



ISSN 2307-3489 (Print)  
ISSN 2307-6666 (Online)



---

# НАУКА ТА ПРОГРЕС ТРАНСПОРТУ

ВІСНИК ДНІПРОПЕТРОВСЬКОГО НАЦІОНАЛЬНОГО  
УНІВЕРСИТЕТУ ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ  
ІМЕНІ АКАДЕМІКА В. ЛАЗАРЯНА

№ 4(88)

---

•• 2020 ••

Дніпровський національний університет залізничного транспорту  
імені академіка В. Лазаряна

## **НАУКА ТА ПРОГРЕС ТРАНСПОРТУ**

**ВІСНИК ДНІПРОПЕТРОВСЬКОГО НАЦІОНАЛЬНОГО УНІВЕРСИТЕТУ  
ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ ІМЕНІ АКАДЕМІКА В. ЛАЗАРЯНА**

**Науковий журнал**

**№ 4 (88) 2020**

Виходить 6 разів на рік ♦ ♦ ♦ ♦ ♦ Заснований у серпні 2003 р.

*Автоматизовані та телематичні системи на транспорті*  
*Екологія та промислова безпека*  
*Економіка та управління*  
*Експлуатація та ремонт засобів транспорту*  
*Електричний транспорт, енергетичні системи та комплекси*  
*Залізнична колія та автомобільні дороги*  
*Інформаційно-комунікаційні технології та математичне моделювання*  
*Матеріалознавство*  
*Машинобудування*  
*Рухомий склад і тяга поїздів*  
*Транспортне будівництво*

Дніпро

2020

Засновник:  
ДНІПРОВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ ІМЕНІ АКАДЕМІКА В. ЛАЗАРЯНА

ГОЛОВА РЕДАКЦІЙНОЇ РАДИ УНІВЕРСИТЕТУ  
ГОЛОВНИЙ РЕДАКТОР ЖУРНАЛУ

Пшінько О. М., доктор технічних наук  
Пічугов С. О., доктор фізико–математичних наук

ЗАСТУПНИК ГОЛОВНОГО РЕДАКТОРА  
ВІДПОВІДАЛЬНИЙ СЕКРЕТАР

Козаченко Д. М., доктор технічних наук  
Колесникова Т. О., кандидат наук  
із соціальних комунікацій

*ЧЛЕНИ РЕДАКЦІЙНОЇ КОЛЕГІЇ:*

Аврамовіс З. З., Белградський університет (Сербія); Бела І., Інститут логістики (Угорщина); Біляєв М. М., ДНУЗТ (Україна); Бобровський В. І., ДНУЗТ (Україна); Богдєвичус М., Вільнюський технічний університет імені Гедимінаса (Литва); Боднар Б. Є., ДНУЗТ (Україна); Бондаренко І. О., ДНУЗТ (Україна); Вакуленко І. О., ДНУЗТ (Україна); Воронін С. В., УкрДУЗТ (Україна); Головова Л. С., ДНУЗТ (Україна); Єфременко В. Г., Приазовський державний технічний університет (Україна); Жуковицький І. В., ДНУЗТ (Україна); Калівода Я., Чеський технічний університет (Чехія); Капіца М. І., ДНУЗТ (Україна); Капустян В. О., НТТУ «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського» (Україна); Кершіс Р., Каунаський технологічний університет (Литва); Кузнєцов В. Г., Науково-дослідний інститут залізниць (Польща); Манашкин Л., Незалежний вчений (США); Марущак П. О., Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя (Україна); Піттман Р., Антимонопольний відділ Департаменту юстиції (США); Ракша С. В., ДНУЗТ (Україна); Сладковскі А., Сілезький технологічний університет (Польща); Суглер Дж., Варшавська школа економіки (Польща); Тютькін О. Л., ДНУЗТ (Україна); Шинкаренко В. І., ДНУЗТ (Україна).

Журнал зареєстровано Державною реєстраційною службою Міністерства юстиції України. Свідоцтво про реєстрацію КВ № 19609-9409ПР від 29.12.2012 р. Видання внесено до категорії Б «Переліку наукових фахових видань України» наказом Міністерства освіти і науки України № 409 від 17.03.2020 р. (технічні науки). Журнал зареєстровано в міжнародних наукових системах: Ulrichsweb™ Global Serials Directory, Crossref, Open Ukrainian Citation Index (OUCI), OCLC WorldCat, Google Scholar, DOAJ, Index Copernicus, Україніка наукова та ін. Друкується за рішенням вченої ради університету від 07.09.2020 р., протокол № 1

Видавець Дніпровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна (м. Дніпро) Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 1315 від 31.03.2003 р.

Адреса засновника та редакції вул. Лазаряна, 2, кім. 267, Дніпро, Україна, 49010 тел.: +38 (056) 371-51-05; e-mail: lib@b.diit.edu.ua, visnik@diit.edu.ua; сайт журналу: <http://stp.diit.edu.ua/>

Видання публікується з 1936 р.:  
1936–1993 рр. – «Труди Днепропетровського інститута інженерів залізничного транспорту»;  
1993–2002 рр. – «Збірник наукових праць Дніпропетровського державного технічного університету залізничного транспорту» (за серіями);  
2003–2012 рр. – «Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна», (ISSN 1993-9175);  
з 2013 р. – «Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна»

Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта  
имени академика В. Лазаряна

## НАУКА ТА ПРОГРЕС ТРАНСПОРТУ

ВІСНИК ДНІПРОПЕТРОВСЬКОГО НАЦІОНАЛЬНОГО УНІВЕРСИТЕТУ  
ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ ІМЕНІ АКАДЕМІКА В. ЛАЗАРЯНА

Научный журнал

№ 4 (88) 2020

Выходит 6 раз в год ♦ ♦ ♦ ♦ ♦ Основан в августе 2003 г.

*Автоматизированные и телематические системы на транспорте*  
*Экология и промышленная безопасность*  
*Экономика и управление*  
*Эксплуатация и ремонт средств транспорта*  
*Электрический транспорт, энергетические системы и комплексы*  
*Железнодорожный путь и автомобильные дороги*  
*Информационно-коммуникационные технологии и математическое моделирование*  
*Материаловедение*  
*Машиностроение*  
*Подвижной состав и тяга поездов*  
*Транспортное строительство*

Днепро

2020

Учредитель:  
ДНИПРОВСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ  
ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА ИМЕНИ АКАДЕМИКА В. ЛАЗАРЯНА

*ПРЕДСЕДАТЕЛЬ РЕДАКЦИОННОГО  
СОВЕТА УНИВЕРСИТЕТА*

Пшинько А. Н., доктор технических наук

*ГЛАВНЫЙ РЕДАКТОР ЖУРНАЛА*

Пичугов С. А., доктор физико-математических наук

*ЗАМЕСТИТЕЛЬ ГЛАВНОГО РЕДАКТОРА*

Козаченко Д. Н., доктор технических наук

*ОТВЕТСТВЕННЫЙ СЕКРЕТАРЬ*

Колесникова Т. А., кандидат наук  
по социальным коммуникациям

*ЧЛЕНЫ РЕДАКЦИОННОЙ КОЛЛЕГИИ:*

Аврамовис З. З., Белградский университет (Сербия); Бела И., Институт логистики (Венгрия); Беляев Н. Н., ДНУЖТ (Украина); Бобровский В. И., ДНУЖТ (Украина); Богдьявичус М., Вильнюсский технический университет имени Гедиминаса (Литва); Боднар Б. Е., ДНУЖТ (Украина); Бондаренко И. А., ДНУЖТ (Украина); Вакуленко И. А., ДНУЖТ (Украина); Воронин С. В., УкрГУЖТ (Украина); Головкова Л. С., ДНУЖТ (Украина); Ефременко В. Г., Приазовский государственный технический университет (Украина); Жуковицкий И. В., ДНУЖТ (Украина); Каливода Я., Чешский технический университет в Праге (Чехия); Капица М. И., ДНУЖТ (Украина); Капустян В. Е., Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт имени Игоря Сикорского» (Украина); Кершис Р., Каунасский технологический университет (Литва); Кузнецов В. Г., Научно-исследовательский институт железных дорог, (Польша); Манашкин Л., Независимый ученый, (США); Марущак П. А., Тернопольский национальный технический университет имени Ивана Пулюя (Украина); Питгман Р., Антимонопольный отдел Департамента юстиции (США); Ракша С. В., ДНУЖТ (Украина); Сладковски А., Силезский технологический университет, (Польша); Суглер Дж., Варшавская школа экономики (Польша); Тютюкин А. Л., ДНУЖТ (Украина); Шинкаренко В. И., ДНУЖТ (Украина)

Журнал  
зарегистрирован

Государственной регистрационной службой Министерства юстиции Украины.  
Свидетельство о регистрации КВ № 19609-9409ПР от 29.12.2012 г.  
Издание внесено в категорию Б «Перечень научных специализированных изданий Украины» приказом Министерства образования и науки Украины № 409 от 17.03.2020 г. (технические науки).  
Журнал зарегистрирован в международных научных системах: Ulrichsweb™ Global Serials Directory, Crossref, Open Ukrainian Citation Index (OUCI), OCLC WorldCat, Google Scholar, DOAJ, Index Copernicus, Україніка наукова и др.  
Печатается по решению ученого совета университета от 07.09.2020 г., протокол № 1

Издатель

Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна (г. Днепро)  
Свидетельство субъекта издательского дела ДК № 1315 от 31.03.2003 г.

Адрес  
учредителя

ул. Лазаряна, 2, ком. 267, Днепро, Украина, 49010, тел.: +38 (056) 371-51-05;  
e-mail: lib@b.diit.edu.ua, visnik@diit.edu.ua; сайт журнала: <http://stp.diit.edu.ua/>

Издание публикуется с 1936 г.:

- 1936–1993 гг. – «Труды Днепропетровского института инженеров железнодорожного транспорта»;
- 1993–2002 гг. – «Збірник наукових праць Дніпропетровського державного технічного університету залізничного транспорту» (за серіями);
- 2003–2012 гг. – «Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна», (ISSN 1993-9175);
- с 2013 г. – «Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна»

Dnipro National University of Railway Transport  
named after Academician V. Lazaryan

**NAUKA TA PROGRES TRANSPORTU**  
**VÌSNIK DNÌPROPETROVS'KOGO NACIONAL'NOGO UNÌVERSITETU**  
**ZALÌZNIČNOGO TRANSPORTU**  
=  
**SCIENCE AND TRANSPORT PROGRESS**

**Scientific journal**

**No. 4 (88) 2020**

Bi-Monthly ♦ ♦ ♦ ♦ ♦ Founded in August 2003

*Automated and Telematic Systems on Transport*  
*Ecology and Industrial Safety*  
*Economics and Management*  
*Operation and Repair of Transport Means*  
*Electric Transport, Power Systems and Complexes*  
*Railroad and Roadway Network*  
*Information and Communication Technologies and Mathematical Modelling*  
*Material Science*  
*Mechanical Engineering*  
*Rolling Stock and Train Traction*  
*Transport Construction*

Dnipro

2020

Founder:

DNIPRO NATIONAL UNIVERSITY OF RAILWAY TRANSPORT  
NAMED AFTER ACADEMICIAN V. LAZARYAN

Chairman of the Editorial Board of the University	Pshinko O. M., Doctor of Technical Sciences
Editor-in-Chief	Pichugov, S. A., Doctor of Physics and Mathematics
Deputy Chief Editor	Kozachenko D. M., Doctor of Technical Sciences
Executive Secretary	Kolesnykova T. O., PhD of Social Communications

*EDITORIAL BOARD MEMBERS:*

Avramovic Z. Ž., Faculty of Transport and Traffic Engineering (Serbia); Béla I., Logistics Institute (Hungary); Biliaiev M. M., DNURT (Ukraine); Bobrovskiy, V. I., DNURT (Ukraine); Bodnar B. E., DNURT (Ukraine); Bogdevičius M., Vilniaus Gedimino technikos universitetas (Lithuania); Bondarenko I. O., DNURT (Ukraine); Cygler J., Szkoła Główna Handlowa w Warszawie (Poland); Efremenko V. G., Priazovsky State Technical University (Ukraine); Golovkova L. S., DNURT (Ukraine); Kalivoda J., Czech Technical University in Prague (Czech Republic); Kapitsa M. I., DNURT (Ukraine); Kapustyan V. O., National Technical University of Ukraine «Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute», (Ukraine); Kersys R., Kaunas University of Technology (Lithuania); Kuznetsov V. G., The Railway Research Institute, (Poland); Manashkin L., Self-Employed (USA); Maruschak P. O., Ternopil Ivan Puluj National Technical University (Ukraine); Pittman R., Antitrust Division of the USA. Department of Justice (USA); Raksha S. V., DNURT (Ukraine); Shinkarenko V. I., DNURT (Ukraine); Śladkowski A., Politechnika Slaska w Gliwicach (Poland); Tiutkin O. L., DNURT (Ukraine); Vakulenko I. O., DNURT (Ukraine); Voronin S. V., UkrSURT (Ukraine); Zhukovitskiy I. V., DNURT (Ukraine)

Journal was registered	by the State Registration Service of the Ministry of Justice of Ukraine. Certificate of Registration KB no.19609-9409PR from 29.12.2012 Edition is included in category B «List of scientific specialized publications of Ukraine» by the Order of the Ministry of Education and Science of Ukraine no. 409 from 17.03.2020 (technical sciences). Journal is registered in the International Catalogue of periodicals: Ulrichsweb™ Global Serials Directory, Crossref, Open Ukrainian Citation Index (OUCI), OCLC WorldCat, Google Scholar, DOAJ, Index Copernicus, Україніка наукова, etc. Published according to the Academic Council decision of the University from 07.09.2020, Protocol no. 1
Publisher	Dnipro National University of Railway Transport named after Academician V. Lazaryan (Dnipro) Certificate of Publisher ДК no. 1315 from 31.03.2003
Address of Founder	Lazaryana St., 2, room 267, Dnipro, Ukraine, 49010, tel.: +38 (056) 371-51-05; e-mail: lib@b.diit.edu.ua, visnik@diit.edu.ua; journal site: <a href="http://stp.diit.edu.ua/">http://stp.diit.edu.ua/</a>

Edition is being published since 1936:

- 1936–1993 – «Труды Днепропетровского института инженеров железнодорожного транспорта»;
- 1993–2002 – «Збірник наукових праць Дніпропетровського державного технічного університету залізничного транспорту» (за серіями);
- 2003–2012 – «Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна», (ISSN 1993-9175),
- since 2013 – «Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна»

# АВТОМАТИЗОВАНІ ТА ТЕЛЕМАТИЧНІ СИСТЕМИ НА ТРАНСПОРТІ

УДК 004.732:656.2

І. В. ЖУКОВИЦЬКИЙ<sup>1\*</sup>, І. О. ПЕДЕНКО<sup>2\*</sup>

<sup>1\*</sup>Каф. «Електронні обчислювальні машини», Дніпровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна, вул. Лазаряна, 2, Дніпро, Україна, 49010, тел. +38 (056) 373 15 89, ел. пошта ivzhukl@ua.fm, ORCID 0000-0002-3491-5976

<sup>2\*</sup>Каф. «Електронні обчислювальні машини», Дніпровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна, вул. Лазаряна, 2, Дніпро, Україна, 49010, тел. +38 (056) 373 15 89, ел. пошта actek98@gmail.com, ORCID 0000-0001-8130-2657

## АНАЛІЗ БЕЗПЕКИ БЕЗДРОТОВИХ МЕРЕЖ Wi-Fi В АВТОМАТИЗОВАНИХ СИСТЕМАХ ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ

**Мета.** У роботі передбачено: проаналізувати основні механізми захисту, які наявні в бездротових мережах Wi-Fi; показати механізми атак на ці засоби захисту; виконати порівняльний аналіз ефективності механізмів захисту, надати рекомендації для використання цих механізмів в автоматизованих системах залізничного транспорту; побудувати демонстраційну модель атак на засоби захисту бездротової мережі Wi-Fi. **Методика.** На підставі огляду значної кількості вітчизняних та закордонних джерел проведено порівняльний аналіз механізмів захисту бездротової мережі Wi-Fi, у яких проаналізовано окремі стандарти захисту, виявлено їх сильні та слабкі сторони. Показано різноманітні атаки на засоби автентифікації та механізми гарантування безпеки інформаційного обміну. Для демонстрації атаки на ці засоби захисту розроблено алгоритм демонстраційної імітаційної моделі роботи протоколу захисту WPA2 з можливістю проведення атак на цей протокол. **Результати.** Виконано порівняльний аналіз основних стандартів механізмів захисту бездротової мережі Wi-Fi, зокрема WEP, WPA, WPA2, WPA3. Продемонстровано різноманітні атаки та ці засоби. Показано перевагу та слабкість окремих механізмів засобів захисту, надано рекомендації для їх використання. Побудовано демонстраційну модель атак на механізми захисту бездротової мережі, яка показує такі атаки, як атака на парольну фразу та атака KRACK. Для демонстрації в програмі обрано стандарт WPA2 з механізмом автентифікації PSK та механізмом криптографічного захисту CCMP-128. **Наукова новизна.** Наведено широкий спектр механізмів захисту бездротової мережі Wi-Fi, показано можливості окремих механізмів захисту, проведено порівняння стандартів захисту мережі Wi-Fi. В оригінальній програмній моделі показано, як помилкові дії користувача допомагають зловмиснику подолати сучасні механізми захисту. **Практична значимість.** Рекомендації щодо використання окремих засобів захисту бездротових мереж Wi-Fi можуть бути використані під час побудови системи захисту окремих елементів автоматизованих систем залізничного транспорту. Демонстраційна модель атаки на мережу Wi-Fi може бути використана в навчальному процесі для підготовки фахівців у галузі кібербезпеки.

*Ключові слова:* мережа Wi-Fi; стандарти захисту; безпека; автентифікація; шифрування

## АВТОМАТИЗОВАНІ ТА ТЕЛЕМАТИЧНІ СИСТЕМИ НА ТРАНСПОРТІ

## Вступ

В автоматизованих системах залізничного транспорту перспективним напрямом є використання бездротових мереж Wi-Fi, зокрема для зв'язку всередині пасажирських потягів [3], на станціях для використання персоналом, що перебуває за межами службових приміщень та має необхідність доступу до автоматизованих систем (наприклад, до баз даних АСК ВП УЗ–Є).

У США та деяких інших країнах світу з 2015 року запроваджується система позитивного контролю потяга (Positive Train Control – PTC) [3, 16], яка призначена для запобігання нещасним випадкам (рис. 1).

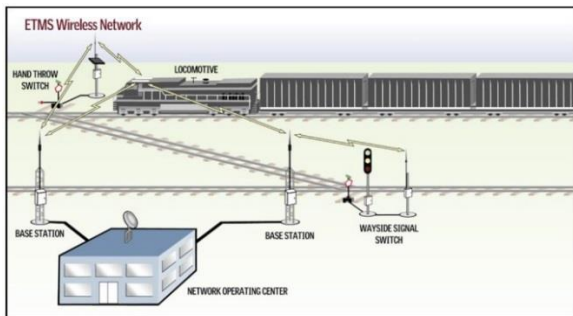


Рис. 1. Приклад архітектури PTC (взято з [16])

Fig. 1. Butt of PTC architecture (taken from [16])

Комунікації PTC складаються із системи обміну повідомленнями й декількох провідних і бездротових мереж, через які відбувається обмін повідомленнями між локомотивами, приколійними системами й серверами бек-офісу. Згідно з [3], «поїзди також обладнано 802.11x Wi-Fi, що особливо корисно у таких областях застосування, як технічне обслуговування вантажних дворів, або в межах станцій, тому що більша пропускна здатність мереж Wi-Fi дозволяє завантажувати діагностику, і здійснювати завантаження файлів, відновлення програмного забезпечення й запуск програмного забезпечення або комп'ютерну ініціалізацію при необхідності».

Є приклади, коли мережа Wi-Fi підтримує критично важливі системи залізничного транспорту. Так, інтелектуальна мережа Wi-Fi від компанії Ruckus [2] забезпечує бездротову передачу відеоінформації. Використовується охоронцями на об'єкті, а також для відеоконтролю

рейкових колій станцій. Функція збору даних із RFID і оптичних сканерів дозволяє збирати таку, наприклад, інформацію, як дані про квитки, стан фрахту й місце розташування вантажів.

У [14] досліджено мережу Wi-Fi на сортувальній станції.

Інформація, що циркулює та зберігається в автоматизованих системах залізничного транспорту, повинна бути надійно захищена. І мова йде не тільки про недопущення порушення конфіденційності цієї інформації, а й про недопущення порушення її цілісності та доступності.

На відміну від дротових мереж, коли станції фізично з'єднані через кабель і наявна можливість контролю цих під'єднань, бездротова мережа є загальнодоступною. Контроль за під'єднанням станцій у цій мережі набагато складніший. Перехоплення інформації, що циркулює по WLAN, можливе без використання складного обладнання.

Досить часто вразливості з'являються через некоректну конфігурацію станцій та точок доступу. Деякі функції, додані розробниками для полегшення роботи, призводять до появи недоліків та вразливостей захисту.

Можна виділити такі групи загроз:

- несанкціоноване під'єднання до приладів та мереж;
- перехоплення та розкриття трафіка (прослуховування, злам шифрування);
- модифікація трафіка (підробка повідомлень, ін'єкції в кадри);
- порушення доступності (завади, захоплення ресурсів мережі).

