy and methodology of science]. Kyiv: VPTS Kyivskyy universytet, 223 p. [in Ukrainian].
3. Fedorchenko A. M., (1975). *Teoretychna mekhanika* [Theoretical mechanics]. Kyiv: Vyscha shkola, 516 p. [in Ukrainian].
4. Yrodov Y. E., (1985). *Osnovnye zakony mekhaniky* [Basic rules of mechanics]. M.: Vysshaya shkola, 317 p. [in Russian].
5. Osypov S. Y., Osypov S. S., (2000). *Osnovy tyahy poezdov. Uchebnyk dlya studentov tekhnikumov y kolledzhev zht.* [The basics of traction trains. A textbook for students of technical schools and colleges]. M.: UMK MPS Rossii, 592 p. [in Russian].
6. Kapitsa M. I., Martyshevs'kyi M. I., Serbulov O. Yu., (2017). *Onovlennya parku manevrovkyh teplovoziv paroakumulyatornym tyahovym rukhomym skladom* [Updating the fleet of shunting diesel locomotives with a steam-accumulating traction collapsible warehouse]. Kyiv: *Zaliznychnyy transport Ukrainy*, no. 4, pp. 30–38 [in Ukrainian].

UDC 629.4.015

DOI: 10.34029/2311-4061-2019-133-4-19-28

The residual life assessment of the supporting structures of 2TE10 series diesel locomotives and determination of the possibility of extending their service life / V. Leonets, S. Kara, P. Prokopenko // *Railway Transport of Ukraine*. - 2019. - № 4. - pp. 19-28.

The study of the resource of the supporting structures of the 2TE10 series locomotive on the possibility of their further safe operation outside the extended service life of at least 20 years, including when performing a comprehensive modernization, was carried out.

According to the results of running dynamic and strength tests of the 2TE10M diesel locomotive No. 2606 section B and fatigue resistance assessment, it was confirmed that the residual life of the supporting metal structures allows further operation for a period of at least 20 years by the probability criterion of 0.01% of the occurrence of fatigue cracks.

Typical failures for the 2TE10 load-bearing structures specified in the technical condition monitoring cards during the development of the corresponding Technical Solution are determined.

To extend the service life of load-bearing structures of 2TE10 diesel locomotives with diesel engines (including 2TE10M, 2TE10U, 2TE10UT), it is necessary to establish a monitoring period for performing routine work to extend the service life of load-bearing structures at least every 3 years. The validity period of technological and organizational measures to ensure the safety of further operation of 2TE10 diesel locomotives in/outside the extended service life to conduct repeated comprehensive studies to determine the possibility of further safe operation is 55 years from construction.

Keywords: *locomotive, 2TE10 diesel locomotive, supporting structures, tests, service life.*

References

1. Normy rascheta i ocenki prochnosti nesushchikh elementov i dinamicheskikh kachestv i vozdeystviya na put ekipazhnoj chasti lokomotivov zheleznykh dorog MPS RF

kolei 1520 mm [Norms for calculating and assessing the strength of bearing elements and dynamic qualities and the impact on the track of the crew part of the locomotives of the railways of the Ministry of Railways of the RF of 1520 mm gauge]. (1998). M.: VNIIZhT, pp. 145 [in Russian].

2. Polozhennya pro organizaciyu robity shhodo prodovzhennya pryznacheno terminu sluzhby tyagovogo rukhomogo skladu Ukrzalizniczi (ram vizkiv, golovnykh ram kuzoviv i nesuchikh kuzoviv) [Regulations on the organization of work on the extension of the intended life of the traction rolling stock of the Ukrzaliznytsya (frames, main frames of body and body)], (2002). GNI 32.007.123-03. Kyiv: Ministry of Transport of Ukraine, pp. 15. Normativnij dokument Ministerstva infrastruktury Ukraini. [in Ukrainian].

3. Metodika otsenki resursa nesushchikh konstruktivnykh tyagovogo podvizhnogo sostava zheleznykh dorog Ukraini (proyekt). (2001), Kyiv: TST Ukrzaliznitsi. 63 p. Normativnij dokument Ministerstva infrastruktury Ukraini. [in Russian].

4. Chernyak A. Yu., Grindey E. O., Grindey P. A., (2011). *Modalnyi analiz i ustalostnaya dolgovechnost ram telezhek tyagovogo podvizhnogo sostava* [Modal analysis and fatigue life of the frames of the carts traction rolling stock]. *Lokomotiv inform* [Locomotive Inform]. no 11. pp. 4–7. [in Russian].

5. Braslavets Yu. V., Kolomyecz O. P., Kara S. V., Shevchuk P. A., (2016). *Vidnovlennya ta modernizaciya uskodzenykh konstrukcij elektrovoza VL82M №067* [Restoration and modernization of damaged structures of electric locomotive VL82M №067]. *Zaliznychnyy transport Ukrainy. Naukovo-praktychny zhurnal* [Railway transport of Ukraine. Scientific and practical journal]. no 5–6. pp. 35–40. [in Ukrainian].