В [1] описана вразливість бездротових клієнтів, згідно з якою зловмисник може від'єднати клієнтів від точки доступу, до якої вони під'єднані, і під'єднати до іншої точки доступу, менш безпечної.

Для протидії атакам на бездротові мережі, які засновані на вищеназваних загрозах, використовують стандарти безпеки, створені організацією Wi-Fi Alliance: WPA (Wi-Fi Protected Access), WPA2, WPA3.

Вочевидь, для безпечної роботи бездротових мереж на залізничному транспорті необхідно використовувати весь спектр механізмів захисту цих стандартів.

## АВТОМАТИЗОВАНІ ТА ТЕЛЕМАТИЧНІ СИСТЕМИ НА ТРАНСПОРТІ

**Мета**

Основною метою нашої роботи є порівняльний аналіз різноманітних заходів забезпечення захисту бездротових мереж Wi-Fi, з урахуванням останніх стандартів захисту, а також аналіз атак зловмисників на захисні заходи та стандарти, що допоможе ефективно обрати та застосувати ці механізми. Для означеного аналізу передбачено побудувати імітаційну програмну модель атак на засоби захисту бездротової мережі Wi-Fi, яка дозволить продемонструвати можливість атак за умови помилок користувача.

**Методика**

Автори виконали огляд світової літератури з теми дослідження з використанням повнотекстових і реферативних баз даних, повідомлень в Internet за період 2001–2020 рр., що висвітлюють стандарти захисту мереж Wi-Fi та атаки зловмисників на ці стандарти

*Загальні відомості про технологію Wi-Fi.* Wireless Fidelity (Wi-Fi) – технологія бездротової локальної мережі (Wireless Local Area Network, WLAN) на основі стандартів IEEE 802.11.

Стандартна схема роботи Wi-Fi передбачає наявність точок доступу (ТД) і станцій (клієнтів). Такий режим роботи мережі називається інфраструктурним, або Hot-spot. Також існують інші, менш поширені схеми роботи Wi-Fi (з прямим під'єднанням між клієнтами). У цій роботі розглянемо лише режим Hot-spot.

*Аналіз механізмів захисту в бездротових мережах Wi-Fi.* Під час використання будь-якого механізму захисту в мережах Wi-Fi існує певна послідовність роботи:

1. Клієнт дізнається про наявність бездротової мережі та її параметри.

2. Відбувається процес автентифікації клієнта та його асоціація (процес виділення ресурсів ТД для створення нової сесії, синхронізації з клієнтом та виділення йому відповідного ідентифікатора асоціації) з конкретною точкою доступу, після чого він стає учасником мережі.

3. Обмін інформацією між учасниками мережі відбувається з використанням механізмів криптографічного захисту (шифрування інформації).

Тобто для захисту бездротової мережі використовують два основних механізми: автентифікації та шифрування.

*Механізми автентифікації.* У мережах Wi-Fi можуть використовуватись такі типи автентифікації:

- відкритих систем (Open System authentication);
- із загальним ключем (Shared Key authentication);
- на основі стандарту IEEE 802.1X;
- на основі попередньо встановлених ключів (Pre-Shared key, PSK).

*Автентифікація 802.11.* Першим стандартом, який був розроблений для захисту мереж Wi-Fi, був стандарт IEEE 802.11 [10] під назвою WEP (Wired Equivalent Privacy – протокол безпеки бездротових локальних мереж). Ця версія стандарту передбачала два методи автентифікації: автентифікація відкритих систем та автентифікація із загальним ключем.

Автентифікація відкритих систем – метод автентифікації за замовчуванням. Цей метод також називають «відкрита», або «нульова» автентифікація. Він фактично не є механізмом автентифікації й не забезпечує ніякої перевірки. Автентифікація відбувається шляхом обміну двома повідомленнями у відкритому вигляді. Перше повідомлення – це запит автентифікації від клієнта. Друге повідомлення – це підтвердження автентифікації від ТД.

Автентифікація із загальним ключем (рис. 2) використовує криптографічні механізми (шифрування повідомлень автентифікації), але буде вдалою лише за умови використання однакових ключів WEP клієнтом та ТД.

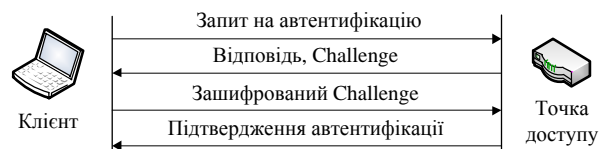


Рис. 2. Обмін повідомленнями Shared Key Authentication

Fig. 2. Messaging Shared Key Authentication

Автентифікація із загальним ключем за стандартом IEEE 802.11 легко може бути пройдена зловмисником. Знаючи Challenge і зашифрований Challenge, зловмисник може виконати над

## АВТОМАТИЗОВАНІ ТА ТЕЛЕМАТИЧНІ СИСТЕМИ НА ТРАНСПОРТІ

ними операцію XOR та отримати ключовий потік. Використавши відомий ключовий потік, він зможе пройти автентифікацію.

Наступним кроком, що поліпшує процес автентифікації із загальним ключем, став стандарт IEEE 802.1X [12], який використовують у мережах високої безпеки (Robust Security Network, RSN) для взаємної автентифікації точки доступу та клієнта.

За стандартом виділено три ролі для учасників автентифікації:

- клієнт (Supplicant);
- автентифікатор (Authenticator);
- сервер автентифікації (Authentication, Authorization and Accounting, AAA).

Для передачі всієї інформації, необхідної для автентифікації, використовують протокол Extensible Authentication Protocol (EAP), який описано в RFC 3748.

Відповідно до [12], сервер автентифікації перевіряє справжність клієнта й інформує ТД про дозвіл або заборону надання доступу клієнту до мережі. У ході перевірки сервер передає клієнту унікальний ідентифікатор сесії (Master Session Key, MSK). На його основі станція та сервер генерують секрет РМК (Pairwise Master Key). Сервер передає РМК точці доступу.

Генерація парних ключів між ТД та станцією є останньою фазою автентифікації 802.1X, її називають «чотиристороннє рукошестискання» (4-Way Handshake).

У результаті вдалого виконання цієї фази клієнт та точка доступу формують парний тимчасовий ключ (Pairwise Transient Key, РТК) та груповий тимчасовий ключ (Group Temporary Key, ГТК).

Для захисту від модифікації даних під час обміну в процедурі «чотиристороннього рукошестискання» використовується механізм криптографічного підпису, який отримав назву МІС (Message Integrity Check).

Існує атака на чотиристороннє рукошестискання KRACK (Key Reinstallation Attack), яку відкрили в 2016 році Метью Ванхоф (Mathy Vanhoef) та Френк Піссен (Frank Piessens). Атака описана у [21]. У сценарії KRACK зломисник повинен зайняти позицію посередника між клієнтом та ТД та перебувати в межах цільової мережі (Online).

Атака досить складна, її важко виконувати в реальних умовах. Загрозу атака містить лише за автентифікації PSK. Упровадження захисту від атаки залежить від рішення конкретних розробників.

*Автентифікація на основі попередньо встановлених ключів.* У стандарті 802.11i передбачений спеціальний режим для невеликих мереж, де не використовується сервер автентифікації. У разі застосування цього режиму взаємна автентифікація станції й мережі здійснюється за допомогою попередньо встановлених ключів (Pre-Shared key, PSK);

У цьому методі автентифікація проходить між станцією та ТД. З обох сторін має бути встановлена парольна фраза (PassPhrase). Секрет PSK формується на основі паролльної фрази та ідентифікатора точки доступу (Service Set Identifier – SSID).

Цей метод автентифікації вразливий до атаки KRACK. Треба зазначити, що вплив атаки KRACK на мережі з автентифікацією PSK більш руйнівний, ніж на мережі з автентифікацією 802.1X, де для кожної сесії оновлюється комплект секретних ключів [11].

Головний недолік методу PSK полягає в тому, що парольна фраза однакова для всіх пристроїв. Отже, її розкриття дозволяє зломиснику маніпулювати всією інформацією, що циркулює в бездротовій мережі. Через це з'являється можливість атаки на парольну фразу.

Інший варіант цієї атаки – атака на параметр РМК Identifier (РМКІD) – описаний у [10]. Для протидії цій атаці достатньо використовувати складний пароль (більше 15 символів зламати майже неможливо).

*Швидкий перехід BSS.* Швидкий перехід BSS також відомий як швидкий роумінг. Цей тип автентифікації описаний у стандарті IEEE 802.11r–2008. Його створено для перемикання мобільного клієнтського пристрою між точками доступу в межах однієї ESS без втрати з'єднання з мережею.

Стандарт IEEE 802.11r Fast BSS Transition (FT) дозволяє пришвидшити повторне під'єднання. Матеріал для формування РТК передається елементом Fast Transition Information Element (FTIE) всередині кадрів ав-

## АВТОМАТИЗОВАНІ ТА ТЕЛЕМАТИЧНІ СИСТЕМИ НА ТРАНСПОРТІ

тентифікації й повторної асоціації стандарту 802.11.

Існує різновид атаки KRACK на автентифікацію 802.11r [21]. При цьому зловмиснику не потрібно займати позицію посередника.

*Автентифікація з використанням пароля.* У найбільш сучасному стандарті захисту бездротових мереж WPA3 використовують метод автентифікації, який має назву SAE (Simultaneous Authentication of Equals – одночасна автентифікація рівних). Цей метод базується на протоколі узгодження ключів Діффі–Геллмана (Diffie–Hellman). На відміну від інших протоколів автентифікації, у SAE сторони обміну є рівними. Теоретично кожна сторона може ініціювати протокол. На відміну від послідовного обміну повідомленнями PSK автентифікації, цей метод унеможливує виконання атаки типу KRACK.

Процес автентифікації SAE наведено на рис. 3.

Протокол SAE має такі властивості:

- учасники взаємодії отримують ключ РМК;
- зловмисник не в змозі визначити пароль, або РМК, спостерігаючи за обміном або втручаючись у процес;

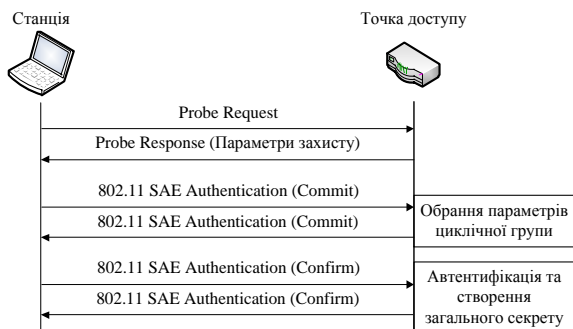


Рис. 3. Процес автентифікації SAE

Fig. 3. SAE authentication process

– зловмисник не в змозі зробити більше ніж одну здогадку про пароль за атаку. Це означає, що зловмисник не може зібрати дані, а потім в автоматичному режимі підбирати пароль за словником;

– розкриття РМК сесії не надає жодних переваг зловмиснику, який намагається визначити пароль, або РМК, від будь-якої іншої сесії.

Дослідники Метью Ванхоф та Еял Ронен (Eyal Ronen) виявили ряд недоліків у новій технології. Ці недоліки отримали загальну назву Dragonblood. Інформація про них була опублікована в 2019 році [22]. Wi-Fi Alliance розробили рекомендації [24] для протидії знайденим уразливостям. Розробники запропонували такі атаки:

- пониження рівня захисту й атака за словником;
- пониження рівня захисту групи;
- атака сторонніми каналами (side-channel) на основі часових затримок;
- атака сторонніми каналами на основі кеш-пам'яті;
- атака відмови в доступі.

*Механізми гарантування безпеки інформаційного обміну.* У початковій версії стандарту 802.11 [10] (Wired Equivalent Privacy – WEP) запропоновано два режими роботи: без шифрування та з використанням протоколу шифрування WEP.

Визначено дві версії протоколу: WEP–40 і WEP–104. Різниця була в довжині ключа: 40 і 104 біт відповідно. Разом із ключем використовується вектор ініціалізації (Initialization vector, IV) розміром 24 біти. Його можна встановити до чотирьох ключів.

В основі шифрування лежить потоковий шифр RC4 (Rivest cipher).

Перша серйозна вразливість шифру RC4 опублікована ще в 2001 році [7] Флурером (Fluhrer S.), Мантіном (Mantin I.) і Шаміром (Shamir A.). На основі вразливості створена атака [18].

Далі було розроблено ще велику кількість атак на цей протокол, наприклад, [6, 20].

WEP має безліч слабких місць:

- слабкий механізм автентифікації;
- некриптографічний механізм перевірки цілісності;
- відсутній механізм захисту від повторів (replay);
- мала розрядність секрету (ключа) й вектора ініціалізації;
- секрет використовується як ключ шифрування напряму;
- відсутній механізм керування ключами;
- вразливий алгоритм шифрування.

## АВТОМАТИЗОВАНІ ТА ТЕЛЕМАТИЧНІ СИСТЕМИ НА ТРАНСПОРТІ

У наш час злам захисту WEP виконують протягом однієї хвилини [19], і використання цього протоколу еквівалентне незахищеній мережі.

Розуміючи важливість гарантування безпеки в бездротових мережах, у 2000 році об'єднання Wi-Fi Alliance розпочало програму сертифікації, яка мала би визначити вимоги до безпеки в мережах Wi-Fi. У 2003 році Wi-Fi Alliance представляє програму сертифікації WPA – Wi-Fi Protected Access. Серед нововведень були такі:

- нові методи автентифікації RSN: IEEE 802.1X, PSK;
- новий протокол для шифрування TKIP;
- ієрархії парних та групових ключів.

TKIP (Temporal Key Integrity Check – протокол цілісності тимчасового ключа) розроблений для посилення захисту пристроїв, апаратна частина яких підтримує лише протокол WEP. Посилює протокол WEP за рахунок використання криптографічного механізму гарантування цілісності даних MIC, а також перемішування ключових даних під час створення ключа шифрування.

Поява WPA не змогла повноцінно захистити мережу від вразливостей, знайдених у протоколі WEP, проте захист став більш надійним і змусив шукати нові підходи для проведення атак.

У 2008 році Мартін Бек (Martin Beck) та Ерік Тьюз (Erik Tewes) знайшли спосіб нападу на WPA [19]. Атака використовує слабкі місця протоколу TKIP для розшифрування пакетів протоколу ARP (Address Resolution Protocol) та введення додаткового трафіка в мережу. Це дозволяє виконувати атаки типу «відмова в доступі» (Denial of Service, DoS), або «отруєння ARP» (ARP-poisoning). Пакети ARP обрані через прогнозованість значення більшості їх полів.

Атака потребує багато часу. Інструмент для виконання атаки – Aircracking. Для захисту достатньо встановити час оновлення ключа РТК менше 15 хвилин.

У 2014 році дослідники виявили у стандарті WPA вразливість Hole196 (ключовий потік RC4 значною мірою залежний від значення двох молодших байт TSC) і запропонували статис-

тичну атаку [15]. Вразливість Hole196 дозволяє розшифрувати весь трафік користувача, який надсилається від клієнта до шлюзу мережі.

Для захисту можна використати: клієнтські системи виявлення атак; ізоляцію клієнтів; сегментацію (точка доступу створює окремі BSS для різних користувачів).

Підсумуємо позитивні зміни, надані стандартом WPA:

- набагато краще захищені механізми автентифікації;
- криптографічний алгоритм перевірки цілісності Michael;
- для захисту від повторення кадрів використовується лічильник TSC;
- визначено ієрархії парних та групових ключів;
- визначено механізм керування ключами.

Підсумуємо недоліки:

- використовується вразливий метод шифрування RC4;
- алгоритм перевірки цілісності Michael має вади, які дозволяють дізнатися ключ автентифікації даних;
- механізми автентифікації 802.1X та PSK мають недоліки, які можуть бути використані для розкриття ключів;
- протокол TKIP вразливий до наслідків атаки KRACK;
- стандарт IEEE 802.11i має концептуальну вразливість Hole196.

У 2004 році був ратифікований стандарт IEEE 802.11i [8] (WPA2). У ньому впроваджені нововведення, які майже цілком усунули вразливості протоколу WEP. Стандарт WPA2 використовує протоколи автентифікації 802.1X та PSK.

Основним нововведенням став новий протокол шифрування CCMP (Counter Mode with Cipher Block Chaining Message Authentication Code Protocol – протокол блочного шифрування з кодом автентичності повідомлення MAC і режимом зчеплення блоків і лічильника). Як блоковий шифр використовується шифр AES (Advantes Encrypt Standard) – стандарт блокового шифрування, який використовує вхідні блоки розміром 128 біт та ключі шифрування довжиною 128, 192 та 256 біт. У [13] офіційно доведено високу захищеність протоколу CCMP.

## АВТОМАТИЗОВАНІ ТА ТЕЛЕМАТИЧНІ СИСТЕМИ НА ТРАНСПОРТІ

Згідно з [8], протокол CCMP регламентує використання нового ключа шифрування для кожної сесії та унікальні дані (Nonce) для кожного кадру. Для цього застосовують лічильник пакетів (Packet Number, PN). PN має розмір 48 біт і забезпечує захист від атаки повторення.

У 2014 році із впровадженням стандарту IEEE 802.11ac з'явилася потреба в більш швидкому протоколі шифрування. Це протокол GCMP, який заснований на використанні режиму GCM (Galois Counter Mode) шифру AES. На відміну від режиму CCM, який визнано стійким, режим GCM, навпаки, визнають досить слабким та ненадійним [9].

Програма сертифікації WPA2 витіснила вразливості, які були знайдені в протоколах шифрування WEP та TKIP, однак залишилася вразливою до атак проти методів автентифікації 802.1X та PSK. Актуальною є вразливість Hole196, оскільки це фундаментальна вразливість усього стандарту 802.11i. Використання механізму WPS надзвичайно послаблює захищеність мережі. Актуальною залишається й атака KRACK. Її вплив на можливості зловмисника за використання протоколу CCMP мінімальний, проте GCMP дуже вразливий до цієї атаки.

Незважаючи на всі виявлені вразливості, розробники активно створюють рекомендації щодо їх нейтралізації. Мережу, захищену за стандартом WPA2, можливо налаштувати таким чином, щоб гарантувати високий рівень безпеки для користувачів.

Підсумуємо позитивні зміни, надані стандартом WPA2:

- захищений алгоритм блочного шифрування CCMP;
- надійний механізм підтвердження автентичності даних.

Підсумуємо недоліки:

- механізми автентифікації 802.1X та PSK мають недоліки, які можуть бути використані для розкриття ключів;
- протокол GCMP має вади і вразливий до наслідків атаки KRACK;
- стандарт IEEE 802.11i має концептуальну вразливість Hole196.

*Новітні методи захисту.* Вразливості та можливі атаки, які накопичилися з моменту

появи стандарту WPA2, змусили об'єднання Wi-Fi Alliance приступити до розробки серії нових стандартів сертифікації. Анонс нових стандартів відбувся у 2018 році. Серед нововведень можна виділити такі:

- WPA3–Personal для автентифікації використовує протокол SAE замість 4-стороннього рукоштовування;
- WPA3–Enterprise використовує протоколи EAP зі збільшеними ключами шифрування (еквівалент 192-бітної безпеки);
- програма сертифікації відкритих мереж Wi-Fi Enhanced Open (WEO);
- метод спрощеного під'єднання до мережі Wi-Fi Easy Connect (WEC);
- захист кадрів управління Management Frame Protection (MPF).

Програма сертифікації WEO описана у [23] і має замінити публічні мережі Wi-Fi, у яких вся інформація шифрувалася відомим усім ключем, та відкриті мережі, де шифрування відсутнє. Стандарт WEO використовує механізм Opportunistic Wireless Encryption (OWE), який описаний у документі RFC 8110. Під'єднання до мережі за протоколом OWE наведено на рис. 4.

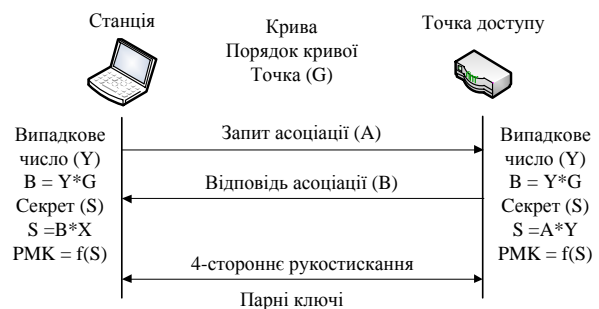


Рис. 4. Під'єднання до мережі за протоколом OWE

Fig. 4. OWE network connection

Під час використання режиму OWE користувач не повинен вводити пароль. Створення ключів відбувається за алгоритмом Діффі–Геллмана на основі еліптичних кривих. Протокол реалізує механізм автентифікації, який не дозволяє виконати атаку MITM (Man In The Middle – людина посередині) під час приєднання клієнта до мережі й отримувати доступ до всього трафіка, який проходить між клієнтом і ТД.

## АВТОМАТИЗОВАНІ ТА ТЕЛЕМАТИЧНІ СИСТЕМИ НА ТРАНСПОРТІ

Стандарт WEO не є частиною WPA3, проте знайшов широку підтримку серед розробників бездротового забезпечення.

На заміну мережам WPA2–Personal, заснованим на вразливій автентифікації PSK, у мережах WPA3–Personal використовується механізм автентифікації SAE. Він призначений прибирати всі вразливості, знайдені в 4-сторонніх рукописних автентифікації PSK, і повинен гарантувати високий рівень захищеності навіть за використання слабкого пароля [25]. Режим WPA3–Personal уже активно впроваджують розробники у сфері бездротових мереж. Загалом стандарт сертифікації WPA3–Personal надає користувачам такі можливості:

- дозволяє встановлювати легкі паролі, які легше запам'ятати;
- забезпечує посиленій захист без зміни способу під'єднання користувача до мережі (на стороні інтерфейсу користувача);
- механізм perfect forward secrecy, який гарантує, що навіть якщо ключ буде скомпрометовано, зловмисник не зможе розшифрувати дані, які були передані раніше.

У WPA3–Enterprise, згідно з [25], застосовують рекомендації Commercial National Security Algorithms (CNSA), що означає гарантування еквівалента 192-бітної безпеки на етапі автентифікації. Повноцінна реалізація та впровадження WPA3–Enterprise планується протягом кількох років. Цей режим, порівняно з WPA2–Enterprise, передбачає такі зміни:

- шифрування (використовується протокол GCMP–256);
- встановлення та автентифікація ключів (використовується еліптична крива Діффі–Геллмана (Elliptic Curve Diffie–Hellman, ECDH) та алгоритм підпису на еліптичних кривих (Elliptic Curve Digital Signature Algorithm, ECDSA) з використанням 384-бітної еліптичної кривої);
- захист кадрів управління MFP (використовується 256-розрядний Broadcast/Multicast Integrity Protocol Galois Message Authentication Code (BIP–GMAC–256), що запобігає маніпуляціям із кадрами управління).

Основні виявлені на цей момент вразливості пов'язані з протоколом автентифікації SAE.

Незважаючи на виявлені вразливості, стан-

дарт WPA3 має суттєво підняти рівень захищеності в мережах із режимом Enterprise. Поліпшення в мережах із режимом Personal досить двоякі, через виявлення слабкостей протоколу SAE.

Підсумуємо позитивні зміни, надані стандартом WPA3:

- підвищена розрядність ключів шифрування для режиму WPA3–Enterprise;
- новий метод автентифікації SAE вирішив проблеми, які були актуальними для автентифікації PSK;
- кадри управління отримали додатковий механізм захисту.

Підсумуємо недоліки:

- метод автентифікації SAE має ряд вразливостей, які повинні бути виправлені конкретними розробниками;
- багато корисних технологій та ідей винесено в окремі стандарти.

*Демонстраційна програма.* Для забезпечення наочного демонстрування механізму найбільш розповсюджених атак на мережу Wi–Fi було розроблено демонстраційну програму [5], яка дає змогу моделювати атаки. Для цього в програмі обрано стандарт сертифікації WPA2 з механізмом автентифікації PSK та механізмом криптографічного захисту CCMP–128. Для демонстрації в програмі обрано такі атаки: атаку на пароль на етапі 4-стороннього рукописного рукописного захисту на основі параметру PMKID та атаку KRACK.

У процесі моделювання надається можливість користуватися механізмами захисту стандарту WPA2. Користувач може переконатися, що його помилкові дії, наприклад, вибір невдалого пароля, дають змогу зловмиснику провести вдалу атаку. У той же час програма демонструє, що за умови правильних дій користувача атаці зловмисника запобігають засобами стандарту захисту.

## Результати

У результаті аналізу ряду літературних джерел було порівняно стандарти захисту мережі Wi–Fi, показано можливі типи атак на ці стандарти, засоби, які допомагають зменшити ризики цих атак, розроблено рекомендації щодо використання стандартів під час експлуатації ме-

## АВТОМАТИЗОВАНІ ТА ТЕЛЕМАТИЧНІ СИСТЕМИ НА ТРАНСПОРТІ

реж Wi-Fi. Порівняння стандартів захисту мереж Wi-Fi наведено в табл. 1.

Розроблено імітаційну програмну модель атак на засоби захисту бездротової мережі Wi-Fi, яка дозволяє продемонструвати можливість атак за умови помилок користувача та запобігання атакам за умови правильних дій користувача.

### Наукова новизна та практична значимість

Проведено порівняння стандартів захисту бездротової мережі Wi-Fi, включаючи найбільш сучасні механізми захисту цих стандартів. Проаналізовано атаки на механізми захисту мережі Wi-Fi та механізми протидії цим атакам. В оригінальній програмній моделі показано, як помилкові дії користувача допомагають зловмиснику подолати сучасні механізми захисту.

Рекомендації щодо використання окремих засобів захисту бездротових мереж Wi-Fi можуть бути використані під час побудови системи захисту окремих елементів автоматизованих систем залізничного транспорту. Демонстраційна модель атаки на мережу Wi-Fi може бути використана в навчальному процесі для підготовки фахівців у галузі кібербезпеки.

### Висновки

Мережі Wi-Fi є перспективними для їх застосування в автоматизованих системах залізничного транспорту. Проаналізовано стандарти механізмів захисту, які використовуються в мережах Wi-Fi на різних етапах роботи, їх вразливості та наявні методики атак. Загальновідомо, що перший стандарт захисту WEP (IEEE 802.11) має багато вразливостей і не може бути рекомендований для застосування. Щодо сімейства стандартів WPA зроблено такі висновки:

Таблиця 1

### Порівняння стандартів захисту мереж Wi-Fi

Table 1

#### Comparison of Wi-Fi protection standards

	WEP	WPA	WPA2	WPA3
Загальний опис	Перший протокол захисту мереж Wi-Fi	Посилення захисту без заміни обладнання. Нові протоколи автентифікації	Новий протокол шифрування	Посилення ключів. Заміна протоколу автентифікації PSK
На якому документі засновано	IEEE 802.11–1997	Початкова версія IEEE 802.11i	IEEE 802.11i–2004	WPA3 Specification Version 1.0
Автентифікація	Open system Shared key	Enterprise – 802.1X Personal – PSK	Enterprise – 802.1X Personal – PSK	Enterprise – 802.1X Personal – SAE
Шифрування	Шифр RC4	TKIP (шифр RC4)	CCMP / GCMP (шифр AES)	CCMP / GCMP (шифр AES)
Ключ шифрування, біт	64 / 128	128	128 / 256	128 / 256
Захист цілісності (автентичності) даних	CRC–32 (32 біт)	Michael (64 біт)	CBC-MAC (64 / 128 біт) / GCM (128 біт)	CBC-MAC (64 / 128 біт) / GCM (128 біт)

## АВТОМАТИЗОВАНІ ТА ТЕЛЕМАТИЧНІ СИСТЕМИ НА ТРАНСПОРТІ

Продовження табл. 1  
Continuation of Table 1

	WEP	WPA	WPA2	WPA3
Захист цілісності (автентичності) даних	CRC–32 (32 біт)	Michael (64 біт)	CBC-MAC (64 / 128 біт) / GCM (128 біт)	CBC-MAC (64 / 128 біт) / GCM (128 біт)
Додатковий захист керуючих кадрів	–	Management Frame Protection (не обов'язково)	Management Frame Protection (не обов'язково)	Management Frame Protection
Управління ключами	–	802.1X / 4-way handshake	802.1X / 4-way handshake	802.1X / SAE
Захист від атак повторення (reply)	–	Лічильник послідовності транзакцій (48 біт)	Номер пакета (48 біт)	Номер пакета (48 біт)
Можливі атаки	Відновлення ключа; атака фрагментації; Chop–Chop; DoS	Бека і Тьюза; Охігаші і Морі; KRACK; підбір пароля за словником; Hole196; DoS	KRACK; підбір пароля за словником; Hole196; DoS	Пониження до WPA2; пониження групи сторонніми каналами; DoS
Рівень безпеки	Не захищено	Слабкий / Середній	Середній / Високий	Високий

1. Кожний стандарт безпеки Wi-Fi визначає ряд компонентів захисту: протоколи автентифікації та їх параметри, протоколи шифрування та їх параметри, додаткові механізми забезпечення безпеки. Саме на захищеності вказаних компонентів може бути визначена захищеність самого стандарту.

2. Стандарт WPA (WPA1) регламентує використання протоколу автентифікації IEEE 802.1X із сервером автентифікації й спрощеного режиму PSK. Протокол 802.1X, за використання ненадійних протоколів сімейства EAP (LEAP, EAP-FAST), уразливий до крадіжки пароля. Протокол PSK уразливий до декількох типів атак на пароль та атак перевстановлення ключа KRACK, яка дозволяє розшифровувати й підірвати пакети в мережі.

3. Від атак на режим PSK протоколу WPA можна захиститися за допомогою надійного пароля й програмно-технічних засобів, у яких застосовані рекомендації розробників IEEE 802.11 (Wi-Fi) з нейтралізації атаки KRACK.

4. Для шифрування стандарт WPA визначає протокол TKIP, який є надбудовою над уразливим потоковим шифром WEP. TKIP забезпечує

криптографічний захист цілісності повідомлень за алгоритмом Michael. Алгоритм уразливий, що дозволяє роздобути ключ підпису даних і підірвати повідомлення. Повноцінного захисту від уразливостей протоколу TKIP досягти не можна.

5. Стандарт WPA2 використовує протоколи автентифікації, аналогічні WPA, а також успадковує всі супутні вразливості. Стандарт регламентує використання блокових протоколів шифрування CCMP і GCMP. Кожний із протоколів забезпечує захист цілісності повідомлень і надійне шифрування. Багато дослідників указують на потенційні слабості протоколу GCMP. Використання атаки KRACK дозволяє реалізувати ці слабості, що веде до розкриття інформації, підірвання повідомлень.

6. Стандарт WPA3 регламентує використання механізму захисту кадрів керування, який раніше не був обов'язковим, що приводило до можливості маніпуляції зловмисником діями учасників мережі. Режим автентифікації PSK може бути замінений на автентифікацію SAE. Протокол SAE дозволяє забезпечити високий рівень захищеності навіть за слабких паролів,

## АВТОМАТИЗОВАНІ ТА ТЕЛЕМАТИЧНІ СИСТЕМИ НА ТРАНСПОРТІ

а також запобігає вразливостям режиму PSK. Дослідники виявили ряд уразливостей цього протоколу (Dragonblood), однак усі ці вразливості не критичні.

7. У протоколі SAE змінений підхід до генерації парних тимчасових ключів. Замість використання функцій кешування в SAE використовується криптографія на еліптичних кривих. Для захисту автентифікації стандарт 802.1X регламентує використання лише таких реалізацій протоколу EAP, криптостійкість яких еквівалентна 192-бітному захисту.

8. Спочатку в стандарт WPA3 планували включити ряд корисних нововведень, наприклад: заміна автентифікації PSK на SAE, захист

кадрів керування, заміна вразливого WPS, збільшення розміру ключів шифрування й посилений захист у відкритих мережах. У робочій специфікації більшість обіцяних функцій стали необов'язковими або були випущені як окремі стандарти, не пов'язані з WPA3.

9. У ході аналізу визначено, що новий стандарт WPA3 дозволить підвищити рівень захисту мереж Wi-Fi, але не дає можливості гарантувати повноцінну безпеку у зв'язку з необов'язковістю застосування декількох важливих поліпшень. Рівень безпеки буде варіюватися залежно від реалізації конкретного виробника.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Баранова Е. А., Зарешин С. В. Анализ защищенности беспроводных клиентов. *Современные информационные технологии и ИТ-образование*. 2018. Т. 14, № 4. С. 938–946. DOI: <https://doi.org/10.25559/SITITO.14.201804.938-946>
2. Интеллектуальная сеть Wi-Fi для транспортных систем. URL: <https://deps.ua/system-integration/wireless-solutions/wi-fi/transport.html> (дата звернення: 15.05.2020).
3. Куприяновский В. П., Суконников Г. В., Синягов С. А., Намиот Д. Е., Евтушенко С. Н., Федорова Н. О. Интернет цифровой железной дороги. *International Journal of Open Information Technologies*. 2016. Vol. 4, № 12. С. 53–68.
4. Морозов А. В., Шахов В. Г. Анализ безопасности доступа беспроводных сетей по технологии wi-fi, применяемой в объектах инфраструктуры железнодорожного транспорта. *Известия Транссиба*. 2014. № 3 (19). С. 92–96.
5. Педенко І. О. *Дослідження і розробка демонстраційної програми захисту бездротових мереж : дипломна робота*. Дніпро, 2019. 130 с.
6. Bittau A., Handley M., Lackey J. The Final Nail in WEP's Coffin. *2006 IEEE Symposium on Security and Privacy* (Berkeley/Oakland, 21–24 May 2006). Oakland, 2006. P. 386–400. DOI: <https://doi.org/10.1109/SP.2006.40>
7. Fluhrer S., Mantin I., Shamir A. *Weaknesses in the Key Scheduling Algorithm of RC4*. Lecture Notes in Computer Science. 2001. Vol. 2295. P. 1–24. DOI: [https://doi.org/10.1007/3-540-45537-X\\_1](https://doi.org/10.1007/3-540-45537-X_1)
8. Frankel S., Eydt B., Owens L., Kent K. *Establishing Wireless Robust Security Networks : A Guide to IEEE 802.11i*. Gaithersburg, 2006. 156 p.
9. Gueron S., Krasnov V. The Fragility of AES-GCM Authentication Algorithm. *2014 11th International Conference on Information Technology : New Generations*. (Las Vegas, 7–9 April 2014). Nevada, 2014. P. 333–337. DOI: <https://doi.org/10.1109/ITNG.2014.31>
10. IEEE 802.11-1999 – IEEE Standard for Information Technology – Telecommunications and information exchange between systems – Local and Metropolitan Area networks – Specific requirements – Part 11 : Wireless LAN Medium Access Control (MAC) and Physical Layer (PHY) specifications. URL: [https://standards.ieee.org/standard/802\\_11-1999.html#Additional](https://standards.ieee.org/standard/802_11-1999.html#Additional)
11. IEEE 802.11ah-2016 – IEEE Standard for Information technology – Telecommunications and information exchange between systems – Local and metropolitan area networks – Specific requirements – Part 11 : Wireless LAN Medium Access Control (MAC) and Physical Layer (PHY) Specifications Amendment 2 : Sub 1 GHz License Exempt Operation. DOI: <https://doi.org/10.1109/IEEESTD.2017.7920364>. URL: <https://ieeexplore.ieee.org/document/7920364>
12. 802.1X-2010 – IEEE Standard for Local and metropolitan area networks – Port-Based Network Access Control. URL: [https://standards.ieee.org/standard/802\\_1X-2010.html](https://standards.ieee.org/standard/802_1X-2010.html)
13. Jonsson J. On the Security of CTR + CBC-MAC. *Lecture Notes in Computer Science*. 2003. Vol. 2595. P. 76–93. DOI: [https://doi.org/10.1007/3-540-36492-7\\_7](https://doi.org/10.1007/3-540-36492-7_7)

## АВТОМАТИЗОВАНІ ТА ТЕЛЕМАТИЧНІ СИСТЕМИ НА ТРАНСПОРТІ

14. Pakhomova V. M., Nazarova D. I. Organizing Wireless Network at Marshalling Yards Using the Bee Method. *Наука та прогрес транспорту*. 2020. № 2 (86). P. 60–73. DOI: <https://doi.org/10.15802/stp2020/204005>
15. Paterson K. G., Poettering B., Schuldt J. C. N. Plaintext Recovery Attacks Against WPA/TKIP. *Lecture Notes in Computer Science*. 2015. Vol. 8540. P. 325–349. DOI: [https://doi.org/10.1007/978-3-662-46706-0\\_17](https://doi.org/10.1007/978-3-662-46706-0_17)
16. Positive Train Control (PTC) : Overview and Policy Issues. Congressional Research Service. URL: <https://crsreports.congress.gov> (дата звернення: 15.05.2020).
17. Steube J. New attack on WPA/WPA<sub>2</sub> using PMKID. *Hashcat : website*. URL: <https://hashcat.net/forum/thread-7717.html> (дата звернення: 15.05.2020).
18. Stubblefield A., Ioannidis J., Rubin A. D. *Using the Fluhrer, Mantin, and Shamir Attack to Break WEP*. URL: <http://citeseerx.ist.psu.edu/viewdoc/download?doi=10.1.1.16.2068&rep=rep1&type=pdf> (дата звернення: 15.05.2020).
19. Tews E., Beck M. Practical attacks against WEP and WPA. *Proceedings of the second ACM conference on Wireless network security – WiSec '09* (Zurich, March 2009). Zurich, 2009. P. 79–86. DOI: <https://doi.org/10.1145/1514274.1514286>
20. Tews E., Weinmann R.-P., Pyshkin A. Breaking 104 BIT WEP in Less Than 60 Seconds. *Lecture Notes in Computer Science*. 2007. Vol. 4867. P. 188–202. DOI: [https://doi.org/10.1007/978-3-540-77535-5\\_14](https://doi.org/10.1007/978-3-540-77535-5_14)
21. Vanhoef M., Piessens F. Key Reinstallation Attacks : Forcing Nonce Reuse in WPA<sub>2</sub>. *CCS '17: Proceedings of the 2017 ACM SIGSAC Conference on Computer and Communications Security* (Dallas, October 2017). Dallas, 2017. P. 1313–1328. DOI: <https://doi.org/10.1145/3133956.3134027>
22. Vanhoef M., Ronen E. Dragonblood : Analyzing the Dragonfly Handshake of WPA3 and EAP-pwd. *2020 IEEE Symposium on Security and Privacy (SP)* (San Francisco, 18–21 May 2020). San Francisco, 2020. P. 517–533. DOI: <https://doi.org/10.1109/sp40000.2020.00031>
23. Wi-Fi CERTIFIED Enhanced Open delivers data protection in open Wi-Fi networks : web-site. URL: <https://cutt.ly/9fRxxoT> (дата звернення: 15.05.2020).
24. WPA3 Security Considerations. *Wi-Fi Alliance*. 2019. P. 1–7.
25. WPA3 Specification Version 1.0. *Wi-Fi Alliance*. 2018. P. 1–7.

И. В. ЖУКОВИЦКИЙ<sup>1\*</sup>, И. А. ПЕДЕНКО<sup>2\*</sup>

<sup>1\*</sup>Каф. «Электронные вычислительные машины», Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна, ул. Лазаряна, 2, Днепро, Украина, 49010, тел. +38 (056) 373 15 89, эл. почта [ivzhukl@ua.fm](mailto:ivzhukl@ua.fm), ORCID 0000-0002-3491-5976

<sup>2\*</sup>Каф. «Электронные вычислительные машины», Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна, ул. Лазаряна, 2, Днепро, Украина, 49010, тел. +38 (056) 373 15 89, эл. почта [actek98@gmail.com](mailto:actek98@gmail.com), ORCID 0000-0001-8130-2657

## АНАЛИЗ БЕЗОПАСНОСТИ БЕСПРОВОДНЫХ СЕТЕЙ WI-FI В АВТОМАТИЗИРОВАННЫХ СИСТЕМАХ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

**Цель.** В работе предусмотрено: проанализировать основные механизмы защиты, имеющиеся в беспроводных сетях Wi-Fi; показать механизмы атак на эти средства защиты; выполнить сравнительный анализ эффективности механизмов защиты, предоставить рекомендации для использования этих механизмов в автоматизированных системах железнодорожного транспорта; построить демонстрационную модель атак на средства защиты беспроводной сети Wi-Fi. **Методика.** На основании обзора значительного количества отечественных и зарубежных источников проведен сравнительный анализ механизмов защиты беспроводной сети Wi-Fi, в которых проанализированы отдельные стандарты защиты, выявлены их сильные и слабые стороны. Показаны разнообразные атаки на средства аутентификации и механизмы обеспечения безопасности информационного обмена. Для демонстрации атаки на эти средства защиты разработан алгоритм демонстрационной имитационной модели работы протокола защиты WPA2 с возможностью проведения атак на этот протокол. **Результаты.** Выполнен сравнительный анализ основных стандартов механизмов защиты беспроводной сети Wi-Fi, в частности WEP, WPA, WPA2, WPA3. Продемонстрировано разные атаки на эти стандарты. Показано преимущество и слабости отдельных механизмов средств защиты, предо-

## АВТОМАТИЗОВАНІ ТА ТЕЛЕМАТИЧНІ СИСТЕМИ НА ТРАНСПОРТІ

ставлены рекомендации для их использования. Построена демонстрационная модель атак на механизмы защиты беспроводной сети, которая показывает такие атаки, как атака на парольную фразу и атака KRACK. Для демонстрации в программе избран стандарт WPA2 с механизмом аутентификации PSK и механизмом криптографической защиты CCMP–128. **Научная новизна.** Приведен широкий спектр механизмов защиты беспроводной сети Wi-Fi, показаны возможности отдельных механизмов защиты, проведено сравнение стандартов защиты сети. В оригинальной программной модели показано, как ошибочные действия пользователя помогают злоумышленнику преодолеть современные механизмы защиты. **Практическая ценность.** Рекомендации относительно использования отдельных средств защиты беспроводных сетей Wi-Fi могут быть использованы при построении системы защиты отдельных элементов автоматизированных систем железнодорожного транспорта. Демонстрационная модель атаки на сеть Wi-Fi может быть использована в учебном процессе для подготовки специалистов в области кибербезопасности.