UDC 629.4.067.4 (477.83)

DOI: 10.34029/2311-4061-2019-133-4-35-41

Research of the boxing protection system of locomotive in the Lviv Railway / G. Get'man, V. Mihed, M. Bab'jak, V. Artemchuk, A. Drubec'kij, D. Zabarilo, V. Vasylev // *Railway transport of Ukraine*. 2019. - № 4. - pp. 35-41.

The boxing protection system HQ.320100.000 manufactured by High quality industries s.r.o. on the section of the electric locomotive VL11M is shown in work. It has been found that the use of the HQ.320100.000 boxing protection system by reducing the number of cases and the duration of boxing provides an improvement in the traction properties of the locomotive. The costs of sand and electricity for traction, the intensity of wear of the wheel pair's bandages combs, as well as the coefficient of adhesion of wheels to the rails of the section of the locomotive equipped with a boxing protection HQ.320100.000

Keywords: *boxing, anti-boxing system, electric locomotive, molecular energy storage, traction engine.*

References

1. Rozenfeld V. E., Isaev I. P. & Sidorov N. N., (1983). *Teoriya elektricheskoy tyagi* [Theory of Electric Traction]. Moscow: Transport, 328 p. [in Russian].
2. Grigoryan S. O., (1960). *Tyagoviy rezhim raboty elektrovoza s reguliruemymi harakteristikami* [Traction mode of the electric locomotive with adjustable characteristics]. *Izvestiya vuzov. Elektromekhanika* [University News. Electromechanics], no. 8, pp. 91–103. [in Russian].
3. Zekeridze I. I., (1961). *Elektrovoz s reguliruemymi harakteristikami* [Adjustable Locomotive]. *Elektricheskaya i teplovoznaya tyaga* [Electric and diesel traction], no. 12. pp. 6–8. [in Russian].
4. Tulupov V. D., Bondarenko B. V., (1976). *Gruzovoy elektrovoz postoyannogo toka VL12* [Electric freight locomotive DC VL12]. *Elektricheskaya i teplov-*

oznaya tyaga [Electric and diesel traction], no. 3, pp. 33–35. [in Russian].

5. Menshutin N. N., Fominskiy G. V., Mohanov L. I., (1978). Posledovatelno-nezavisimoe vozbuзhdeniye tyagovyih dvigateley elektrovoza VL60k [Sequentially independent excitation of traction engines of an electric locomotive VL60k]. Elektricheskaya i teplovoznaya tyaga [Electric and diesel traction], no. 8, pp.13 – 15. [in Russian].

6. Faminskiy G.V. (1996). Effektivnost ispolzovaniya lokomotivov s zhestkimi tyagovymi harakteristikami [Efficiency of use of locomotives with rigid traction characteristics]. Vestnik VNIIZhT [VNIIZHT bulleting], Moscow: JSC VNIIZhT. no 6, pp. 26 – 29 [in Russian].

7. Pyirov A. E., Nikiforov B. D. (2008). Ob effektivnosti vnedreniya smeshannogo vozbuзhdeniya tyagovyih dvigateley [On the efficiency of introducing mixed excitation of traction motors]. Lokomotiv, no. 10, pp. 30–32. [in Russian].

8. Ohotnikov N. S., (2010). Ispolzovanie nakoplennoy energii dlya povysheniya tyagovyih svoystv elektrovov [Use of accumulated energy to increase traction properties of electric locomotives]. Vestnik VNIIZhT [VNIIZHT bulleting], Moscow: JSC VNIIZhT no. 5, pp. 33–36. [in Russian].

9. Getman G. K., (2014). Teoriya elektrichnoyi tyagi [Electric traction theory]. Dnipropetrovsk: Aktsent PP. vol. 1–2, 580 p. [in Ukrainian].

10. Cang, C., (2008). Analysis of braking system of the Korean high-speed train using real-time simulations. Journal of Mechanical Science and Technology. no. 2. pp. 1048–1057. [in English].

11. Belman, L., Liu C. (2011). High-speed train pneumatic braking system with wheel-slide protection device: A modeling application from system design to HIL testing. Proceedings 8th Modelica Conference. Germany. [in English].

12. Kondo K., (2012). Anti-slip control technologies for the railway vehicle traction. IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference. Seoul, Korea, pp. 1306–1311. [in English]

13. Shimizu, Y., Ohisli K., Sano S., Yasykawa T., Koseki T., (2007). Antislip re-adhesion control based considering bogie vibration. European Conference on Power Electronics and Applications. Aalborg. pp. 1-10. [in English].