*Ключевые слова:* сеть Wi-Fi; стандарты защиты; безопасность; аутентификация; шифрование

I. V. ZHUKOVYTS'KYI<sup>1\*</sup>, I. A. PEDENKO<sup>2\*</sup>

<sup>1\*</sup>Dep. «Electronic Computing Machines», Dnipro National University of Railway Transport named after Academician V. Lazaryan, Lazaryana St., 2, Dnipro, Ukraine, tel. +38 (056) 373 15 89, e-mail ivzhukl@ua.fm, ORCID 0000-0002-3491-5976

<sup>2\*</sup>Dep. «Electronic Computing Machines», Dnipro National University of Railway Transport named after Academician V. Lazaryan, Lazaryana St., 2, Dnipro, Ukraine, tel. +38 (056) 373 15 89, e-mail actek98@gmail.com, ORCID 0000-0001-8130-2657

## WIRELESS WI-FI SECURITY ANALYSIS IN AUTOMATED RAILWAY SYSTEMS

**Purpose.** The article is aimed to analyze the basic security mechanisms available in Wi-Fi networks; show the mechanisms for attacking these defenses; carry out a comparative analysis of the effectiveness of protection mechanisms; provide recommendations for the use of these mechanisms in automated rail transport systems; build a demonstration model of attacks on Wi-Fi network security. **Methodology.** Based on the review of a significant number of domestic and foreign sources, a comparative analysis of the security mechanisms of the Wi-Fi network is carried out, where individual protection standards are analyzed, their strengths and weaknesses appear. A variety of attacks on authentication tools and mechanisms for ensuring the security of information exchange are shown. To demonstrate an attack on these security features, an algorithm has been developed for a demonstration simulation model of the WPA2 security protocol with the ability to attack this protocol. **Findings.** The basic standards of Wi-Fi security mechanisms have been compared. In particular, WEP, WPA, WPA2, WPA3. Different attacks on these standards have been demonstrated. The advantages and weaknesses of individual mechanisms of protective means are shown, recommendations for their use are provided. A demonstration model of attacks on wireless network protection mechanisms has been built, which demonstrates such attacks as an attack on a passphrase and a KRACK attack. To demonstrate in the program, the WPA2 standard with the PSK authentication mechanism and the cryptographic protection mechanism CCMP-128 is chosen. **Originality.** A wide range of Wi-Fi network security mechanisms is presented, the capabilities of individual security mechanisms are shown, and Wi-Fi network security standards are compared. The original software model shows how erroneous user actions help an attacker overcome modern security mechanisms. **Practical value.** Recommendations for the use of separate Wi-Fi security features can be used to build a security system for individual components of automated rail systems. A demonstration model of an attack on a Wi-Fi network can be used in a training process to train cybersecurity specialists.

*Keywords:* Wi-Fi network; security standards; security; authentication; encryption

### REFERENCES

1. Baranova, Ye. A., & Zareshin, S. V. (2018). Analiz zashchishchennosti besprovodnykh klientov. *Modern Information Technologies and IT-education*, 14(4), 938-946.  
DOI: <http://dx.doi.org/10.25559/sitito.14.201804.938-946> (in Russian)
2. Intellektualnaya set wi-fi dlya transportnykh sistem. Retrieved from <https://deps.ua/system-integration/wireless-solutions/wi-fi/transport.html> (in Russian)

## АВТОМАТИЗОВАНІ ТА ТЕЛЕМАТИЧНІ СИСТЕМИ НА ТРАНСПОРТІ

3. Kupriyanovsky, V. P., Sukonnikov, G. V., Sinyagov, S. A., Namiot, D. Ye., Evtushenko, S. N., & Fedorova, N. O. (2016). On internet of digital railway. *International journal of open information technologies*, 4(12), 53-68 (in Russian)
4. Morozov, A. V., & Shakhov, V. G. (2014). Analiz bezopasnosti dostupa besprovodnykh setey po tekhnologii wi-fi, primenyayemoy v obektakh infrastruktury zheleznodorozhnogo transporta. *Journal of transsib railway studies*, 3(19), 92-96. (in Russian)
5. Pedenko, I. O. (2019). *Doslidzhennia i rozrobka demonstratsiinoi prohramy zakhystu bezdrotovykh merezh: dyplomna robota*. Dnipro. (in Ukrainian)
6. Bittau, A., Handley, M., & Lackey, J. (2006, May). The final nail in wep's coffin. *2006 IEEE Symposium on Security and Privacy* (pp. 386-400). Oakland, USA. DOI: <https://doi.org/10.1109/sp.2006.40> (in English)
7. Fluhrer, S., Mantin, I., & Shamir, A. (2001). *Weaknesses in the key scheduling algorithm of RC4*. Lecture notes in computer science. (pp. 1-24). DOI: [https://doi.org/10.1007/3-540-45537-x\\_1](https://doi.org/10.1007/3-540-45537-x_1) (in English)
8. Frankel, S., Eydt, B., Owens, L., & Kent, K. (2006). *Establishing Wireless Robust Security Networks: A Guide to IEEE 802.11i*. Gaithersburg. (in English)
9. Gueron, S., & Krasnov, V. (2014). The Fragility of AES-GCM Authentication Algorithm. *2014 11th International Conference on Information Technology: New Generations* (pp. 333-337). Nevada, USA. DOI: <https://doi.org/10.1109/itng.2014.31> (in English)
10. IEEE 802.11-1999-IEEE Standard for Information Technology-Telecommunications and information exchange between systems-Local and metropolitan area networks-specific requirements-Part 11: Wireless LAN Medium Access Control (MAC) and Physical Layer (PHY) specifications. Retrieved from [https://standards.ieee.org/standard/802\\_11-1999.html#additional](https://standards.ieee.org/standard/802_11-1999.html#additional) (in English)
11. IEEE 802.11ah-2016-IEEE Standard for Information technology-Telecommunications and information exchange between systems-Local and metropolitan area networks-Specific requirements-Part 11: Wireless LAN Medium Access Control (MAC) and Physical Layer (PHY) Specifications Amendment 2: Sub 1 GHz License Exempt Operation. DOI: <https://doi.org/10.1109/ieeestd.2017.7920364>. Retrieved from <https://ieeexplore.ieee.org/document/7920364> (in English)
12. 802.1X-2010-IEEE Standard for Local and metropolitan area networks-Port-Based Network Access Control. Retrieved from [https://standards.ieee.org/standard/802\\_1x-2010.html](https://standards.ieee.org/standard/802_1x-2010.html) (in English)
13. Jonsson, J. (2003). On the Security of Ctr + CBC-MAC. *Lecture Notes In Computer Science*, 2595, 76-93. DOI: [https://doi.org/10.1007/3-540-36492-7\\_7](https://doi.org/10.1007/3-540-36492-7_7) (in English)
14. Pakhomova, V. M., & Nazarova, D. I. (2020). Organizing Wireless Network at Marshalling Yards Using the Bee Method. *Science and Transport Progress*, 2(86), 60-73. doi: <https://doi.org/10.15802/stp2020/204005> (in English)
15. Paterson, K. G., Poettering, B., & Schuldt, J. C. N. (2015). Plaintext Recovery Attacks Against WPA/TKIP. *Lecture Notes in Computer Science*, 8540, 325-349. DOI: [https://doi.org/10.1007/978-3-662-46706-0\\_17](https://doi.org/10.1007/978-3-662-46706-0_17) (in English)
16. Positive Train Control (PTC): Overview and Policy Issues. Congressional Research Service. Retrieved from <https://crsreports.congress.gov> (in English)
17. Steube, J. New attack on WPA/WPA<sub>2</sub> using PMKID. *Hashcat: website*. Retrieved from <https://hashcat.net/forum/thread-7717.html> (in English)
18. Stubblefield, A., Ioannidis, J., & Rubin, A. D. *Using the Fluhrer, Mantin, and Shamir Attack to Break WEP*. Retrieved from <http://citeseerx.ist.psu.edu/viewdoc/download?doi=10.1.1.16.2068&rep=rep1&type=pdf> (in English)
19. Tews, E., & Beck, M. (2009, March). Practical attacks against WEP and WPA. *Proceedings of the second ACM conference on Wireless network security-WiSec '09*. (pp. 79-86). Zurich, Switzerland. DOI: <https://doi.org/10.1145/1514274.1514286> (in English)
20. Tews, E., Weinmann, R.-P., & Pyshkin, A. (2007). Breaking 104 Bit WEP in Less Than 60 Seconds. *Lecture Notes in Computer Science*, 4867, 188-202. DOI: [https://doi.org/10.1007/978-3-540-77535-5\\_14](https://doi.org/10.1007/978-3-540-77535-5_14) (in English)
21. Vanhoef, M., & Piessens, F. (2017, October). Key Reinstallation Attacks: Forcing Nonce Reuse in WPA<sub>2</sub>. *CCS '17: Proceedings of the 2017 ACM SIGSAC Conference on Computer and Communications Security*. (pp. 1313-1328). Dallas, USA. DOI: <https://doi.org/10.1145/3133956.3134027> (in English)

АВТОМАТИЗОВАНІ ТА ТЕЛЕМАТИЧНІ СИСТЕМИ НА ТРАНСПОРТІ

---

22. Vanhoef, M., & Ronen, E. (2020, May). Dragonblood: Analyzing the Dragonfly Handshake of WPA3 and EAP-pwd. *2020 IEEE Symposium on Security and Privacy (SP)*. (pp. 517-533). San Francisco, USA.  
DOI: <https://doi.org/10.1109/sp40000.2020.00031> (in English)
23. Wi-Fi CERTIFIED Enhanced Open delivers data protection in open Wi-Fi networks [web-site]. Retrieved from <https://cutt.ly/9frxxot> (in English)
24. WPA3 Security Considerations. (2019). *Wi-Fi Alliance*, 1-7. (in English)
25. WPA3 Specification Version 1.0. (2018). *Wi-Fi Alliance*, 1-7. (in English)

Надійшла до редколегії: 02.03.2020

Прийнята до друку: 03.08.2020

# ЕЛЕКТРИЧНИЙ ТРАНСПОРТ, ЕНЕРГЕТИЧНІ СИСТЕМИ ТА КОМПЛЕКСИ

УДК 621.336.2:629.423.33

А. М. МУХА<sup>1\*</sup>, Д. В. УСТИМЕНКО<sup>2\*</sup>

<sup>1\*</sup>Каф. «Електротехніка та електромеханіка», Дніпровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна, вул. Лазаряна, 2, Дніпро, Україна, 49010, тел. +38 (056) 373 15 47, ел. пошта mukha.andrii@gmail.com, ORCID 0000-0002-5629-4058

<sup>2\*</sup>Каф. «Електротехніка та електромеханіка», Дніпровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна, вул. Лазаряна, 2, Дніпро, Україна, 49010, тел. +38 (056) 373 15 47, ел. пошта ustimenko.1979@gmail.com, ORCID 0000-0003-2984-4381

## МЕТОДИКА ОЦІНКИ НАГРІВАННЯ МІСЦЯ КОНТАКТУ КОНТАКТНОГО ПРОВОДУ ІЗ ВСТАВКОЮ СТРУМОПРИЙМАЧА

**Мета.** Основною метою нашої роботи є розробка методики оцінки температури нагрівання зони контактування контактного проводу з контактною вставкою струмоприймача (елемент контактної вставки струмоприймача, скорочено ЕКП – ЕКВС) для умов стоянки під час підготовки поїзда до рейсу з визначенням граничного струмового навантаження на цей вузол. **Методика.** Запропоновано розглядати контакт ЕКП – ЕКВС з точки зору класичної теорії електричного контакту й нагрівання однорідного тіла. **Результати.** Розглянуто особливості теплового стану вузла струмознімання ЕКП – ЕКВС в умовах підготовки електрорухомого складу до рейсу. У рамках дослідження розроблено методику оцінки температури нагрівання зони силового ковзного контакту в умовах підготовки поїзда до рейсу. Застосування методики сприятиме зменшенню кількості перепалювань контактної вставки проводу завдяки точному вибору часу прогрівання/охолодження поїзда для визначеного струму обігріву/кондиціонування в разі підготовки електрорухомого складу до рейсу. **Наукова новизна.** Установлено, що причиною перепалювань контактної вставки проводу на стоянках під час підготовки поїзда до рейсу є перевищення допустимої температури силового ковзного контакту внаслідок тривалої дії струму обігріву/кондиціонування. На відміну від стандартного підходу до встановлення тривалості обігріву поїзда, запропонована методика враховує додаткові фактори, а саме зношеність та стан контактної вставки струмоприймача. Ця методика базується на класичній теорії електричного контакту та теорії нагрівання однорідного тіла, що дозволяє досить точно оцінити тепловий стан силового ковзного контакту і є досить зручною для використання в умовах експлуатації. **Практична значимість.** Результати роботи мають практичну цінність, оскільки технологія підготовки поїзда до рейсу може бути доповнена розрахунком температури контакту ЕКП – ЕКВС відповідно до запропонованої методики. Це дозволить для конкретного поїзда в конкретних умовах застосовувати комплекс заходів із недопущення «перепалювань» контактної вставки проводу у випадку вірогідного перевищення температури допустимого значення.

*Ключові слова:* контактний провід; контактна вставка; струм обігріву; перепалювання; допустима температура; електричний контакт

### Вступ

У наземному електричному транспорті однією з найрозповсюдженіших схем передачі енергії на борт транспортного засобу є силовий

ковзний контакт. Цей тип контактів складається з контактної вставки і струмознімальних елементів, які встановлюються на полозах струмоприймачів електрорухомого складу. Умови роботи ковзного контакту є особливо

## ЕЛЕКТРИЧНИЙ ТРАНСПОРТ, ЕНЕРГЕТИЧНІ СИСТЕМИ ТА КОМПЛЕКСИ

складними й характеризуються широким діапазоном температур навколишнього середовища, наявністю опадів у вигляді дощу та снігу, ожеледиці та паморозі, загазованістю навколишнього середовища і тощо.

Проводи, які використовують для контактної мережі, під час виготовлення протягують у холодному стані, що призводить до збільшення тимчасового опору до розриву й зменшення пластичності [10]. Під час нагрівання провід втрачає ці якості і тим більше, чим вища температура і час її впливу. Втрата міцності так чи інакше пов'язана зі строком служби контактного проводу. Тому відповідно до норм [17, 20] температура проводів контактної мережі у найбільш несприятливих умовах не повинна перевищувати гранично допустимого значення.

Досить частою проблемою під час підготовки поїзда до рейсу є перепалювання контактної проводу у випадку роботи електричної системи опалення вагонів або ж їх кондиціонування. Під дією високих температур мідний контактний провід втрачає механічні властивості і як наслідок, це призводить до його перепалювання, тобто до втрати цілісності й обриву.

Подібні ситуації призводять до суттєвих затримок у графіку руху поїздів, пов'язані з небезпекою ураження електричним струмом персоналу, вимагають додаткових ресурсів для відновлення контактної мережі. У зв'язку з цим аналіз теплового стану силового ковзного контакту й розробка методики розрахунку його температури в описаних умовах є актуальним завданням. Вирішення цього питання буде сприяти зниженню кількості випадків руйнування елементів контактної мережі й дозволить підвищити надійність роботи залізничного транспорту в цілому.

### Мета

Основною метою нашої роботи є розробка методики оцінки температури нагрівання зони контактування контактної проводу з контактною вставкою струмоприймача («елемент контактної проводу – елемент контактної вставки струмоприймача», скорочено – ЕКП – ЕКВС) під час підготовки поїзда до рейсу з визначенням граничного струмового навантаження на цей вузол.

Для досягнення поставленої мети були поставлені такі задачі:

- визначити набір факторів та умов, що призводять до перепалювання контактної проводу;
- розробити методику розрахунку температури силового ковзного контакту ЕКП – ЕКВС.

### Методика

Властивості будь-якого електричного контакту визначаються величиною площі контакту, якістю контактної поверхні й контактним тиском. Відомо, що фактична площа контакту складає незначну частку видимої площі дотику, а загальна площа розпадається на безліч окремих плям ( $\alpha$ -плями). Таким чином, дискретний характер дотикання твердих тіл є основною причиною підвищеного електричного опору між поверхнями, що контактують [19, 23].

У разі передачі значних струмів через подібні системи в точці контакту виділяється значна кількість тепла, що за певних умов може представляти проблему. Проводи контактної мережі для різного типу підвісок можуть нагріватися струмом до 100...120 °С, при цьому механічні навантаження становлять від 10 до 21 кН. Короткочасний або тривалий нагрів викликає зниження міцності проводів, що призводить до значного зменшення коефіцієнта запасу міцності [23]. У роботі [6] обґрунтовано величини експлуатаційного термомеханічного навантаження на контактні дроти. Контактний провід, що піддається механічному й термічному навантаженню та зношується в процесі струмознімання, має коефіцієнт запасу 2,5. Результати досліджень [7, 23] використовують автори для визначення граничних умов навантаження для частково зношеного контактної проводу.

Для аналізу контактної пари ЕКП – ЕКВС є необхідним контроль стану контактних поверхонь, а також вимірювання їх фактичних геометричних розмірів. У роботі [30] запропоновано спосіб вимірювання, коли робочу поверхню контактної проводу захоплюють декількома камерами лінійного сканування і в режимі реального часу аналізуються локальний знос. Далі на підставі отриманої інформації проводять остаточний розрахунок зносу контактної проводу. Цей спосіб досить складний з точки зору технічної реалізації, найбільш повно він розкриває свій

## ЕЛЕКТРИЧНИЙ ТРАНСПОРТ, ЕНЕРГЕТИЧНІ СИСТЕМИ ТА КОМПЛЕКСИ

потенціал за динамічного виміру зносу контактного проводу. В умовах станції в місцях екіпірування й підготовки поїздів більш раціональним є періодичне вимірювання геометрії контактного проводу в контрольних точках. Для цього цілком можна застосувати класичні вимірювальні інструменти, наприклад, мікрометр. Такий спосіб контролю зносу контактного проводу покладено в основу запропонованого методу.

Однією з особливостей ковзного електричного контакту, утвореного контактним проводом та контактною вставкою струмоприймача, є відносно великі величини струмів за досить малих сил контактної натискання. Усе це разом призводить до виділення великої кількості тепла в контакт [13, 28], що у свою чергу викликає різного роду деградації.

У роботі [28] проведено аналіз взаємодії між пантографом і контактним проводом, у результаті було встановлено, що в процесі струмознімання температура контактної точки дуже швидко піднімається й може перевищувати гранично допустиме значення, регламентоване для контактної проводу. Результати [28] корелюються з отриманими результатами та висновками в роботі [13] під час експериментального дослідження роботи електричного контакту ЕКП – ЕКВС в статичному стані.

Сила натискання більшою мірою залежить від швидкості руху електрорухомого складу, а величина площі фактичного контакту між поверхнями контактної проводу та контактної вставки пантографа – від сили, з якою струмоприймач притискає контактну вставку до проводу. Оскільки абсолютно гладких поверхонь не існує, контакт між контактною вставкою та контактним проводом реалізується через так звані контактні містки [4], у результаті чого з'являється контактний опір, величина якого залежить від температури в контакті. Як наслідок протікання через контакт значних струмів з'являється електрична складова зносу, контактні містки плавляться, а матеріал контактної проводу втрачає міцність. Зміни контактної опору пантографа й контактної системи за різного електричного струму й нормальних сил були проаналізовані в статичному контактному стані [27, 29].

Робота [25] присвячена моделюванню контактної взаємодії між контактним проводом

і пантографом, де продемонстровано зв'язок між величиною натискання контактної вставки струмоприймача на контактний провід і величиною електричного опору цього вузла.

У ряді робіт [3, 21] показана низька термостійкість безстиківих мідних контактних проводів і втрата ними механічних властивостей уже за температур 100 °С та навантаження розтягування 11 кН/мм<sup>2</sup>. Після 250 год роботи в такому режимі відбувається часткова рекристалізація, після 500 год – деформована структура повністю рекристалізується зі зниженням міцності проводу на 30 % і зменшенням величини його поперечного перерізу.

Під час розгляду механізмів, що призводять до втрати міцності контактним проводом, практично не враховують наявність другого контакту – контактної вставки, а властивості самої вставки, безумовно, впливають на властивості міцності проводу [9]. Пошкоджена поверхня контактної вставки призводить до збільшення контактної опору, а значить – до локального перегріву контактної проводу, при цьому від тривалості перегріву залежить ступінь його знеміцнення. Тому методика повинна врахувати геометрію та якість робочої поверхні як контактної проводу, так і контактної вставки.

У роботі [24] наведені результати моделювання взаємного теплового впливу елементів електричних контактів, причому така модель може застосовуватися і для електричної тяги. Модель підтверджує теплову поведінку системи ЕКП – ЕКВС.

Відомо, що підвищення температури призводить до погіршення механічних властивостей провідникових матеріалів (рис. 1), зміна яких значною мірою залежить від тривалості нагрівання [1].

Повільне (протягом 2 год) нагрівання твердотягнутої міді (крива 2, рис. 1) призводить до різкого зменшення межі міцності на розтяг за більш низької температури, ніж під час їх короткочасного (протягом 10 сек) нагрівання (крива 1, рис. 1). Повільне нагрівання твердотягнутого мідного стрижня діаметром 50 мм (крива 3, рис. 1) призводить до його рекристалізації в зоні  $T = 200$  °С і далі до швидкого зменшення міцності до рівня міцності такого ж стрижня з м'якої міді (крива 4, рис. 1) у зоні  $T = 300$  °С.