14. Gavrilovic, B., (2017). A mechatronic approach for the detection of wheel slip/slide and antislip control of locomotive with AC traction motors. American journal of mechanics and applications. vol. 5. pp. 47-52. [in English].

15. Spiryagin, M., Lee S., Yoo H., (2008). Control system for maximum use of adhesive force of a railway vehicle in a tractive mode. Mechanical systems and signal processing. vol. 22. pp. 709-720. [in English]

UDC 621.43.041.6

DOI: 10.34029/2311-4061-2019-133-4-43-47

Calculation of the compression politrop index during algorithmic synchronization of performance diagram / O. Yeryganov // Railway Transport of Ukraine. - 2019. - № 4. – pp. 43-47.

It has been proposed the method in the article for calculating the mean polytropic compression index n when carrying out algorithmic synchronization of performance diagrams of internal combustion engines. The author has shown in previous publications, that an angle corresponding to the maximum rate of compression pressure increasing depends on the geometrical dimensions of the crank mechanism, the size of the compression chamber and the polytropic index. The latter value, strictly speaking, will be different every time. Therefore, despite

the fact that for each engine its value varies within certain limits, it would be correct to use the value of n , which most accurately reflects the process being analyzed. To do this, it is proposed first to approximate a piece of the experimental compression curve by a fourth-order polynomial. The end of the approximated area, which corresponds to a larger value of the crankshaft angle, lies at the point of the fastest increase of compression pressure. This choice allows simplifying significantly the desired polynomial. For calculating its coefficients, the boundary conditions known from experiment are used, which are supplemented by the equation of equality to zero of the second pressure derivative at the point of maximum compression pressure growth rate. In this case, the polynomial equation can be determined even before finding the position of the top dead center of the indicator diagram. Further, the value of the coefficient of polytropes n is found on the assumption that the work of compression in this area will be the same regardless of the way in which the pressure is expressed – by a polynomial or by the polytropical equation. The value of the index n found in such a way showed good coincidence with the experimental data. This makes it possible to calculate an angle at which the rate of compression pressure increasing to maximum, using the real value of the coefficient n , which corresponds to this process. The proposed method, in addition, having a calculated simplicity, allows calculating the value of n quickly, creating, if necessary, an array of its values, which allows further result refining.

Keywords: indicator diagram, polytropic compression, maximum rate of compression pressure increasing, angle of the fastest compression pressure increasing, the geometric dimensions of the crank mechanism, mean coefficient of polytropic compression.

References

1. Pressure sensors for marine diesel monitoring. Company IMES (2018) [Electron. resource]. Retrieved from: <https://www.imes.de> [in English].

2. Yeryganov O., Varbanets R., (2018). Features of the fastest pressure growth point during compression stroke. Diagnostyka, vol. 19, no. 2. pp. 71–76. Retrieved from: <http://dx.doi.org/10.29354/diag/89729> [in English].

3. Vansheidt V. A., (1977). Sudovye dvigateli vnutrennego sgoraniya [Ships internal combustion engines]. Leningrad, Sudostroenie Publ., 392 p.

4. Vybe, Y. Y., (1962). Novoe o rabochem tsykle dvyhateley [New about engines' working cycle]. Moscow, Publ. Mashhyz, 271 p.

5. Nikitin, E. A., Stanislavskii L. V., Ulanovskii E. A., (1987). Diagnostirovaniye dizelei [Diagnosis of diesel engines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 224 p.

UDC 629.463

DOI: 10.34029/2311-4061-2019-133-4-48-52

Protection of cargo rolling stock against unauthorized tampering / V. Herasymenko // Railway Transport of Ukraine. - 2019. - № 4. – pp. 48-52.

The article provides information on solving the problem of unauthorized selection of light petroleum products from tank wagons, theft of grain of hopper wagons and disassembly of brake equipment from freight wagons. The general description of the modernization projects of the joint stock company "Kyiv PKTB RS" of the branch "Research and Production Center" of JSC "Ukrzaliznytsia" for protection against theft of wagons-hoppers of grain transportation and tanks for petroleum products transportation and for prevention of cargo wagons brake systems dismantling.

Keywords: freight cars, tanks, cargo storage, dismantling, braking devices, modernization, shut-off devices, discharge hatches, safety valves, drainage devices, preventing dismantling.

References

1. Instruktsiia z ekspluatatsii zapirno-plombuvalnykh prystroiv. Sposoby nakladannia zapirno-plombuvalnykh prystroiv na vahony i konteinyry [Instructions for the use of locking and sealing devices. Methods of imposing locking and sealing devices on wagons and containers]. (2015). IE 25.7-01057491-01. Vinnytsia, 36 p. Vidomchij norm. dokument [in Ukrainian].

2. Tsysterny naftobenzynovi. Modernizatsiia nalyvnykh i zlyvnykh prystroiv ta zapobizhno-vpusknykh klapaniv dlia vykliuchennia nesanktsionovanoho dostupu do vantazhu. Tekhnichni umovy [Tanks are oil-gasoline. Modernization of filling and drainage devices and safety inlet valves to prevent unauthorized access to cargo]. (2006). TU U 35.2-01124454-053, Kyiv: SE "Kyiv PKTB on Wagons". 24 p. [in Ukrainian].

3. Vahony vantazhni zaliznychnoho transportu kolii 1520 (1524) mm. Nastanova z kapitalnoho remontu [Railway freight cars of the 1520 (1524) mm track. Instruction on overhaul]. (2019). STP 04-0162018. Kyiv: Ukrzaliznytsia, 179 p. Vidomchij normatyvnyj dokument [in Ukrainian].

4. Instruktsiia z remontu halmivnoho obladnannia vahoniv [Instruction on repair of brake equipment of wagons]. (2005). TsV-TsL-0013. Kyiv: Ukrzaliznytsia, 160 p. Vidomchij normatyvnyj dokument, [in Ukrainian].

UDC 539.4

DOI:10.34029/2311-4061-2019-133-4-57-67

The fatigue failure analysis of shafts anchors of DUGG-28 generators after repair / V. Leonets, A. Lukashevych, V. Degtyarev, L. Chaus, V. Lakomsky, O. Tymoshenko // Railway Transport of Ukraine. - 2019. - № 4. - pp. 57-67.

Repair of the shafts anchors of the DUGG-28 generators, installed in passenger cars of the railway transport, involves coating with electrocontact surfacing on their shanks with subsequent mechanical surface treatment. Registered cases of fatigue shaft generators that were repaired with an application of coating technology. The multi-cycle fatigue failure of the generator armature shaft occurs at the shirt of the shank. In this case, there is a chipping of the coating around the perimeter of the lateral surface of the keyway groove. Chemical analysis showed that the amount of C, Cr, Mo was reduced in the surface of the keyway, which in turn reduced the plasticity of the welded steel, increases its cold brittleness, and reduces the strength of the ferrite phase. The causes of chipping coating cover require more research. Physical studies of the metal have showed that there were microcracks near the non-metallic inclusions in the coating. After repair, there are cases of inconsistency of tolerances on the diameter of the shank to the requirements of repair documentation, reducing the length of the neck or its absence, reducing the radius of the tentacles, different length of the keyway groove. Static tests of the rotation of the samples made from the parts destroyed shaft, the mechanical characteristics of the structural steel of the shaft of the generator arm were determined: the tensile strength of the shaft material at torsion $\tau_{sl} = 643,3\text{MPa}$, the yield strength $\tau_{0,3} = 400\text{MPa}$, the proportionality limit $\tau_{pl} = 330,67\text{MPa}$, the endurance limit of the sample during torsional tests under conditions of symmetrical load cycle $\tau_{-1} = 187\text{MPa}$ and the endurance of the shaft of the armature of the generator DUGG-28 coated $\tau_{RD}^I = 126,65\text{MPa}$. The value is determined provided that the shank of the armature shaft is simultaneously affected by the torques of the armature reaction when the generator is electrically loaded and the angular displacements of the gearbox of the driveshaft were caused by the oscillation of the trolley relative to the body. The case where no coverage in the local stress con-

centrators. It is shown that a decrease in the length of the neck from 6 mm to 4.4 mm with a simultaneous decrease in the radius of the tentacle from 1 mm to 0.2 mm and the radius of transition of the neck to the developed part of the shaft from 2.5 mm to 1.7 mm can increase the probability of fracture of the shaft of the generator arm because the fatigue ratio of the shank $= 1.725$ is less than the permissible value $[n] = 2.1$. It has been suggested that the origin of the fatigue crack near the shirt is possible due to the concentration of stresses caused by the chipping of the coating, the action of the maximum torque of the press connection, as well as the action of the torsional vibrations of the trolley relative to the body, displacement of the wheel steam. The effect of polyfrequency loading on the fatigue strength of microcracked coatings requires research. The conclusion is made about the expediency of supplementing instrumental control of the absence of microcracks in the non-destructive coatings, first of all, near the walls of the keyway grooves, of the technology of restoring the geometric dimensions of the shafts of the shafts of the anchors of the DUGG-28 generators by electrocontact surfacing of the overhaul, maintenance and routine work.

Keywords: *passenger cars, sub-generators, anchor shafts, shaft fracture, keyway, shank surfacing, non-metallic inclusions, microcracks, fatigue strength, fatigue failure, stress concentration, finite element method.*

References

1. Boyko V. I., Kuzyoma Yu. (2001), Tehnologicheskiye oborudovanie dlia uprochneniya i vosstovleniya poverhnostey detaley mashin metodom elektroiskrovogo legirovaniya (EIL) [Technological equipment for hardening and restoration of surfaces of machine parts by electrospray alloying (ESA)], K.: SKTB s OP pri IPP NAN Ukrainy, 9 p. [in Russian].