## ЕЛЕКТРИЧНИЙ ТРАНСПОРТ, ЕНЕРГЕТИЧНІ СИСТЕМИ ТА КОМПЛЕКСИ

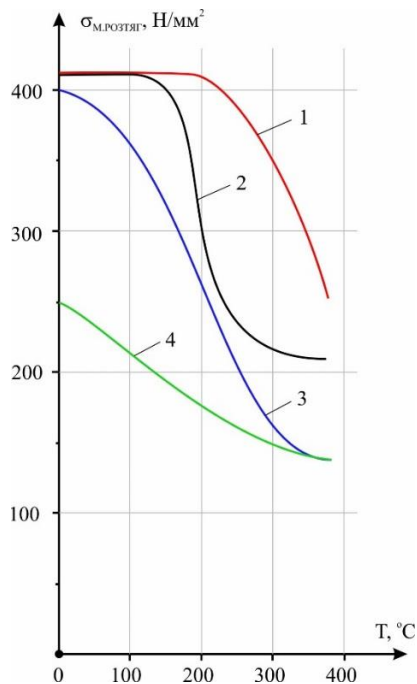


Рис. 1. Зміна механічних властивостей провідникових матеріалів залежно від температури й часу нагрівання – для твердотягнутого мідного дроту за його швидкого охолодження (1) й повільного (2) нагрівання; 3 – для твердотягнутого мідного стрижня діаметром 50 мм за повільного нагрівання; 4 – те ж для стрижня з м'якої міді

Fig. 1. Change of mechanical properties of conductive materials depending on temperature and time of heating – for a hard-drawn copper wire at its fast cooling (1) and slow (2) heating; 3 – for hard-drawn copper rod with a diameter of 50 mm with slow heating; 4 – is the same for a soft copper rod

З урахуванням вищевикладеного можна припустити, що до групи найбільшого ризику потрапляють ситуації, коли поїзд на стоянці готують до рейсу, при цьому для опалення в зимовий час або кондиціонування в літній час струмоприймач перебуває в піднятому стані. До особливостей такого режиму слід віднести: відсутність обдування місця контакту; тривале протікання струму обігріву через нерухомий контакт.

Усе це дає підстави стверджувати, що доцільним є проведення дослідження, присвяченого аналізу теплових процесів у точці контакту контактної провуду та контактної вставки струмоприймача, а також розробка методики розрахунку його теплової завантаженості саме для умов підготовки поїзда до рейсу.

Норми зимового температурного режиму в пасажирських поїздах далекого прямування складають від 18 до 20 °С, у приміських – від 11 до 13 °С. Опалення потрібно вмикати в разі, коли на вулиці температура повітря опускається нижче +10 °С [9, 17]. Для досягнення зазначених температур необхідно в разі електричного опалення вагонів під час підготовки їх до рейсу тримати струмоприймач у піднятому стані чимало часу, особливо після відстою вагонів. На пасажирських електровозах та електропоїздах постійного струму в разі живлення від струмоприймача ланцюгів електричного опалення поїзда під час стоянки тривалий струм становить 200...300 А і більше [24]. Розглянемо нагрівання контакту ЕКП – ЕКВС, через який проходить струм обігріву:

$$I_{\text{об}} = \frac{I_{\text{т}}}{k}, \quad (1)$$

де  $k$  – число рядів контактних вставок на положі струмоприймача.

Елемент контактної провуду (ЕКП) має довжину, рівну ширині контактної вставки (рис. 2) [26]. За такої невеликої довжини нерухомого ЕКП виникає небезпека, що в разі проходження струму опалення/кондиціонування через контакт ЕКП – ЕКВС може виникнути нагрівання цього елемента до температури вище допустимого значення.

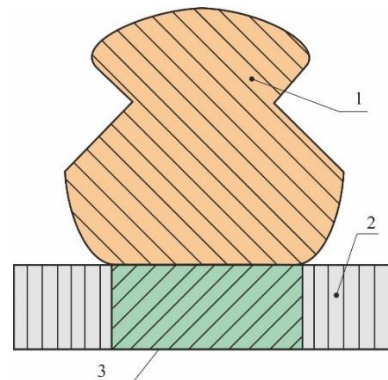


Рис. 2. Контакт ЕКП – ЕКВС:

1 – поперечний переріз ЕКП з урахуванням його зносу; 2 – поздовжній переріз струмознімальної контактної вставки; 3 – частина перерізу 2, що перебуває в контакті з ЕКП

Fig. 2. CWE – CSEP contact:

1 – cross section of CWE taking into account its wear; 2 – longitudinal section of the contact strip of pantograph; 3 – part of the section 2, which is in contact with the CWE

## ЕЛЕКТРИЧНИЙ ТРАНСПОРТ, ЕНЕРГЕТИЧНІ СИСТЕМИ ТА КОМПЛЕКСИ

У зв'язку з цим постає завдання: розробити методику визначення розрахунковим шляхом температури нагрівання ЕКП за різних струмів обігріву/кондиціонування, що проходять через контакт ЕКП – ЕКВС. Цей розрахунок у першу чергу необхідно проводити для критичних умов роботи контакту. Критичні умови – це умови, що сприяють підвищеному нагріванню ЕКП. До таких умов належать:

- зношений контактний провід;
- зменшення натискання на контактний провід з боку струмоприймача;
- температура навколишнього середовища.

Пропонуємо розглянути контакт ЕКП – ЕКВС з точки зору теорії електричного контакту. За конструкцією нерухомий контакт ЕКП – ЕКВС можна віднести до плоских з'єднаних взаємно нерухомих контактів, аналогічно, наприклад, до болтових контактів [15].

Відповідно до класичної теорії про опір електричного контакту реальний опір твердих поверхонь відбувається в областях, що складаються з окремих плям (дотичних контактних виступів), які розташовані випадково на видимій поверхні дотикання. Для теоретичної оцінки факторів, що впливають на перехідний опір контакту  $R_n$ , широкого поширення набули контактні моделі, запропоновані Р. Хольмом, В. Мерло [6, 15]. Для практичних розрахунків використовують емпіричну формулу [16, 18]:

$$R_n = \frac{k_0}{F^n}, \quad (2)$$

де  $k_0$  – коефіцієнт, що залежить від властивостей матеріалів контактів, Ом·кг;  $n$  – коефіцієнт, що залежить від числа точок дотику контактних поверхонь; для плоского контакту  $n=1$ ;  $F$  – сила, яка стискає контакти, або контактне натискання, кг.

Контактне натискання складається з трьох складових: статичного натискання струмоприймача, динамічної й аеродинамічної підйомної сили. У нерухомому стані присутнє тільки статичне натискання струмоприймача, яке створюється його робочими пружинами. У загальному випадку у струмоприймачів важкого типу статичне натискання повинно перебувати в межах 90...130 Н, у струмоприймачів легкого типу – 70...110 Н [11, 12].

Беремо, що дотичні площини ЕКП й ЕКВС паралельні одна одній.

Із формули (2) випливає, що електричний опір контакту ЕКП – ЕКВС обернено пропорційний натисканню на контактний провід і не залежить від площі їхнього дотикання. Число точок дотику збільшується в міру зростання натискання. Ця обставина є, поряд зі зменшенням висоти дотичних контактних виступів, однією з причин зменшення опору.

Розв'язок поставленої задачі передбачає тепловий розрахунок контакту з метою визначення температури нагрівання елемента контактного проводу за певних умов експлуатації й порівняння її з допустимою величиною.

Точно розрахувати тепловий процес практично неможливо через різноманіття каналів, по яких відбувається віддача тепла в навколишнє середовище. Розрахунок тепловіддачі ускладнений також нелінійною залежністю кількості тепла, що віддається від температури. У таких умовах доцільно вдатися до ряду припущень і широкого використання експериментальних даних.

Проведення дослідів із метою дослідження всіх видів тепловіддачі від контакту ЕКП – ЕКВС в навколишнє середовище, об'єднання їх в один еквівалентний вид і встановлення загального коефіцієнта тепловіддачі є проблематичними. Тому пропонуємо скористатися залежністю температури поверхні ЕКП від питомого значення потужності, котра виділяється в навколишнє середовище за рахунок конвекції й випромінювання (рис. 3) та наявна в аналогічному типі контактів [16].

Пропонуємо таку методику (алгоритм), розрахунку сталої температури контактного з'єднання ЕКП – ЕКВС:

1. Визначити тип електровоза чи електропоїзда.
2. Визначити тип струмоприймача, кількість рядів струмознімальних контактних пластин  $k$  на його полозі, матеріал вставки та її геометричні розміри.
3. З'ясувати тип контактного проводу, його знос у відсотках від початкового поперечного перерізу.
4. Знайти перехідний опір  $R_n$  одного контакту ЕКП – ЕКВС за мінімального натискання  $F$  на контактний провід з боку струмоприйма-

## ЕЛЕКТРИЧНИЙ ТРАНСПОРТ, ЕНЕРГЕТИЧНІ СИСТЕМИ ТА КОМПЛЕКСИ

ча. Для цього використовують розрахункову залежність (2).

5. Визначити значення струму  $I_T$  через струмоприймач під час обігріву/кондиціонування поїзда. Рекомендується брати  $I_T = 300$  А (за результатами замірів у зимовий час в умовах локомотивного депо ТЧ8 м. Дніпро середнє значення струму перебувало на рівні 300 А).

6. Знайти струм обігріву/кондиціонування через контакт ЕКП – ЕКВС. Для цього використовують розрахункову залежність (1).

7. З'ясувати площу поверхні елементу ЕКП П<sub>1</sub>, з якої віддається тепло за рахунок конвекції та випромінювання, з урахуванням зносу контактної провуду. Геометричні розміри контактної провуду з міді і її сплавів наведено в ІЕС 62917:2016 [22].

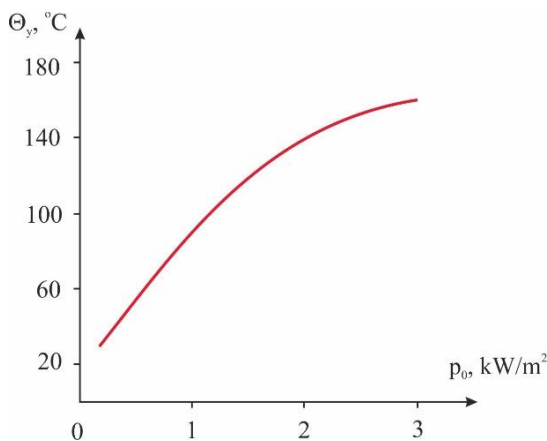


Рис. 3. Залежність температури контакту ЕКП – ЕКВС від питомої потужності з поверхні, що віддає тепло

Fig. 3. Dependence of temperature of CWE – CSEP contact on specific power from the surface giving off heat

Розмір (рис. 4) [26] характеризує фактичне значення висоти контактної провуду. Його зв'язок із площею поперечного перерізу контактної провуду встановлюють із таблиць, наведених у Додатку 3 Правил будови і технічного обслуговування контактної мережі електрифікованих залізниць [14].

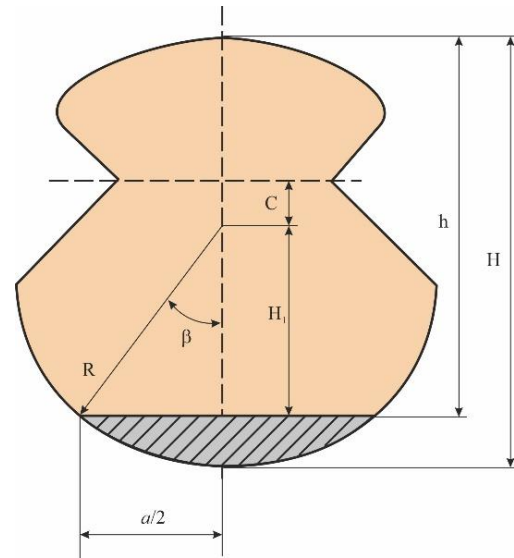


Рис. 4. Поперечний переріз контактної провуду з урахуванням його зносу

Fig. 4. Cross section of a contact wire taking into account its wear

Для частково зношеного контактної провуду на його робочій поверхні формується площадка шириною  $a$  (рис. 4), половину цього розміру  $\frac{a}{2}$  визначають за таким виразом:

$$\frac{a}{2} = \sqrt{R^2 - H_1^2}, \quad (3)$$

де  $H_1 = R - (H - h)$ .

При цьому кут  $\beta$  й розмір  $\frac{a}{2}$  пов'язані тригонометричним співвідношенням

$\beta = \arcsin\left(\frac{a/2}{R}\right)$ . Позначивши через  $x$  довжину

дуги зношеної ділянки (на рис. 4 ця ділянка заштрихована), визначимо її величину:

$$x = \frac{2\beta \cdot 2\pi R}{360^\circ}. \quad (4)$$

Якщо через  $L_n$  позначити периметр фігури, утвореної поперечним перерізом нової контактної провуду, то периметр цієї ж фігури з деяким зносом буде визначатись як  $L_n - x$ , а значить, площа поверхні ЕКП з якої віддається тепло, може бути визначена так:

$$\Pi_1 = (L_n - x)l, \quad (5)$$

де  $l$  – ширина струмознімальної контактної вставки полоза струмоприймача.

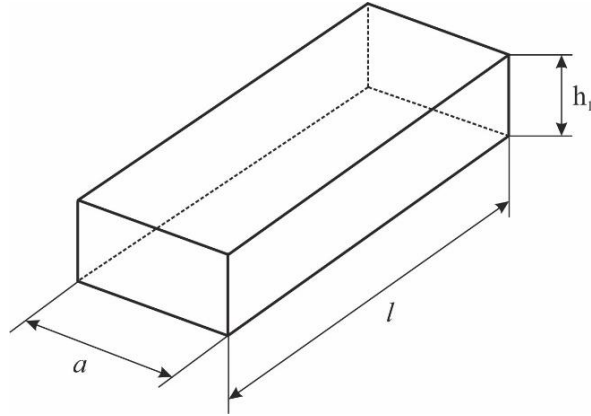


Рис. 5. Елемент контактної вставки струмоприймача (ЕКВС)

Fig. 5. Element of the contact strip of pantograph (ECSP)

8. Обчислити площу поверхні елемента контактної вставки полоза струмоприймача  $\Pi_2$ , з якої віддається тепло за рахунок конвекції та випромінювання (рис. 5 [26]):

$$\Pi_2 = 2h_1 \cdot a + a \cdot l, \quad (6)$$

де  $h_1$  – висота контактної вставки;  $2h_1 \cdot a$  – торцеві поверхні ЕКВС;  $a \cdot l$  – нижня поверхня ЕКВС.

9. Визначити потужність електричних втрат  $\Sigma P$ :

$$\Sigma P = P_k + P_p + P_v, \quad (7)$$

де  $P_k$  – потужність електричних втрат у контакті ЕКП – ЕКВС:

$$P_k = I_{06}^2 \cdot R_{\Pi}; \quad (8)$$

$P_p$  – потужність електричних втрат у тілі ЕКП:

$$P_p = I_{06}^2 \cdot R_p = I_{06}^2 \cdot \rho_p \frac{l}{S_{ЕКП}}, \quad (9)$$

тут  $\rho_p$  – питомий опір матеріалу контактного проводу;  $S_{ЕКП}$  – площа поперечного перерізу ЕКП з урахуванням його зношення;  $P_v$  – потужність електричних втрат у тілі ЕКВС:

$$P_v = I_{06}^2 \cdot R_v = I_{06}^2 \cdot \rho_v \frac{h_1}{S_{ЕКВС}}, \quad (10)$$

де  $\rho_v$  – питомий опір матеріалу контактної вставки;  $S_{ЕКВС}$  – площа поперечного перерізу ЕКВС з урахуванням зношення.

10. Знайти питому потужність тепловіддачі  $p_0$ :

$$p_0 = \frac{\Sigma P}{\Pi_1 + \Pi_2}. \quad (11)$$

11. Розглядаючи ЕКП й ЕКВС як єдину конструкцію з поверхнею тепловіддачі  $\Pi_1 + \Pi_2$ , за графіком на рис. 3 визначити температуру  $\Theta_y$  поверхні вказаної конструкції.

12. Гранично допустиму температуру  $\Theta_{\text{доп}}$  для обраного типу контактної проводу взяти з табл. 4 Правил будови і технічного обслуговування контактної мережі електрифікованих залізниць [27].

13. Знайти співвідношення між  $\Theta_y$  і  $\Theta_{\text{доп}}$ . Зробити висновки та надати рекомендації.

*Приклад використання методики.*

Відповідно до приведеної методики виконано розрахунок усталеного значення температури контактної з'єднання ЕКП – ЕКВС:

1. Розрахунок виконано для пасажирського електровоза ЧС2.

2. Струмоприймач типу 10PP2, у якого три ряди струмознімальних контактних вставок на полозі ( $k=3$ ). Матеріал, із якого виготовлені контактні вставки, – графіт; поперечний переріз – квадрат зі стороною 30 мм.

3. Тип контактної проводу БрФ–100 (бронзовий із номінальною площею поперечного перерізу 100 мм<sup>2</sup>). Контактний провід має гранично допустимий знос, тобто залишкова площа поперечного перерізу на 30 % менша за номінальну ( $S_{ЕКП} = 70$  мм<sup>2</sup>).

4. Мінімальне значення зусилля натискання струмоприймача типу 10PP2 на контактний провід  $F = 8$  кг [15].

Коефіцієнт, що залежить від властивостей матеріалів контактів  $k_0 = 2 \times 10^{-3}$  Ом·кг [14]. Перехідний опір  $R_{\Pi}$  контакту ЕКП – ЕКВС:

## ЕЛЕКТРИЧНИЙ ТРАНСПОРТ, ЕНЕРГЕТИЧНІ СИСТЕМИ ТА КОМПЛЕКСИ

$$R_n = \frac{k_0}{F^n} = \frac{2 \times 10^{-3}}{8} = 0,25 \times 10^{-3} \text{ Ом.}$$

5. Візьмемо тривалий струм під час стоянки  $I_T = 300 \text{ А}$ .

6. Струм, що протікає через один контакт ЕКП – ЕКВС:

$$I_{об} = \frac{I_T}{k} = \frac{300}{3} = 100 \text{ А.}$$

7. Скориставшись формулами (3 – 5), визначаємо площу поверхні елементу ЕКП  $\Pi_1$ . Для гранично зношеного контактного проводу  $H = 11,8 \text{ мм}$ ,  $h = 7,79 \text{ мм}$ ,  $R = 6,5 \text{ мм}$  [14], тоді  $H_1 = R - (H - h) = 6,5 - (11,8 - 7,79) = 2,49 \text{ мм}$ ;

$$\frac{a}{2} = \sqrt{R^2 - H_1^2} = \sqrt{6,5^2 - 2,49^2} = 6 \text{ мм};$$

$$\beta = \arcsin\left(\frac{a/2}{R}\right) = \arcsin\left(\frac{6}{6,5}\right) = 67^\circ;$$

$$x = \frac{2\beta \cdot 2\pi R}{360^\circ} = \frac{2 \cdot 67^\circ \cdot 2 \cdot \pi \cdot 6,5}{360^\circ} = 15,19 \text{ мм.}$$

Експериментально встановлено, що периметр поперечного перерізу нового контактного проводу БрФ–100 дорівнює  $L_n = 40,5 \text{ мм}$ . Тоді периметр гранично зношеного контактного проводу (зношеність до 70 % від номінальної площі поперечного перерізу) буде дорівнює  $(L_n - x) = 40,5 - 15,19 = 24,96 \text{ мм}$ . Таким чином,  $\Pi_1 = (L_n - x)l = 24,96 \cdot 30 = 748,8 \text{ мм}^2$ , де  $l = 30 \text{ мм}$  – ширина контактної вставки струмоприймача.

8. Максимально допустиме зношування графітової контактної вставки по висоті 20 мм, тобто  $h_1 = 10 \text{ мм}$  (рис. 5). Площа поверхні ЕКВС  $\Pi_2$ , з якої віддається тепло:

$$\Pi_2 = 2h_1 \cdot a + a \cdot l = 2 \cdot 10 \cdot 12 + 12 \cdot 30 = 600 \text{ мм}^2.$$

9. Потужність електричних втрат  $\Sigma P$  визначаємо, скориставшись формулами (7 – 10):

– потужність електричних втрат у контакті ЕКП – ЕКВС:

$$P_k = I_{об}^2 \cdot R_n = 100^2 \cdot 0,25 \times 10^{-3} = 2,5 \text{ Вт};$$

– потужність електричних втрат у тілі ЕКП:

$$P_p = I_{об}^2 \cdot \rho_p \frac{l}{S_{ЕКП}} = 100^2 \cdot 0,1 \frac{0,03}{70} = 0,4 \text{ Вт},$$

де  $\rho_p = 0,1 \frac{\text{Ом} \cdot \text{мм}^2}{\text{м}}$  – питомий електричний опір бронзи;

– потужність електричних втрат у тілі ЕКВС:

$$P_v = I_{об}^2 \cdot \rho_v \frac{h_1}{S_{ЕКВС}} = 100^2 \cdot 8 \times 10^{-6} \frac{0,01}{360 \times 10^{-6}} = 0,22 \text{ Вт},$$

де  $\rho_v = 8 \times 10^{-6} \text{ Ом} \cdot \text{м}$  – питомий електричний опір графітової контактної вставки;  $S_{ЕКВС} = a \cdot l = 0,012 \cdot 0,03 = 360 \times 10^{-6} \text{ м}^2$  – площа поперечного перерізу ЕКВС з урахуванням зношення;

$$\Sigma P = P_k + P_p + P_v = 2,5 + 0,4 + 0,22 = 3,12 \text{ Вт.}$$

10. Питома потужність тепловіддачі  $p_0$ :

$$p_0 = \frac{\Sigma P}{\Pi_1 + \Pi_2} = \frac{0,00312}{(748,8 + 600) \times 10^{-6}} = 2,31 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2}$$

11. За графіком на рис. 3 визначаємо температуру поверхні вказаної конструкції –  $\Theta_y = 150^\circ \text{С}$ .