2. Elektrichne obladnannia pasajirskih vagoniv. Kerivnictvo po kapitalnomu remontu. [Electrical equipment of passenger cars. Guide to overhaul]. (2006). CL-0021. Kyiv. Ukrzaliznica, 171p. Industry standard [in Ukraine].

3. Kudravec N. N., Gaydenko V. Ya., Phedoseyev A. V., (1973). Eksperimentalnye issledovaniya privodov podvagonih generatorov [Experimental studies of drives of car generators]. Geleznodorozhnyi transport. no. 4. pp. 48 – 51. [in Russian].

4. Boronenko J. P., Orlova A. M., Sorokin G. E., (2002). Resursnie dinamicheskie ispitaniya privoda vagonogo generatora ot tsentralnoj thasti koljosnoj pari [The resource of dynamic tests of the drive of an automobile generator from the central part of the wheelset]. Mezhd konf Eksperimentalnoe koltso – 70 [Int. Conf. Test Loop of VNIIZhT–70], (September 25–26th, 2002), Shcherbinka, Russia, p. 143. [in Russian].

5. Felouza Dj., (1982). Fraktografiya i atlas fraktografiy [Fractography and atlas of fractography]. Sprav. Izd. Per. S. M.: Metallurgiya, 489 p. [in English].

6. Inanov V. S., (1975). Priroda ustalosti materiyalov [The nature of material fatigue]. M.: Metallurgiya, 455 p. [in Ukraine].

7. Byalik O. M., Kondratuyk S. E., Kindrachuk M. V., Chernenko V. S., (2006). Strukturniy analiz materiyaliv. Metallografiya. Fraktografiya [Structural analysis of metals. Metallography. Fractography]. K.: VPI VPK Politehnika, 328 p. [in Ukraine].

8. Kahovskiy N. I., Fartushniy V. G., Yushenko K. A., (1975). Elektrodugova svarka staley. Spravochnik [Arc welding of steels. Directory], K.: Nauk. Dumka., 480 p. [in Russian].

9. Klimenko Yu. V. (1978). Elektrokontaktnaya naplavka [Contact deposition. M.: Mashinostroenie. 128p. [in Russian].

10. Yushenko K. A., Borisov Yu. S., Kuznecov V. D., Korj V. M., (2007). Injeneriya poverhni [Surface engineering]. K.: Nauk. Dumka, 559 p. [in Russian].
11. Inanov V. P., Lavrova E. V., (2016). Sovershenstvovanie tehnologii naplavki dvumya lentochnymi elektrodami [Improving the technology of surfacing with two tape electrodes]. Vistnik Donbaskoy dergavnoy mashinobudivnoy akademii, no. 2(38). pp. 121–124. [in Russian].
12. Shaposhnikov N. A., (1951). Mehanicheskie ispitaniya metallov [Mechanical tests of metals]. M. L.: Mashgiz, 383 p. [in Russian].
13. Grabovskii A. P., Timoshenko O. V., Maslo O. M., Halimov O. P., (2003). Doslidjennya kinetiki poskodjuvanosti v konsrukciynih materialah pri skaldnomu naprujenomu stani [The study of the kinetics of damaged structural materials in a complex state of stress]. Vestnik NTUU "KPI". Seriya Mashinostroenie. no. 44. pp. 43–47. [in Russian].
14. Metalli. Metod ispitaniya na kruchenie [Metals. Torsion test method: State standard 3565-80]. GOST 3565-80 from 07th of January 1980]. M.: Gos. Komitet SSSR po standartam, 54 p. Mizhderzhavnij standart [in Russian].
15. Pisarenko G. S., Agarev V. A., Kvitka A. L., Popkov V. G., Umaskii E. S. 1986. Soprotivlenie materialov [Strength of materials]. Kiev: Vusha shkola, 775 p. [in Russian].
16. Serensen S. V., Kogaev V. P., Shneiderovich R. M., (1975). Nesushaya sposobnost i rascheti detalei mashin na prochnost. Rukovodstvo I spravocnoe posobie [Bearing capacity and strength calculations of machine parts. Guide and reference guide], M.: Mashinostroenie, 488p.
17. Prokat iz lehovanoi konstruktsiinoi stali. Tekhnichni umovy [Rental of alloy structural steel. Specifications], (2016), DSTU 7806:2015 from 1st of January 2016]. K.: DP "UkrNDHC", 47 p., Nationalniy standart Ukraini. [in Ukrainian].
18. Yanishevskaya A. G., Pergun I. N., (2001). Ispolzovaniye programmnoy kompleksa ANSYS pri raschetah teplovykh processov v mashinostroyeni [Using the ANSYS software package for calculating thermal processes in mechanical engineering]. Omsk.: OmGTU, 96 p. [in Russian].
19. Vagoni pasajirski magistralni lokomotivnoi tyagi. Zagalnotekhnichni normi dlya rozrahuvanna ta proetuvanna mehanichnoi chastini vagoniv [Passenger rail cars of locomotive thrust. General technical standards for the calculation and design of the mechanical part of wagons], (2015), DSTU 7774 from 22^d of June 2015], K.: DP "UkrNDHC". 144 p. Nationalniy standart Ukrainy. [in Ukrainian].
20. Konoplev A. V., Kibakov A. G., (2003). Raspreделение vrashayshego momenta po dline pressovogo cilindricheskogo soedineniya [The distribution of torque along the length of the press cylindrical connection]. Novi informatsiini tehnologii havchahhya v havchalnih zakladah Ukraini. no. 9. pp. 149 – 155. [in Russian].
21. Kovalchuk V. S., (2008), Opredelenie ciklicheskoj dolgovecnosti materialov i svarnih soedinenii pri polichastotnom nagrujenii [Determination of cyclic durability of materials and welded joints under polyfrequency loading]. Avt. Svarka. no.12. pp. 33– 39. [in Russian].

**ПОКАЖЧИК ПУБЛІКАЦІЙ
В ЖУРНАЛІ «ЗАЛІЗНИЧНИЙ ТРАНСПОРТ УКРАЇНИ» ЗА 2019 РІК**

Випуск № 1

Яценко Л. Ф., Петренко В. О., Наріжна Т. М. Структура та властивості поверхні зміцнених гребенів бандажів коліс тягового рухомого складу після плазмової обробки.
Омеляненко Т. В., Матяш В.О 60 років ПКТБ РЛ.
Демченко С. М., Татуревич А. А., Суслов В. М. Удосконалення конструкції анкерів закладних для пружних рейкових скріплень.
Випробувальна лабораторія Науково-впроваджувального центру інституту підтвердила свою компетентність.
Капіца М. І., Куклін Л. Ю., Горячкін В. М. «Блок когенерації» – генератор електричної і теплової енергії з біомаси.
Науково-технічна рада АТ «Укрзалізниця».
Гриценко Л. Л., Рябенков О. В., Даниленко О. В., Мостова І. А. Відмінності фінансового планування і бюджетування та необхідність впровадження системи бюджетування в АТ «Укрзалізниця».
Підготовка наукових кадрів вищої кваліфікації.
Татур О.К. Новини стандартизації.
Грищенко С. Г. Развитие тепловозостроения в Украине.

Випуск № 2

Ломотько Д. В., Красноштан О. М., Філіпський О. В., Ломотько М. Д. Удосконалення технології мультимодальних залізничних пасажирських перевезень за участю автотранспорту.
Варбанец Р. А., Ивановский В. Г., Кырнац В. И., Ерыганов А. В. Диагностика и повышение эффективности эксплуатации тепловозных дизелей K6S310DR.
Гончаров В. Г., Зайцев В. А., Матяш В. А. Дискретное упрочнение коленчатых валов двигателей внутреннего сгорания.
Науково-технічна рада АТ «Укрзалізниця».
Кирильчук О. А., Шапошник В. Ю. Теоретичні дослідження міцнісних якостей модернізованих фрикційних клинів візків вантажних вагонів.
Татур О.К. Новини стандартизації.
Лобойко Л. М., Нівінський А. І. Покращення умов перевезення пасажирів у пасажирських вагонах існуючого парку.
Мельник Т.С. Моделювання поведінки пасажирів на основі дослідження їх переваг та ущемлень при користуванні послугами залізничного транспорту

Випуск № 3

Бунчуков О. А., Гончаренко В. І. Перспективи розвитку господарства сигналізації та зв'язку АТ «Укрзалізниця».
Кара С. В., Петренко В. О., Прокопенко П. М., Гордиенко Т. Н. Дослідження несучих конструкцій тепловозів серії ЧМЕЗ та визначення можливості продовження терміну їх експлуатації.
Сулим А. О., Мужичук С. О., Хозя П. О., Павленко Ю. С., Єжов Ю. В. Сучасний стан та перспективи розвитку парку рухомого складу метрополітену в Україні.
Мямлин С. В. Особенности конструкции и внедрение подвижного состава с нагрузкой 25 тонн на ось.
Науково технічна рада АТ «Укрзалізниця».
Татур О. К. Новини стандартизації.
Демченко С. М., Татуревич А. А., Корноухова К. В. Модернізація проміжного скріплення типу СКД65.
Макаров Ю. О. Проблеми наднормативного бокового зносу рейок на ділянках зі складними умовами експлуатації.
Білоус Ю. А., Корсун О. М., Феногенов А. І., Луценко Т. М., Міщенко В. П., Сучасні методи та обладнання для проведення неруйнівного контролю колісних пар пасажирських вагонів локомотивної тяги.