12. Гранично допустиме значення температури контактного проводу, що виконаний з бронзи,  $\Theta_{доп} = 120^\circ \text{С}$ .

13. Співвідношення

$\Theta_y = 150^\circ \text{С} > \Theta_{доп} = 120^\circ \text{С}$  – вказує на те, що контактний провід перегрівається і втрачає свої механічні властивості.

Для усунення можливості перегрівання контактного проводу в місці контакту з контактними вставками струмоприймача рекомендуємо під час обігріву чи кондиціонування поїзда на стоянці піднімати два струмоприймачі. У тако-

му випадку  $I_{об} = \frac{I_T}{2k} = \frac{300}{2 \cdot 3} = 50 \text{ А}$ .

Якщо провести аналогічні розрахунки для незношеного контактного проводу (середній знос по площі поперечного перерізу не пере-

## ЕЛЕКТРИЧНИЙ ТРАНСПОРТ, ЕНЕРГЕТИЧНІ СИСТЕМИ ТА КОМПЛЕКСИ

вищує 15 %) і нової контактної вставки, отримаємо:

$$\Sigma P = 2,9 \text{ Вт}; P_1 = 1180,8 \text{ мм}^2; P_2 = 876,6 \text{ мм}^2;$$

$$P_0 = \frac{\Sigma P}{P_1 + P_2} = \frac{0,0029}{(1180,8 + 876,6) \times 10^{-6}} = 1,41 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2}.$$

Із графіка на рис. 3  $\Theta_y = 117^\circ \text{C}$ ;

$\Theta_y = 117^\circ \text{C} < \Theta_{\text{доп}} = 120^\circ \text{C}$  – контактний провід не перегрівається.

### Результати

Зазначена проблема перепалювання контактної провуду в місцях підготовки поїздів до рейсу пояснюється його локальним перегріванням і втратою механічної міцності.

Результати даної роботи, а саме методологія, дозволяють в умовах експлуатації оперативно визначати тепловий стан ковзного контакту ЕКП – ЕКВС під час підготовки поїзда до рейсу [26]. Стандартний підхід визначення тривалості обігріву/кондиціонування базується на усереднених значеннях навантажень на систему і тому не враховує деяких факторів, наприклад, стан контактної провуду, стан контактної вставки струмоприймача, кількість вагонів у поїзді тощо. Запропонована методика базується на класичній теорії електричного контакту й теорії нагрівання однорідного тіла, що дозволяє досить точно оцінити тепловий стан силового ковзного контакту і є досить зручною для використання в умовах експлуатації.

Методика не вимагає значних розрахунків, за вихідні дані виступає інформація, доступна до вимірювання та контролю силами станції або депо. Необхідно відзначити, що в розрахунках формула (2) не враховує ступінь забрудненості робочої поверхні контактної провуду, а отже, в умовах реальної експлуатації величина може дещо перевищувати розрахункове значення.

Особливістю методики можна вважати необхідність мати залежність температури контакту ЕКП – ЕКВС від питомої потужності з поверхні, що віддає тепло. Отримання такої залежності є окремим завданням, яке може бути вирішене в перспективі.

До недоліків слід віднести обмеженість застосування цієї методики тільки умовами підготовки поїзда на стоянці.

Робота має прикладний аспект, оскільки дає можливість удосконалення типового технологічного процесу – технології підготовки поїзда до рейсу. При цьому представлений матеріал є частиною більш ґрунтовної роботи, спрямованої на підвищення ефективності та надійності роботи електрифікованого залізничного транспорту, а саме вирішення проблем, пов'язаних із передачею електроенергії на борт транспортної засоби за допомогою силового ковзного контакту.

### Наукова новизна та практична значимість

1. Аналіз результатів розрахунку дає можливість розробити заходи щодо запобігання перегріву зазначеного елемента контактної провуду. Розрахунок необхідно проводити за умов, що сприяють перегріву цього елемента.

2. Установлено, що основними факторами, що визначають величину струму, за якого може відбутися перепалювання контактної провуду, є: тип рухомого складу, тип контактної провуду, матеріал контактної вставки струмоприймача.

3. Запропонована методика враховує ступінь зношеності контактної провуду та стан контактних вставок струмоприймача на відміну від наявих підходів під час розрахунків теплового стану контакту.

4. Доповнивши стандартні інструкції з підготовки поїзда до рейсу запропонованою методикою оцінки теплового стану вузла струмознімання ЕКП – ЕКВС, можна розраховувати на зниження кількості випадків руйнування елементів контактної мережі, що дозволить підвищити надійність роботи залізничного транспорту в цілому.

### Висновки

На базі класичної теорії електричного контакту та теорії нагрівання однорідного тіла розроблено методику розрахунку температури нагрівання місця контакту контактної провуду з контактною вставкою струмоприймача в умовах підготовки поїзда до рейсу. У цих умовах

## ЕЛЕКТРИЧНИЙ ТРАНСПОРТ, ЕНЕРГЕТИЧНІ СИСТЕМИ ТА КОМПЛЕКСИ

мають місце такі особливості роботи ковзного контакту:

– контакт ЕКП – ЕКВС нерухомий, що погіршує умови тепловіддачі в навколишнє середовище, оскільки він не обдувається;

– через контакт протікає тривалий час струм, що витрачається на обігрів чи кондиціонування (близько 300 А).

Критичним для роботи контакту ЕКП – ЕКВС в означених умовах є стан контактного проводу та контактної вставки. Розрахунки показують, що для бронзового контактного проводу, залишкова площа поперечного перерізу якого зменшилась на 30 % порівняно з її номінальною величиною, температура контакту

складе  $\Theta_y = 150^\circ\text{C}$ , а це перевищує гранично допустиме значення на 20 % та однозначно призводить до деградації контактного проводу (втрата міцності і, як наслідок, обрив).

Робота має чітко виражений прикладний характер і спрямована на вдосконалення типового технологічного процесу – технології підготовки поїзда до рейсу. Оцінка теплового стану вузла струмознімання ЕКП – ЕКВС в процесі підготовки поїзда до рейсу – це ще один фактор, що сприятиме зниженню кількості випадків руйнування елементів контактної мережі та дозволить підвищити надійність роботи залізничного транспорту в цілому.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Александров Г. Н. *Теория электрических аппаратов : учебник для вузов*. Санкт-Петербург : Издательство СПбГТУ, 2000. 540 с.
2. Беляев И. А. *Машинисту о контактной сети и токосъеме*. Москва : Транспорт, 1986. 128 с.
3. Берент В. Я. Совершенствование проводов контактной сети. *Вестник ВНИИЖТ*. 2012. № 3. С. 40–45.
4. Большаков Ю. Л., Гершман И. С., Сыченко В. Г. Перспективные направления создания современных углеродных материалов для вставок токоприемников электротранспорта. *Електрифікація транспорту*. 2013. № 5. С. 19–24. DOI: <https://doi.org/10.15802/etr.v0i5.24302>
5. *ДСТУ ГОСТ 32204:2016. Токоприемники железнодорожного электроподвижного состава*. [Чинний від 2016-10-01]. Москва : Стандартинформ, 2014. 24 с.
6. *ДСанПіН 7.7.2-015-99. Експлуатація рухомого складу залізничного транспорту для пасажирських перевезень* : постанова ГДСЛУ № 15 від 09.02.1999.
7. Емельянова М. Н. Обоснование механической величины эксплуатационной термомеханической нагрузки на провода контактной сети. *Известия Транссиба*. 2014. № 2 (18). С. 55–60.
8. Захарченко Д. Д. *Тяговые электрические аппараты*. Москва : Транспорт, 1991. 247 с.
9. Ли В. Н., Матыцын Е. В. Определение качества изготовления угольных вставок токоприемников. *Електрифікація транспорту*. 2012. № 3. С. 71–73. DOI: <https://doi.org/10.15802/etr.v0i3.17996>
10. Марквардт К. Г. *Контактная сеть : учебник для вузов железнодорожного транспорта*. Москва : Транспорт, 1994. 335 с.
11. Мерл В. *Электрический контакт. Теория и применение на практике*. Москва–Ленинград : Госэнергоиздат, 1962. 80 с.
12. Таев И. С. *Основы теории электрических аппаратов : учебник для вузов*. Москва : Высш. шк., 1987. 352 с.
13. Паранин А. В., Акиншин Н. А., Батрашов А. Б. Экспериментальное исследование работы электрического контакта «контактный провод – токосъемная пластина» в статическом положении. *Транспорт Урала*. 2013. № 4 (39). С. 93–96.
14. *Правила устройства и технического обслуживания контактной сети электрифицированных железных дорог : ЦЕ-0023* : утвержденных Приказом Укрзалізничці от 20.11.2007г. № 546-Ц. Киев.
15. Раков В. А. *Пассажирский электровоз ЧС2*. Москва : Транспорт, 1976. 320 с.
16. Тепловой расчет контактного соединения проводников. URL: <http://elektroas.ru/teplovoj-raschet-kontaktного-soedineniya-provodnikov> (дата звернення 19.06.2020).
17. Укрзалізниця готує швидкісні поїзди на зиму. URL: [https://lb.ua/society/2012/10/25/175908\\_ukrzaliznitsya\\_gotovit\\_skorostnie.html](https://lb.ua/society/2012/10/25/175908_ukrzaliznitsya_gotovit_skorostnie.html) (дата звернення 19.06.2020).
18. Хольм Р. *Электрические контакты*. Москва : Иностранная литература, 1961. 464 с.

## ЕЛЕКТРИЧНИЙ ТРАНСПОРТ, ЕНЕРГЕТИЧНІ СИСТЕМИ ТА КОМПЛЕКСИ

19. Яндович В. Н., Сыченко В. Г., Антонов А. В. Сравнительный анализ контактных подвесок в странах Евросоюза и Украины : организация надежного токосъема. *Електрифікація транспорту*. 2014. № 7. С. 67–77. DOI: <https://doi.org/10.15802/etr.v0i7.42304>
20. EN 50119:2020. *Railway applications. Fixed installations. Electric traction overhead contact lines*. European Standard, CELENEC, 2020. 108 p.
21. Grandin M., Wiklund U. Influence of mechanical and electrical load on a copper/copper-graphite sliding electrical contact. *Tribology International*. 2018. Vol. 121. P. 1–9. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2018.01.004>
22. IEC 62917:2016 – *Railway applications – Fixed installations – Electric traction – Copper and copper alloy grooved contact wires*. DS, 2016. 102 p.
23. Kiessling F., Puschmann R., Schmieder A., Schneider E. *Contact Lines for Electric Railways : Planning, Design, Implementation, Maintenance, 3rd Edition*. Wiley Publishers, 2017. 994 p.
24. Plesca A. Thermal analysis of sliding electrical contacts with mechanical friction in steady state conditions. *International Journal of Thermal Sciences*. 2014. Vol. 84. P. 125–133. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2014.05.009>
25. Shimanovsky A., Yakubovich V., Kapliuk I. Modeling of the Pantograph – Catenary Wire Contact Interaction. *Procedia Engineering*. 2016. Vol. 134. P. 284–290. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2016.01.009>
26. Ustymenko D., Kuznetsov V., Marenych O., Kovzel M., Mukha A., Sinkevych O., Tryputen M., Mohammad Ahmad Diab Al Said Ahmad. Development of a Method of Calculating the Temperature of a Survey Assembly When Preparing a Train Dispatch. *IEEE 15th International Conference on Advanced Trends in Radioelectronics, Telecommunications and Computer Engineering (TCSET)* (Lviv – Slavske, 25–29 February 2020). P. 600–605. DOI: <https://doi.org/10.1109/TCSET49122.2020.235502>
27. Wang W., Dong A., Wu G., Gao G., Zhou L. Study on Characterization of Electrical Contact between Pantograph and Catenary. In *Proceedings of the 2011 IEEE 57th Holm Conference on Electrical Contacts* (Minneapolis, 11–14 September 2011). P. 1–6. DOI: <https://doi.org/10.1109/HOLM.2011.6034815>
28. Wu G., Wei W., Gao G., Wu J., Zhou Y. Evolution of the electrical contact of dynamic pantograph–catenary system. *Journal of Modern Transportation*. 2016. Vol. 24. P. 132–138. DOI: <https://doi.org/10.1007/s40534-016-0099-1>
29. Xuan G., Wenzheng L., Zhongping Y., Yifei W. The study on electrical temperature characteristics of high-speed pantograph. *2014 IEEE Conference and Expo Transportation Electrification Asia-Pacific (ITEC Asia-Pacific)*. 2014. P. 1–4. DOI: <https://doi.org/10.1109/ITEC-AP.2014.6941014>
30. You C. X. A Study on Dynamic Measurement System of Contact Wire Wear in Electrified Railway. *Procedia Computer Science*. 2019. Vol. 154. P. 210–220. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.procs.2019.06.032>

А. М. МУХА<sup>1\*</sup>, Д. В. УСТИМЕНКО<sup>2\*</sup>

<sup>1\*</sup>Каф. «Електротехніка і електромеханіка», Дніпровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна, ул. Лазаряна, 2, Дніпро, Україна, 49010, тел. +38 (056) 373 15 47, ел. пошта mukha.andrii@gmail.com, ORCID 0000-0002-5629-4058

<sup>2\*</sup>Каф. «Електротехніка і електромеханіка», Дніпровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна, ул. Лазаряна, 2, Дніпро, Україна, 49010, тел. +38 (056) 373 15 47, ел. пошта ustimenko.1979@gmail.com, ORCID 0000-0003-2984-4381

## МЕТОДИКА ОЦЕНКИ НАГРЕВА МЕСТА КОНТАКТА КОНТАКТНОГО ПРОВОДА СО ВСТАВКОЙ ТОКОПРИЕМНИКА

**Цель.** Основной целью нашей работы является разработка методики оценки температуры нагрева зоны контакта контактного провода с контактной вставкой токоприемника (элемент контактного провода – элемент контактной вставки токоприемника, сокращенно – ЭКП – ЭКВТ) для условий стоянки при подготовке поезда к рейсу с определением предельной токовой нагрузки на данный узел. **Методика.** Предложено рассматривать контакт ЭКП – ЭКВТ с точки зрения классической теории электрического контакта и нагрева однородного тела. **Результаты.** Рассмотрены особенности теплового состояния узла токосъема ЭКП – ЭКВТ в условиях подготовки электроподвижного состава к рейсу. В рамках исследования разработана методика оценки температуры нагрева зоны силового скользящего контакта в условиях подготовки поезда

## ЕЛЕКТРИЧНИЙ ТРАНСПОРТ, ЕНЕРГЕТИЧНІ СИСТЕМИ ТА КОМПЛЕКСИ

к рейсу. Применение методики будет способствовать уменьшению количества пережигов контактного провода благодаря точному выбору времени прогрева/кондиционирования поезда для определенного тока обогрева/кондиционирования при подготовке электроподвижного состава к рейсу. **Научная новизна.** Установлено, что причиной пережигов контактного провода на стоянках при подготовке поезда к рейсу является превышение допустимой температуры силового скользящего контакта в результате длительного действия тока обогрева/кондиционирования. В отличие от стандартного подхода по установлению продолжительности обогрева поезда, предложенная методика учитывает дополнительные факторы, а именно износ и состояние контактного провода, состояние контактной вставки токоприемника. Данная методика базируется на классической теории электрического контакта и теории нагрева однородного тела, что позволяет достаточно точно оценить тепловое состояние силового скользящего контакта, и является достаточно удобной для использования в условиях эксплуатации. **Практическая значимость.** Результаты работы имеют практическую ценность, поскольку технология подготовки поезда к рейсу может быть дополнена расчетом температуры контакта ЭКП – ЭКВТ в соответствии с предложенной методикой. Это позволит для конкретного поезда в конкретных условиях применять комплекс мер по недопущению пережигания контактного провода в случае возможного превышения температурой допустимого значения.

*Ключевые слова:* контактный провод; контактная вставка; ток обогрева; пережиг; допустимая температура; электрический контакт

A. M. MUKHA<sup>1\*</sup>, D. V. USTYMENKO<sup>2\*</sup>

1\*Dep. «Electrical Engineering and Electromechanics», Dnipro National University named after Academician V. Lazaryan, Lazaryana St., 2, Dnipro, Ukraine, 49010, tel. +38 (056) 373 15 47, e-mail mukha.andrii@gmail.com, ORCID 0000-0002-5629-4058

2\*Dep. «Electrical Engineering and Electromechanics», Dnipro National University named after Academician V. Lazaryan, Lazaryana St., 2, Dnipro, Ukraine, 49010, tel. +38 (056) 373 15 47, e-mail ustimenko.1979@gmail.com, ORCID 0000-0003-2984-4381

## ESTIMATION METHODOLOGY OF HEATING THE CONTACT PLACE OF CONTACT WIRE WITH CONTACT STRIP OF PANTOGRAPH

**Purpose.** The main purpose of our work is to develop a method for assessing the heating temperature of the contact area of contact wire with contact strip of pantograph (the contact wire element – the contact strip element of pantograph, in abbreviated form – CWE – CSEP) for parking conditions when preparing the train for the trip with the determination of the maximum current load on given node. **Methodology.** We proposed to consider the CWE – CSEP contact from the point of view of the classical theory of electrical contact and heating of a homogeneous body. **Findings.** The features of thermal state of the current collection unit of CWE – CSEP in the conditions of preparing the electric rolling stock for the trip are considered. Within the framework of the study a methodology for assessing the heating temperature of the zone of power sliding contact in the conditions of train preparation for the trip has been developed. The application of the methodology will help reduce the number of burnings through of the contact wire due to the precise choice of the heating/conditioning time of the train for a certain heating/conditioning current when preparing the electric rolling stock for the trip. **Originality.** It has been established that the reason for burnings through the contact wire in stalls when preparing the train for the trip is the excess of permissible temperature of the power sliding contact as a result of prolonged action of the heating/conditioning current. In contrast to the standard approach for determining the duration of the train heating, the proposed methodology takes into account additional factors, namely, the wear and condition of the contact wire, condition of contact strip of the pantograph. This methodology is based on the classical theory of electrical contact and the theory of heating a homogeneous body, which allows accurate assessment of the thermal state of a power sliding contact, and is convenient enough for use in operating conditions. **Practical value.** The results of the work are of practical value, since the technology of preparing a train for a trip can be supplemented by calculating the temperature of the CWE – CSEP contact in accordance with the proposed methodology. This will allow applying a set of measures to prevent burnings through of the contact wire in case of possible temperature exceeding the permissible value for a specific train in specific conditions.

*Keywords:* contact wire; contact strip; heating current; burning through; permissible temperature; electrical contact

## REFERENCES

1. Aleksandrov, G. N. (2000). *Teoriya elektricheskikh apparatov: uchebnik dlya vuzov*. Saint Petersburg: Izdatel'stvo SPbGTU. (in Russian)
2. Belyaev, I. A. (1986). *Mashinistu o kontaktной seti i tokoseme*. Moscow: Transport. (in Russian)
3. Berent, V. Ya. (2012). Upgrading catenary wires. *VNIIZHT Scientific Journal*, 3, 40-45. (in Russian)
4. Bolshakov, Y. L., Gershman, I. S., & Sichenko, V. G. (2013). Perspective directions of development of modern carbon materials for electric surface inserts. *Electrification of Transport*, 5, 19-24. DOI: <https://doi.org/10.15802/etr.v0i5.24302> (in Russian)
5. *Tokopriemniki zheleznodorozhnogo elektropodvizhnogo sostava, 24 DSTU GOST 32204-2016* (2014). (in Ukrainian)
6. *Ekspluatatsiya ruxomogo skladu zaliznychnogo transportu dlya pasazhyr's'kykh perevezhen`*. *DerzhSanPin 7.7.2-015-99* (1999). (in Ukrainian)
7. Emelianova, M. N. (2014). Substantiation of mechanical value of operating thermo-mechanical loads on the overhead contact system wires. *Journal of Transsib Railway Studies*, 2(18), 55-60. (in Russian)
8. Zakharchenko, D. D. (1991). *Tyagovye elektricheskie apparaty*. Moscow: Transport. (in Russian)
9. Lee, V. N., & Matytsyn, Ye. V. (2012). Determination of the quality of manufacturing carbon inserts pantographs. *Electrification of Transport*, 3, 71-73. DOI: <https://doi.org/10.15802/etr.v0i3.17996> (in Russian)
10. Markvardt, K. G. (1994). *Kontaktная set: uchebnik dlya vuzov zheleznodorozhnogo transporta*. Moscow: Transport. (in Russian)
11. Merl, V. (1962). *Elektricheskiy kontakt. Teoriya i primeneniye na praktike*. Moscow-Leningrad: Gosenergoizdat. (in Russian)
12. Taev, I. S. (1987). *Osnovy teorii elektricheskikh apparatov: uchebnik dlya vuzov* Moscow: Vysshaya shkola. (in Russian)
13. Paranin, A. V., Akinshin, N. A., & Batrashov, A. B. (2013). Experimental studies of operation of electrical contact «catenary wire-collecting plates» in static position. *Transport Urala*, 4(39), 93-96. (in Russian)
14. *Pravila ustroystva i tekhnicheskogo obsluzhivaniya kontaktной seti elektrifitsirovannykh zheleznykh dorog : TsYe-0023, No. 546-Ts* (2007). Kiev. (in Russian)
15. Rakov, V. A. (1976). *Passazhirskiy elektrovoz ChS2*. Moscow: Transport. (in Russian)
16. Teplovoy raschet kontaktного soedineniya provodnikov. Retrieved from <http://elektroas.ru/teplovoj-raschet-kontaktного-soedineniya-provodnikov> (in Russian)
17. Ukrzaliznytsia hotuie shvydkisni poizdy na zymu. Retrieved from [https://lb.ua/society/2012/10/25/175908\\_ukrzaliznitsya\\_gotovit\\_skorostnie.html](https://lb.ua/society/2012/10/25/175908_ukrzaliznitsya_gotovit_skorostnie.html) (in Ukrainian)
18. Kholm, R. (1961). *Elektricheskie kontakty*. Moscow: Inostrannaya literatura. (in Russian)
19. Yandovich, V. N., Sychenko, V. G., & Antonov, A. V. (2014). The comparative analysis of the catenaries in the European union and Ukraine: The organization of a reliable current collection. *Electrification of Transport*, 7, 67-77. (in Russian)
20. *Railway applications. Fixed installations. Electric traction overhead contact lines, 108 EN 50119:2020* (2020). (in English)
21. Grandin, M., & Wiklund, U. (2018). Influence of mechanical and electrical load on a copper/copper-graphite sliding electrical contact. *Tribology International*, 121, 1-9. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2018.01.004> (in English)
22. *Railway applications-Fixed installations-Electric traction-Copper and copper alloy grooved contact wires, 102 IEC 62917:2016* (2016). (in English)
23. Kiessling, F., Puschmann, R., Schmieder, A., & Schneider, E. (2017). *Contact Lines for Electric Railways: Planning, Design, Implementation, Maintenance, 3rd Edition*. Wiley Publishers. (in English)
24. Plesca, A. (2014). Thermal analysis of sliding electrical contacts with mechanical friction in steady state conditions. *International Journal of Thermal Sciences*, 84, 125-133. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2014.05.009> (in English)
25. Shimanovsky, A., Yakubovich, V., & Kapliuk, I. (2016). Modeling of the Pantograph-Catenary Wire Contact Interaction. *Procedia Engineering*, 134, 284-290. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2016.01.009> (in English)
26. Ustyenko, D., Kuznetsov, V., Marenych, O., Kovzel, M., Mukha, A., Sinkevych, O., Tryputen, M., & Mohammad, Ahmad Diab Al Said Ahmad. (2020). Development of a Method of Calculating the Temperature

## ЕЛЕКТРИЧНИЙ ТРАНСПОРТ, ЕНЕРГЕТИЧНІ СИСТЕМИ ТА КОМПЛЕКСИ

- of a Survey Assembly When Preparing a Train Dispatch. *IEEE 15th International Conference on Advanced Trends in Radioelectronics, Telecommunications and Computer Engineering (TCSET)* (pp. 600-605). Lviv-Slavske, Ukraine. DOI: <https://doi.org/10.1109/TCSET49122.2020.235502> (in English)
27. Wang, W., Dong, A., Wu, G., Gao, G., & Zhou, L. (2011). Study on Characterization of Electrical Contact between Pantograph and Catenary. *In Proceedings of the 2011 IEEE 57th Holm Conference on Electrical Contacts* (pp. 1-6). Minneapolis, USA. DOI: <https://doi.org/10.1109/HOLM.2011.6034815> (in English)
28. Wu, G., Wei, W., Gao, G., Wu, J., & Zhou, Y. (2016). Evolution of the electrical contact of dynamic pantograph–catenary system. *Journal of Modern Transportation*, 24(2), 132-138. DOI: <https://doi.org/10.1007/s40534-016-0099-1> (in English)
29. Xuan, G., Wenzheng, L., Zhongping, Y., & Yifei, W. (2014). The study on electrical temperature characteristics of high speed pantograph. *2014 IEEE Conference and Expo Transportation Electrification Asia-Pacific (ITEC Asia-Pacific)*, 1-4. DOI: <https://doi.org/10.1109/ITEC-AP.2014.6941014> (in English)
30. You, C. X. (2019). A Study on Dynamic Measurement System of Contact Wire Wear in Electrified Railway. *Procedia Computer Science*, 154, 210-220. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.procs.2019.06.032> (in English)

Надійшла до редколегії: 28.02.2020

Прийнята до друку: 30.07.2020

## ЗАЛІЗНИЧНА КОЛІЯ ТА АВТОМОБІЛЬНІ ДОРОГИ

UDC 625.03

R. CSÉPKE<sup>1\*</sup>

<sup>1\*</sup>«Doctoral School of Multidisciplinary Engineering Sciences», Szechenyi Istvan University, Egyetem Sq., 1, Gyor, Hungary, 9026, tel. +36 70 32 88 426, e-mail csepke.robert@gmail.com, ORCID 0000-0002-4343-252X

### ANALYSIS OF RAIL-WHEEL INTERACTION IN CURVES WITH SMALL RADII

**Purpose.** The authors goal is to point out that the new geometric design of the curves of tramways is recommended, furthermore the introduction of a new parameter too. This new parameter is the Creepage Index (CI), which takes into consideration the values of wheel creep from the optimal rolling radii difference on every wheelset in the bogie. **Methodology.** The several types of railprofiles and railway wheel tread profile geometres have been analysed with a special softver and compared with standards, TSIs and BOStrab. **Findings.** The result of the analisys is that the mechanical conformity of rail/wheel interaction (running characteristic) in tramway tracks are unfavourable and new regulations are necessary to reduce the rail/wheel wear and corrugation especially in curves with small radii. **Originality.** In the EU the Technical Specifications for Interoperability (TSI) are in force, which regulate the parameters of running behaviour for the international and national public railways. However, the regulation does not apply to domestic tramways. In the course of the analysis, the author propose to introduce a system of regulation, which based on the mechanical suitability of the rail/wheel interaction. This is especially justified, because for example the regulation of German light rails (BOStrab) only requires the geometric dimensions of the wheel and the groove of the rail and their limits. **Practical value.** The author developed new geometric design and limit systems of narrow curves and straight tracks and a new test parameter, which shows degree of coherence for running characteristic of the given curve and vehicle, from the aspect of infrastructure, in case of all wheelsets of bogie. This CI (Creepage Index) parameter takes into account all wheel creep values resulting from the variations (+, –) of the optimum rolling radius difference. This results the tightening of bogie design principles and for running characteristic reasons, it requires the continous flange running of the outer wheel in narrow curves.

*Keywords:* rail/wheel interaction; curves with small radii; new regulation; tramway track

#### Introduction

As known, Technical Specifications for Interoperability (TSIs), which regulate the running parameters, are in force for international and domestic railways in the European Union. However, these are not applicable for tramways, among others. During the analysis, the author suggests the introduction of system requirements, based on the mechanical conformity of rail/wheel interaction (running characteristic). This is also justified, as the normative regulation of the German tramway system (BOStrab, 2006) [14], also applied by several infrastructure managers in Europe, merely pre-

scribes the limits of the geometric dimensions of the wheel and the rail groove. To decrease the maintenance costs, introduction of new test parameters are also required. For the Hungarian tramway tracks a new geometric design of sharp curves and the introduction of new test parameters and regulation proposed, too. It shows degree of coherence for running characteristics of the given curve and vehicle, from the aspect of infrastructure, in case of all wheelsets of bogie. One of this, the *CI* (Creepage Index) parameter takes into account all wheel creep values resulting from the variations (+, –) of the optimum rolling radius difference. This results in the tightening of bogie design principles and for running characteristic reasons, it requires the

## ЗАЛІЗНИЧНА КОЛІЯ ТА АВТОМОБІЛЬНІ ДОРОГИ

thorough analysis of continuous flange running in curves with small radii.

EN 15302 [3] provides a precise mathematical method for determining the equivalent conicity for non-linear tapered wheels. (The well-known Klingel formula refers to a «linearly» tapered wheel profile).

Wavelength of the lateral oscillation ( $L$ ) is independent from the speed ( $v$ ) and from the amplitude of the lateral oscillation. Only the gauge ( $e_0$ ), the half angle of the wheel taper ( $\tan\gamma$ ) and the radius of the wheel ( $r_0$ ) has an effect on its magnitude (Klingel formula).

$$L = 2\pi \sqrt{\frac{r_0 e_0}{\tan\gamma}}$$

Frequency ( $f$ ) can be calculated by knowing the speed ( $v$ ) as follows:

$$f = \frac{v}{2\pi} \sqrt{\frac{\tan\gamma}{r_0 e_0}}$$

The motion of a non-linear tapered wheelset is not sinusoidal, but «similar» to that can be characterised by equivalent conicity. The equivalent conicity depends on the amplitude of lateral swaying and it is the tangent of the half-cone angle of a tapered wheelset, whose hunting oscillation wavelength is the same as the real wavelength on theoretically modeled rails.

The emerging (equivalent) conicity value, the resulting wavelength during running and wear have effect on the Wear Index of the rails and wheels. The three basic influencing components that result from these are longitudinal, transverse and creep phenomenon. This will be explained in a later chapter.

As it was already stated in the introduction, there are no technical regulations available for the infrastructure managers of tramways, that regulate the equivalent conicity in straights and running radius difference in curves for an optimal design.

The degree of wear in these narrow curves, the excessive wear of running surface of rail head and rail corrugation will increase the cost of maintenance. The resulting noise usually goes well beyond the limits, due to the tightening of environmental (noise and vibration) regulations. Typically, rail lubrication equipment is installed for the symptomatic treatment of these acute problems.

The construction of EU funded tramways and the acquisition of new, modern vehicles make the optimisation of track-vehicle interaction essential, so as not to cause premature failure of the tracks of a newly built infrastructure.

In the range of narrow curves, the current driven bogies with horizontally «rigid» guided bearings, and used «wear» wheel profiles (in Budapest, CAF and Siemens, Figures 1 and 2), result inadequate running radius differences. This has extreme impact on the tracks, resulting in significant wear (side-wear and corrugation) (Figure 3).

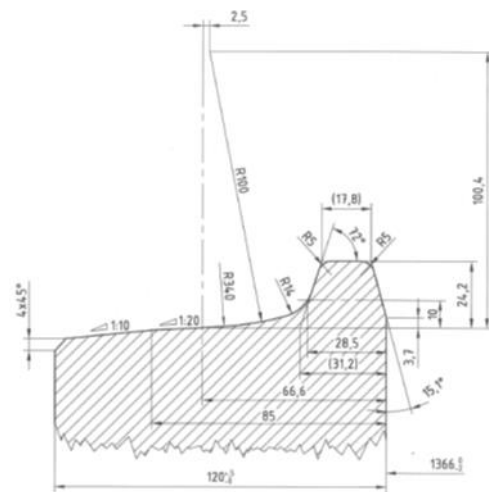


Fig. 1. CAF Urbos wheel profile

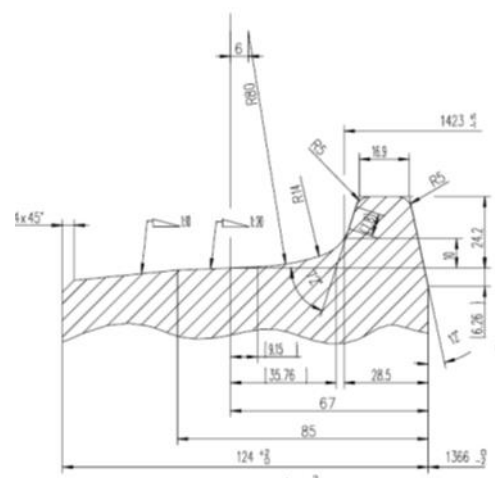


Fig. 2. Siemens Combino wheel profile

## ЗАЛІЗНИЧНА КОЛІЯ ТА АВТОМОБІЛЬНІ ДОРОГИ



Fig. 3. Mixed type rail wears in  $R = 63$  m radius curve

The 1:20 linear tapered wheel profile was in use, which was even more unfavorable in the aspect of running characteristic. The Siemens Combino «wear» wheel profile became generally used at the BKV Zrt.

On the basis of simple analyses it can be proved, that the theoretically-possible running radius difference in wheelsets in a curve under  $R = 100$  m radius, from the aspect of mechanical rail/wheel contact is inadequate [5]! On the wear processes and research on this topic, Sebastian, Stichel [13] published results in several conference papers.

Also the lack of regulation is abnormal – which demonstrates the existence of uncertainty – in Hungary (especially in Budapest). There are many types of rails in the tracks of tramways with different rail inclination (up till now 1:20 rail inclination was the standard).

Such Vignol rails: 49E1, 54E1 (and MÁV48) with 1:  $\infty$ , 1:40, 1:20 rail inclination, grooved or Phoenix rails: 51R1, 59R2, 60R2 (more recently 67R1, most of them are already produced with 1:40 rail head geometry). Even non-standard block rails are used in precasted concrete panel tracks in Budapest are widespreadly used: B3 (formerly known as Ts52) and B1, both with 1: $\infty$  rail inclination.

Narrow curves and points are characterised by geometrically damaging parameters. They cause significant material damage, eg. In Budapest, there are about 15 km length fo curves with a radius of less than 200 m. Due to the length of these curves, the cost of maintenance is considerable.

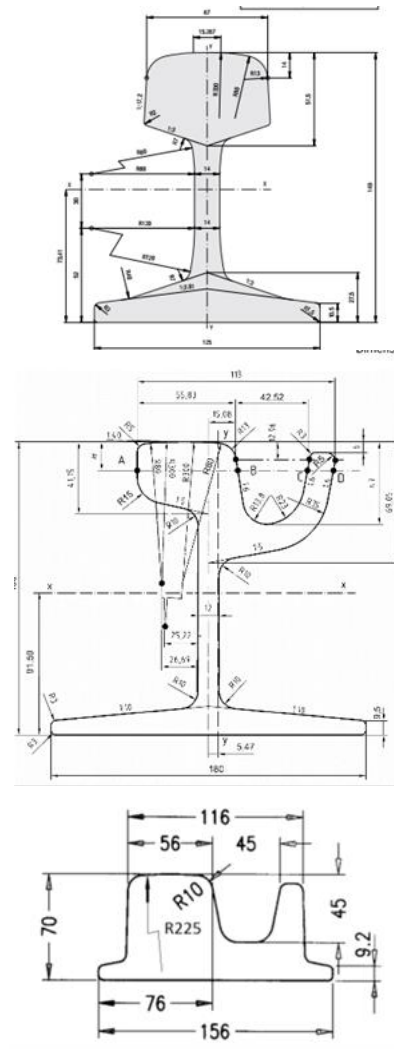


Fig. 4. Rail profiles that are used in Budapest

### Purpose

An accepted solution should be found for the recognised disorders. It should be taken into account, that the lower speeds on tramways require lower requirements for running safety. The limit values set out in the TSI are only indicative. The maximum design speed of 70 km/h to be introduced on the Hungarian tramways should be taken into account [7]. In the vehicle authorisation procedure for this speed is the following  $V_{max} + 10\%$ , i.e.  $70+7=77$  km/h ( $\sim 80$  km/h). In order to check the running performance of conventional rail vehicles, EN 14363 [2] standard gives 0.4 to the value of  $\tan\gamma_e$  for testing vehicles at 60-140 km/h. The probability of unstable running will increase to a critical level at 0.5 as stated by the standard.

## ЗАЛІЗНИЧНА КОЛІЯ ТА АВТОМОБІЛЬНІ ДОРОГИ

For tracks designed for 50–60 km/h speed, this running stability limit cycle cannot occur. However, at this  $\tan\gamma_e$  value, and above this, the hunting oscillation frequency can be too big, which can dramatically increase the speed of the wear processes [6].

### Methodology

A software developed by MÁV KfV Ltd (called «Conicity») is available for conducting analyzes.

The previously described wheel types, as well as conventional rail wheels (8 types), different rail profiles (19 types), rail inclination (5 types) and track gauges (8 types) can run almost 6000 variations in the software.

I have already given presentation on this process and its results, among other things, on the international BOGIE'16 conference [5]. In this topic, eg. Ivan Shevtsov also published similar analyzes [13].

Briefly, the operation is inadequate in all respects ( $\tan\gamma_e$ , equivalent conicity, contact surfaces, RRD:Rolling Radius Difference), especially when running in narrow curves.

### Findings

It is well known (from civil and mechanical engineering point of view), that low equivalent conicity is advantageous, while running in curves, especially in narrow curves, only a sufficiently large running radius difference would be favorable for a given curve radius. In many cases however, this can only be achieved with a very high equivalent conicity value. These are contradictory requirements and resolving it is one of the aims to be achieved.

In narrow curves, the gauge widening is useful in terms of passability (and RRD) (the outer wheel runs on the largest running circle next to the flange, the inner rim runs on the the smallest running circle permissible to avoid derailling), but at larger track gauges, e.g. bogies with rigidly guided bearings turn sideways, the attack angle increases between the rail and the wheel.

In this case, the radius difference of the rear axle may be negative (see Figure 5) [11].

This is also contradictory, so another goal to be achieved is to ensure the positive effect of track gauge widening, along with finding countermeasures.

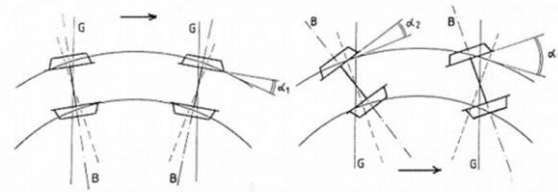
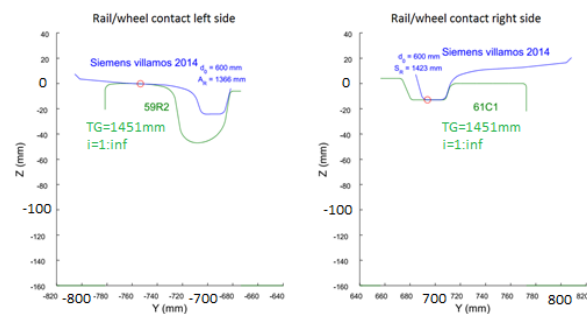


Fig. 5. «Rotation» of railway bogies

As described earlier [4], it is not possible to achieve the required rolling radius difference in curves under  $R < \sim 80\text{--}100$  m.

The large rolling radius difference ( $\Delta r$ )  $\approx 24$  mm (on Hungarian trams) would be achievable, if the outer wheel was running on the flange. There is a similar solution in the case of shallow-groove solid frogs, so no significantly different designs are required. A simple wheel-side displacement test with the previously described software is also suitable for demonstrating operation (Figure 6).



$$\Delta r = 24.4 \text{ mm}$$

Fig. 6. Demonstrating the theoretical maximum RRD on the Siemens wheel profile when the outer wheel is running on flange

In addition, the analytical work and the software analyses performed show that, the use of track gauge widening is the most advantageous in the narrow curves, but this can only be done with interventions to reduce the attack angle (to prevent vehicle cross rotation). Reducing the attack angle for Vignol rail tracks can be achieved by using an external guide rail. In grooved rail tracks, the use of different groove widths (narrower on the outside) (Figure 7) is the solution. The guide rail next to the inner rail is disadvantageous, as the narrow gap size prevents the formation of maximum lateral displacement, thus creating the necessary and sufficient RRD function.

## ЗАЛІЗНИЧНА КОЛІЯ ТА АВТОМОБІЛЬНІ ДОРОГИ

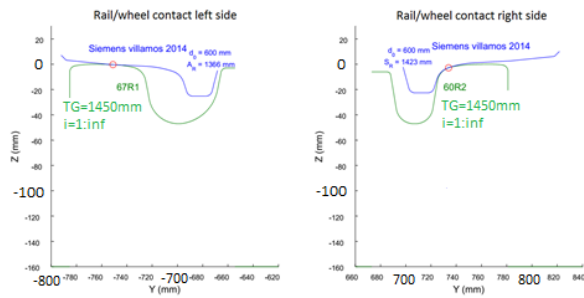


Fig. 7. Rails with asymmetric groove widths in curves

As Jochen Brandau [1] explained in his dissertation, asymmetric railhead geometry is favorable when running in curve. This asymmetric rail profile can be made with rail grinding in practice on conventional railways.

Designing asymmetry in tracks seems to be a more economical way to go [15]. For example, the use of asymmetric rail inclination pads at rail fastenings allows the use of same cross ties in straights and curves (such design of newly constructed tracks allows the omission of rail profile grinding, as asymmetric rail inclination is already the feature of the track. In case of rail change 10-20 Eur/m cost can be saved). With asymmetry, the most favorable rolling radius difference ( $\Delta r$ , RRD) can be achieved with vertical inclination (1:∞) on the outside and 1:20 on the inside of the rail (test sections were constructed in Budapest, where good experience was gained.)

In the narrowest curve range,  $\sim R = 40$  m, shallow groove is required to ensure, that the wheel runs on the outer rim. As a result of this, the highest rolling radius difference develops, which gives the most favorable parameters (Such point (turnout) with asymmetric groove depth ( $R = 25$ m) are already in trial operation on the tram network of BKV Zrt. and the preparation for narrow curves ( $R=21$  m) is in progress.)