Випуск № 4

Ломотько Д. В., Балака Є. І., Резуненко М. Є. Визначення оптимальної кількості вагонів у маршрутних поїздах.
Капіца М. І., Мартишевський М. І., Гончаров О. М. Підвищення об'єктивності оцінки транспортної роботи тягового рухомого складу залізниць.
Леонєць В.А., Кара С. В., Прокопенко П. М. Оцінка залишкового ресурсу несучих конструкцій тепловозів серії 2ТЕ10 та визначення можливості продовження терміну їх експлуатації.
Мямлин С.В. Учёный-механик академик Лазарян В. А. - организатор науки и образования на железнодорожном транспорте.
Промисловий форум України – 2019.
Кудярова Г. Крюківський вагонобудівний завод 150 років зберігає свої традиції і створює нові.
Гетьман Г. К., Міхед В. В., Баб'як М. О., Артемчук, В. В. Друбєцький А. Ю., Забаріло Д. О., Васильєв В. Є. Дослідження системи захисту від боксування локомотива на Львівській залізниці.
Грищенко С. Г. Костянтин Міщенко – головний конструктор тягового рухомого складу.
Ерыганов А. В. Определение среднего показателя политропы сжатия при алгоритмической синхронизации индикаторных диаграмм транспортных дизелей.
Герасименко В. В. Захист вантажного рухомого складу від несанкціонованого втручання.
Демин Ю. В., Маркова О. М., Хачапуридзе Н. М. Основатель украинской научной школы механиков в области железнодорожного транспорта.
Леонєць В. А., Лукашевич А. О., Дегтярев В. О., Лакомський В. В., Тимошенко О. В., Чаус Л. М. Аналіз втомного руйнування валів якорів генераторів DUGG-28 після ремонту.
Татур О.К. Новини стандартизації.

ВИМОГИ

до матеріалів що надаються для публікації у науково-практичному журналі
«Залізничний транспорт України» (ЗТУ)

Перелік обов'язкових елементів статті:

Вступ. Постановка проблеми у загальному вигляді і вказівкою про її зв'язок з науковими чи практичними завданнями, літературний огляд існуючих методів, підходів, рішень щодо встановленої проблеми.

Мета / цілі, завдання.

Підзаголовки (розділи) статті. Виклад основного матеріалу дослідження.

Висновки і перспективи подальших досліджень у цьому напрямку.

Література до статті (мовою оригіналу та в транслітерації).

Всі структурні елементи необхідно виділяти **напівжирним шрифтом**.

Матеріал потрібно викладати стисло, послідовно, стилістично грамотно, з посиланням на літературні джерела. Одиниці вимірів слід подавати лише в системі SI.

Відповідальність за матеріали, наведені у статті, їх достовірність несе автор. Редакція залишає за собою право вимагати надання авторами додаткових експертиз за матеріалами статті і приймати рішення щодо доцільності її публікації за результатами рецензування.

Матеріали для публікації в журналі ЗТУ надаються у електронному вигляді, вкладеними файлами, за адресою ztu1520mm@gmail.com. У окремому файлі або листі слід додати прохання до редакції щодо опублікування статті і запевнення автора (співавторів) в тому, що ці матеріали раніше не публікувалися і не були направлені для публікації у інші видання. Матеріали для публікації можуть бути надані також кур'єром або поштою на будь-яких носіях (CD, DVD, Blu-ray, flash-накопичувачі) за адресою: Україна, 03038, Київ, вул. І.Федорова, 39, філія «НДКТИ» АТ «Укрзалізниця», редакція журналу ЗТУ.

Оформлення тексту статті:

1. Текст статті (1-й файл) повинен бути підготовлений у форматі текстового редактора MS Word українською, російською або англійською мовами. На початку статті необхідно вказати: деталізований індекс УДК, прізвища та ініціали авторів, їх вчені ступені, а також повну і скорочену назву установи їх праці, назву статті і під нею ключові слова. Формули у тексті статті мають бути набрані у редакторі формул Word, а не шляхом їх переносу (копіювання) з редакторів MathCad, MathLab, LabView та інших. Розміщенні в тексті діаграми, таблиці, графіки теж слід оформлювати тільки засобами MS Word або MS Excell будь-яких генерацій. Ілюстрації у вигляді малюнків і фотографій необхідно подавати в окремому 2-му файлі, у растрових форматах – jpeg, tif, gif тощо – з роздільною здатністю не менше 300 крапок на дюйм. Малюнки повинні бути розміщені у тексті статті, або на місці малюнку має бути посилання на ім'я окремого файлу з малюнком. У тексті статті перед наведеними зображеннями та таблицями повинні бути обов'язкові посилання на них. Загальний обсяг тексту статті складає 5-10 сторінок А4. Матеріал друкується через 1 інтервал без переносів шрифтом 12 Times New Roman, поля ліворуч, вгорі, внизу, праворуч – 2 см., абзац – 1,25 см.

2. Реферати до статті (3-й файл) викладаються українською (мінімум 200 слів або 1000 знаків), російською (мінімум 200 слів або 1000 знаків) і поширений, з переліком літератури, (мінімум 250 слів або 1250 знаків) англійською мовами.

3. Відомості про авторів (4-й файл) повинні включати: П.І.Б (повністю українською, російською та англійською мовами, назву установи постійної роботи, посада, вчений ступінь або кваліфікацію за освітою чи станом (інженер, магістр, науковий співробітник, аспірант), контактний телефон, e-mail, поштову адресу для листування та висилання авторського екземпляру ЗТУ.

4. Список літератури до публікації повинен містити 10-20 найменувань і оформлюватися за вимогами ДСТУ ГОСТ 7.1:2006. Список літератури англійською мовою повинен бути складений за стандартом APA (<http://www.apastyle.org/>), який перекладається та транслітерується латиницею для кирилических джерел; його нумерація повинна співпадати з першим списком літератури. Самоцитувань повинно бути не більше 30 %.

5. Кольорові фотографії обличч авторів (за бажанням).

Статті готуються до друку і випускаються у тому порядку, в якому редакція їх отримує від рецензентів і авторів після остаточної правки матеріалу.

Відомості про те, в якому номері буде опублікована стаття автори можуть отримати за запитом на поштову адресу редакції або на її e-mail: ztu1520mm@gmail.com.

Кваліфікаційно-атестаційний центр зварників



Кваліфікаційно-атестаційний центр зварників (далі – КАЦЗ) філії «Науково-дослідний та конструкторсько-технологічний інститут залізничного транспорту» АТ «Укрзалізниця» (далі – філія «НДКТІ») проводить атестацію зварників на право виконання зварювальних та наплавлювальних робіт при виготовленні, ремонті та модернізаціях металоконструкцій, обладнання, вузлів та деталей залізничного рухомого складу, в тому числі спеціального, для потреб залізничного транспорту згідно нормативних документів, які затвердженні наказом Міністерства транспорту та зв'язку України від 05.08.2009 № 834:

- **СОУ 35.2-00017584-030-1:2009** «Правила атестації зварників на залізничному транспорті. Зварювання та наплавлення.

Частина 1. Сталі»;

- **СОУ 35.2-00017584-030-2:2009** «Правила атестації зварників на залізничному транспорті. Зварювання та наплавлення. Частина 2. Чавуни»;

- **НПАОП 0.00-1.16-96** «Правила атестації зварників», Держнаглядохоронпраця.

Атестація зварників може проводитись як на базах атестаційного центру зварників філії «НДКТІ» (м. Київ, м. Запоріжжя) так і на території Замовника, при наявності у нього відповідного матеріально-технічного забезпечення (навчальний клас, зварювальне обладнання та інше - визначається при проведенні аудиту), що дозволяє проводити атестацію зварників, з частковим відривом їх від виробництва, та заощадити кошти на відрядження.

При навчанні зварників враховується специфіка зварювальних та наплавлювальних робіт, які виконує у своїй виробничій діяльності Замовник.

Також КАЦЗ філії «НДКТІ» АТ «Укрзалізниця» проводить:

- поглиблений курс теоретичного та практичного навчання зварників для підвищення рівня кваліфікації та можливості атестувати його на право виконувати особливо відповідальні роботи – категорія АН згідно з СОУ 35.2-00017584-030-1(2):2009;

- навчання інженерно-технічного персоналу виробничих підрозділів АТ «Укрзалізниця» на координаторів зварювальних робіт.

Надання послуг організаціям та структурним підрозділам, які входять до складу АТ «Укрзалізниця», здійснюється на підставі укладеного **Внутрішнього зобов'язання**, з розрахунком по авізо. Для всіх інших підприємств послуги надаються на підставі укладених **Договорів** з філією «НДКТІ».

Для початку робіт філією «НДКТІ» з атестації зварників Замовникам необхідно надати в електронному вигляді або поштовим відправленням **Заяву та Лист на атестацію зварників** на адресу:

м. Київ, вул. І. Федорова, 39, філія «НДКТІ» АТ «Укрзалізниця».

Тел.: +38 044 465-38-10; факс: +38 044 528-93-01.

E-mail: ndkti@lotus.uz.gov.ua; info1520mm@gmail.com.

Контакти:

Баршак Роман Миколайович,

моб. тел. +38 063 452 61 96;

e-mail: barshak1520mm@gmail.com

Булат Олена Вікторівна,

моб. тел. +38 063 452 60 93;

e-mail: bulat1520mm@gmail.com