Rail corrugations, which generate dynamic effects, have been researched for a long time in the work of railway vehicles professionals. Adhesion can only be formed in the so-called micro slip range of wheel [17,18]. The height and lateral wear of the rail as well as the wear of the vehicle wheel are inherent in rail transport. However, influencing factors of this process can be coordinated and optimised. To do this, the specific features of each railways need to be analysed.

The lack of compatibility between the wheel profiles (335 and 300 mm wheel radius) used at BKV Zrt. is highlighted.

The followings were under analysis:

- equivalent conicity values
- contact surface of rail/wheel interaction, contact path (for rigid material model, only in a non-computational approach)
- the maximum possible rolling radius difference
- running frequencies at 50 km/h
- in the case of «two point contact», the wheel speed difference.

The resulting wear characteristics are only analysed indirectly, as it exceeds the limits of this writing.

The figures are from reference [4], and the function of the already presented Klingel formula was calculated and tabulated into an Excel application.

Table 1

**Some common and tested wheel profile and track design**

Case	Wheel profile	Track gauge [mm]	Rail inclination	Rail profile l
Case 1	BKV	1435	1:20	49E1
Case 2	BKV	1435	1:40	49E1
Case 3	Siemens Combino	1435	1:20	49E1
Case 4	Siemens Combino	1435	(1:40)	59R2
Case 5	CAF	1435	(1:40)	59R2
Case 6	Siemens Combino	1435	1:∞	B3
Case 7	CAF	1435	1:∞	B3
Case 8	Siemens Combino	1432	(1:40, ±1:100 cross inclination)	59R2

Also, due to volume constraints, the drawings of Case 8 (worst case) are presented only. The analysis of other cases are the same.

In Case 8 (Fig. 8.), the construction of the paved straight tracks in Budapest were examined, where the transverse height difference of the rails follows the fall of the paving.

ЗАЛІЗНИЧНА КОЛІЯ ТА АВТОМОБІЛЬНІ ДОРОГИ

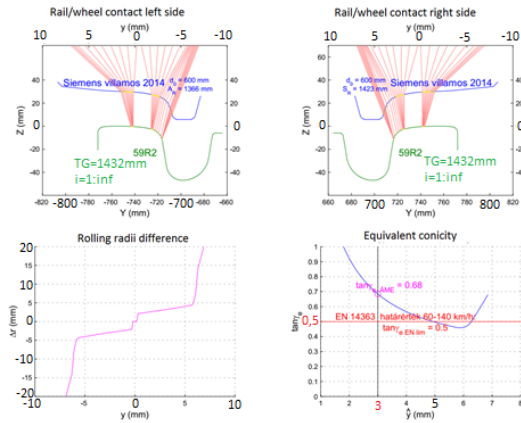


Fig. 8. Running characteristics of Case 8

The results of the running characteristics derived from the extracted data and the application of the Klingel formula (Figures 9, 10) are only partly in line with the previous analysis, where the wheel profile is the same, however, the rails – in terms of their elevation – they were constructed in line with the lateral fall of paving. There are frequent gauge narrowing. In the case of rigid axle vehicles, the following conclusion can be drawn:

Radius (r0) [m]	Distance (e0) [m]	Equivalent conicity
of Rolling Radii		
0,3	1,5	0,69
Length of wave (L) [m]		5,07
Speed (V) [km/h]		50
[m/s]		13,90
Frecvency (Hz)		2,74

Fig. 9. Calculation of Case 8 at y = 3

Radius (r0) [m]	Distance (e0) [m]	Equivalent conicity
of Rolling Radii		
0,3	1,5	1,00
Length of wave (L) [m]		4,21
Speed (V) [km/h]		50
[m/s]		13,90
Frecvency (Hz)		3,30

Fig. 10. Calculation of Case 8 at max. tanγ value

• **Rolling Radius Difference:**

$\Delta r_{max} = \sim 4,5$  mm, which is adequate when running in the narrow curves  $\sim R = 100$  m and insufficient for  $R < 100$  m.

• **Contact Area:**

The rail/wheel interaction is very unfavorable, with the wheel running on a 1–2 mm wide path. This can cause the contact stress to exceed the flow limit. This results extreme acceleration of height wear and corrugation process, which can be corroborated with practical experience.

• **Adequacy of running:**

The stability of running in straights is not favorable, but it is a damaging constellation on tramways.

Grooved rail with 1:40 rail inclination, e.g. due to the 1% cross fall of the paving, the internal rail (right) represent with 1:-100 inclination and the outer (left) rail with 1:100 inclination (this means asymmetry in running parameters, although the model is not «flawless»).

At  $y = 0$   $\Delta r = \sim 2,5$ mm, and the other side variations have a 2 points contact. This also means, that there is a jump discontinuity in the  $\Delta r$  function. With this, the frequency of the hunting oscillation during straight runs is very high (3.3 Herz) due to the high  $\tan\gamma_e (\sim 1)$ . At  $y=3$  mm lateral displacement its value is 0.69, which is also very unfavorable (2.74 Hz).

This is especially damaging and it is enhanced by min. 2.5 mm rolling radius difference as the  $\Delta r$  function is strictly monotone. This means that (replacing it in the previous formula), the rigid axle vehicle running in a straight line, but with constantly changing features, which can be described as running in a  $R = \sim 99-198$  m curve. It «would» run in such curves, depending on the  $\Delta r$  that is being formed.

The IRW wheels are then characterised by the fact that they seek from the center to the side position (as  $\tan\gamma_e$  is higher there). This is especially true for free-running wheels. The already unfavorable property of these [8] is only intensified with this phenomenon, and ultimately they run on one of the rails.

Note: at 50 km/h speed not, but at the projected 70 km/h speed this constellation is likely to produce unstable running.

Table 2 shows the above running characteristics for straight-line and the Klingel formula at a given speed ( $V = 50$  km/h, (13.89 m/s), running radius distance  $e_0 = 1,5$ m).

## ЗАЛІЗНИЧНА КОЛІЯ ТА АВТОМОБІЛЬНІ ДОРОГИ

Table 3 shows those cases (3, 4 and 8), where there is jump discontinuity in the  $\Delta r$  function (two-point contact). Specifically, the rate of change in speed during wheel rotation and the resulting dif-

ference in travel length at a given speed are given here (speed  $V=50$  km/h, 13,89 m/s): (pl.: $f=v/k$ ,  $13,89/(2*\pi*300/1000)=7,36887$  1/s).

Table 2

## Characteristics of running in straights, inspecting C.8.

Case	Running radius ( $r_0$ ) [m]	Equivalent conicity ( $\tan\gamma_e$ ; $y=3$ mm)	Max. equivalent conicity ( $\tan\gamma_e$ )	Wavelength $y=3$ mm at $\tan\gamma_e$ both sides (L) [m]	Frequency $y=3$ mm-nél (f) [1/s]	Jump discontinuity in $\Delta r$ function at «y» [~mm]	Frequency at « $\Delta r$ »(f) [1/s]	Frequency at « $+\Delta r$ » (f) [1/s]
Case 1	0,335	0,052	0,33	19,52	0,71	–	–	–
Case 2	0,335	0,052	0,34	19,52	0,71	–	–	–
Case 3	0,300	0,052	0,39	19,52	–	4,5	0,71	1,47
				9,42				
Case 4	0,300	0,42	0,44	19,52	–	1,8	0,71	2,14
				6,50				
Case 5	0,300	0,37	0,42	6,93	2,01	–	–	–
Case 6	0,300	0,29	0,45	7,82	1,78	–	–	–
Case 7	0,300	0,26	0,4	8,26	1,68	–	–	–
Case 8	0,300	0,69	1,0	5,07	–	1,0	3,30	2,74
				4,21				

Table 3

## Two-point contact cases

Case	Wheel circumf. (k) [mm]	~ $\Delta r$ difference in jump [mm]	Frequency, lower $\Delta r$ (fw-) [1/s]	Frequency, higher $\Delta r$ (fw+) [1/s]	Difference per revolution ( $\Delta s$ ) [mm]	Theoretical difference in 1 sec ( $\Delta s*1/s$ ) [mm/s]
Case 3	1885	3,5	7,37	7,28	22	162,14
Case 4	1885	2,5	7,37	7,31	15	110,55
Case 8	1885	2,5	7,37	7,31	15	110,55

The  $\Delta r$  functions in the environment of their jump discontinuity the turning wheels have to travel approximately 10 cm difference in the fracture of a second, when simultaneously reaching another revolution. This is a physical impossibility and the resulting longitudinal macro creeps, i.e. wheel slips, increase the material wear. The wear of the wheel and the rail at this time is very damaging to

other, more advantageous rail/wheel combinations.

In Table 4, the theoretically possible maximum  $\Delta r$  was compared of the geometry of each inspected wheel profile to the maximum rolling radius difference, that can be formed on the particular rail and track gauge. The possible maximum  $\Delta r$  has been taken uniformly for  $y = \pm 7$  mm point of a wheel of the wheelset and to the flange root,

## ЗАЛІЗНИЧНА КОЛІЯ ТА АВТОМОБІЛЬНІ ДОРОГИ

where there may not be derailing situation. Curves that can be passed by the wheelsets without any macro slippage were also compared. The curve radius limit ( $R_{\min}$ ), belonging to the max  $\Delta r$  shows the smallest curve in which the given constellation, theoretically meets the criteria for non-slip rolling and below it, which is no longer satisfactory (Completely theoretical comparison ignoring the angle of attack. Taking these into consideration of course, would make it even more unfavorable).

Table 4

Maximum  $\Delta r$  and radius limit data

Case	Rolling radius ( $r_0$ ) [m]	Maximum possible $\Delta r_w$ [mm]	The maximum $\Delta r$ at given rail/wheel [mm]	Limit of the possible $\Delta r_w$ maximum ( $R_{\min. \text{ teor.}}$ ) [m]	Limit of the maximal possible $\Delta r$ ( $R_{\min.}$ ) [m]
Case 1	0,335	3	0,8	167,5	628,1
Case 2	0,335	3	0,8	167,5	628,1
Case 3	0,300	5,2	4,9	86,5	91,8
Case 4	0,300	5,2	4,8	86,5	93,8
Case 5	0,300	5,6	4,6	80,4	97,8
Case 6	0,300	5,2	(6)	86,5	(75)
Case 7	0,300	5,6	(7)	80,4	(64,3)
Case 8	0,300	5,2	4,8	86,5	91,8

For more background information, see eg. The bogie designs of modern trams in Budapest [10].

At the end of the 1960s, the theoretical running analysis of rail wheels connected with non-rigid axle was carried out for the design high-speed rail vehicles. The goal was to avoid unstable running at higher speeds. This concept seemed to be a good alternative, as it has been shown that there is practically no hunting oscillation movement at this wheel bearing solution. The reason for this is that,

there is no rolling radius difference between the independent wheels, because the wheels are not connected with a rigid shaft, so there is no torque between them, which would generate a return force in the wheelset. In the 1970s, the literature of the subject was reviewed in several forms, one of which was published by Kaplan, Hasselman and Short [8].

However, this also means that on a well-constructed and maintained track where track gauge and geometry errors are negligible, the independent (freely running, IRW) wheels tend to orientate to one of the rails and continually touch it because there is no return torque. (Perhaps it is not the best comparison, but acceptable, when road vehicles travel in the same path, inadequately modulating the asphalt paving, which is also a very damaging consequence).

In the above-mentioned tracks with falling cross-section, the wheels of such axles are clearly orientate alongside the lower rail, generating harmful processes that have already been characterised.

Some manufacturers (eg. Siemens) [10] recognised this problem. For example, hydraulic hinge systems, connecting individual vehicle moduls are designed to «mirror» the hunting oscillation of the driven bogies to the non-driven bogies.

However, «copying» of the very unfavorable running characteristics outlined above raises more questions. The appropriateness of this solution has not been proven to date.

In the literature on the rail vehicles, I have not found any investigation on running on a straight track with falling cross-section, approaching the problem from the vehicle dynamic point of view. The extent of this study makes it impossible to contain such an unusual analysis.

It is important to the above, that in the field of railway vehicle sciences there have already been generic and easy-to-use comparative indicators to predict and present the wear processes resulting from rail transport, the use of which seems necessary in the non-conventional rail sectors as well.

Railway vehicle engineering (vehicle industry) already applies these in its engineering work as a good starting point for further joint assessment and further development of these issues in the two fields. Already at the level of railway vehicle engineering [17], the basis of adhesion rail transport appears (Figure 11) as the essence of adhesion of adhesion and the development of wear patterns.

## ЗАЛІЗНИЧНА КОЛІЯ ТА АВТОМОБІЛЬНІ ДОРОГИ

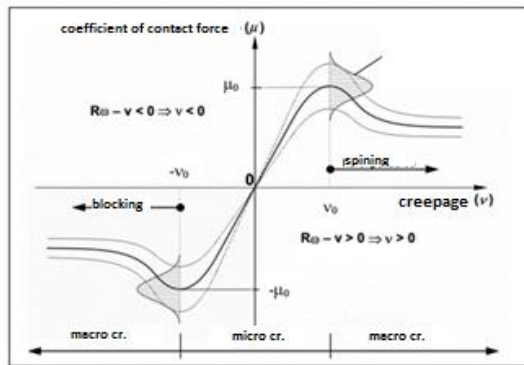


Fig. 11. Creepage dependence and distribution of the wheel/rail interaction factor

Particularly important works were written to describe the wear processes of wheels and rails. Among the domestic works I would like to emphasize the very complex prediction system published by Professor Zobory [18], whose software application also works. It is also recommended to introduce such a wear index in Hungary.

From the mentioned scientific works [1], [4], [5], [6], [9], [12], [13], [15–18] I would point out that, the devaluation effects resulting from the running of the vehicles are primarily formed by the resulting longitudinal, transverse and ‘drilling’ creepage. These are relative displacements that cause significant wear on both the rail head and the wheel profile in the macro slip range. The magnitude of these is influenced by the different coefficients of friction between the steel materials, the size of the contact surfaces (Herz and other non-rigid contact stress theories) and the frequency of the movements as a function of time.

### Originality and practical value

Running characteristic parameters to be introduced at domestic tramways

It is obvious, that the conventional criteria of the domestic tramway design practice has now become particularly damaging. The operational and life cycle cost based financing practice requires the introduction of new guidelines. These should work more efficiently on track/vehicle systems. The analyses carried out revealed that, in addition to interventions on rail vehicles, the professional criteria of this consistency should be put into practice from the civil engineering point of view. There are several possible elements of a contradictory set of criteria.

Creative Commons Attribution 4.0 International  
doi: <https://doi.org/10.15802/stp2020/213180>

These are the followings:

- Determine the required and sufficient groove dimensions, track gauges and rail inclination (in curves and straight lines) based on running technology (rail/wheel mechanical) considerations.
- Running technological design and operation limits/parameters must be introduced.
- New track construction technologies should be made available to ensure that these parameters are met.
- In order to achieve the smallest possible wheel and rail wear, optimisation of the running characteristics (low hunting oscillation frequency in straights, favorable contact surface areas, adequacy of rolling radius difference in curves) is required.

Such optimisation is also reported in I. Y. Shevtsov’s [12] publications. In my opinion, this optimisation process is not sufficient for tramway operators, using multiple types of superstructure (conventional/paved) and multiple rail profiles (at least 2) (Vignol/grooved/block rails, eg in Budapest, see Figure 4).

Even with such mixed rail systems, the use of a ‘universal’ wheel profile is appropriate. However, this should be consistent with and optimised for the preferred superstructure systems of the infrastructure operator.

In addition, this wheel profile may also be required to provide satisfactory mechanical properties for given railprofile, rail inclination, track gauge on existing tracks. Figures 12 and 13 show examples of favorable rail/wheel interaction parameters.

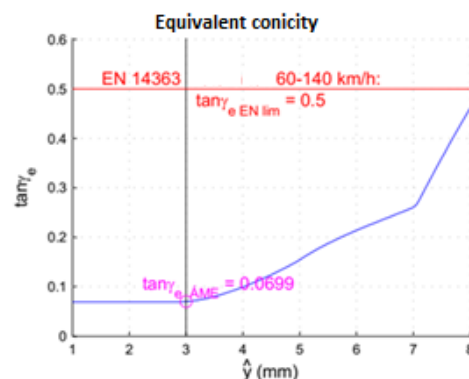


Fig. 12. An example of a favorable tanye function

## ЗАЛІЗНИЧНА КОЛІЯ ТА АВТОМОБІЛЬНІ ДОРОГИ

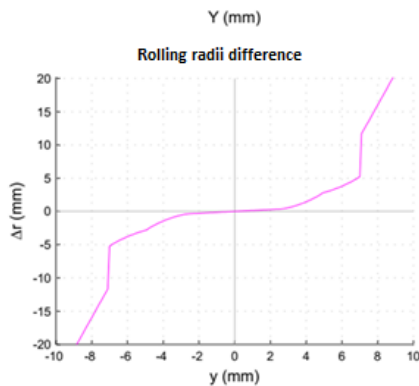


Fig. 13. An example of a favorable  $\Delta r$  function

On the basis of the presented, the partial adaptation of the requirements of the EN 14363: 2016 standard [2] is recommend for tramway conditions.

Recommended parameters to be introduced for domestic use.

Specifications of applicable wheel profile:

I. A min. 120 mm of wheel width should be avoided as much as possible.

II. The possibility to use 130 mm wheel width, which can be a target of 135 mm.

III. In narrow curves, with 1450 mm track gauge and asymmetric rail inclination, the possibility of radius radius difference of  $\Delta r$  min. = 5,5 mm.

IV. In the case of 59R2 grooved rail (at 1:∞ rail inclination) and MÁV 48 vignol rail, taking into account 1:40 rail inclination, to fully comply with the parameters below (VI, VII, VIII and X).

V. In the case of other rail profiles and rail inclination combinations, to fully comply with points VI, VII. and VIII. at 1432-1450 mm track gauge.

Specifications for rail/wheel interaction mechanics:

VI. Equivalent conicity ( $\tan\gamma_e$ , at  $\pm 3$  mm y diversion and 1435 mm track gauge)

a. max 0,4 and min 0,05 design value (new wheel and rail)

b. max 0,5 and min 0,05 maintenance value (rails and wheel within the wear limit).

VII. Running  $\tan\gamma_e$  function can only increase monotonically in the direction of the increase of  $\hat{y}$  lateral deflection (in the case of 1432-1450 track gauges).

VIII. In the  $\Delta r$  function, a «jump» greater than 2 mm is not allowed in the interval  $y = \pm 6$  mm (except in the range of  $\pm 2$  mm of the maximum side deflection).

IX. Less than 1432 mm track gauge in the track is not tolerable.

X. The upper limit of equivalent conicity (max  $\tan\gamma_e$ ) is max 0.6 within the total y lateral displacement range.

XI. The contact path should be as broad as possible, but the «conform» contact is not desirable.

XII. The parameters are mandatory for 59R2 grooved rail (with 1:∞ rail inclination) and MÁV 48 Vignol rail with 1:40 rail inclination. For other rail profile and rail inclination combinations (e.g. maintenance work on existing tracks, etc.), rails should be re-profiled by grinding (59R2 and MÁV 48 1:40).

XIII. In order to comply with the CI, CI1 and CI1-2 indexes in curves, the most favorable (e.g. Table 5) groove widths, shallow groove and gauge expansion are the appropriate asymmetric rail inclination for construction and maintenance work.

XIV. The above parameters must also be applied in the design of new tracks.

The introduction of the lower limit of  $\tan\gamma_e$  during hunting oscillation is necessary to ensure the return force of the wheelset to the centre.

At asymmetric rail inclination, the most favorable RRD develops with 1:∞ inclination at the outer rail and 1:20 at the inner rail. This design can be easily constructed with the available rail fastening systems and base plates. Such a design is shown in Figure 14.

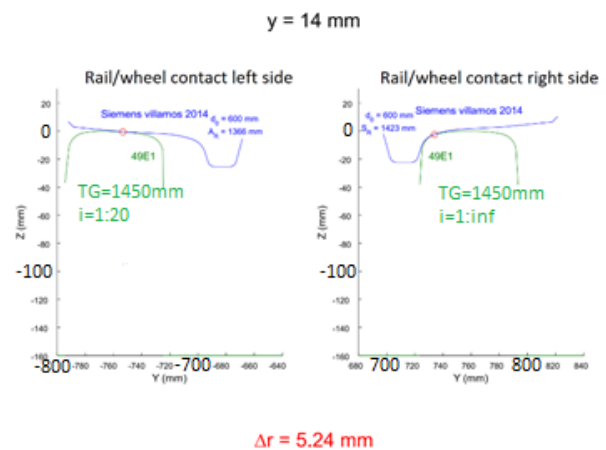


Fig. 14. Asymmetric rail inclination with 1:∞ at the outer rail 1:∞ and 1:20 at the inner rail

Table 5 shows the recommended groove widths.

A new limit system must be defined for the Creepage Index (CI) with the analogue method of Radial Steering Index (RSI) of the EN 14363 [2]. In addition to the RSI, it compares the axles in a bogie or the wheels in a relationship (eg, a driven one) with one another, but takes into account the actual  $\Delta r$  that can develop (see Table 4). For single axle suspensions (bogies), it is sufficient to identify the CI or RSI. For bogies with two or more wheelsets, the indexes CI, CI2, CI1-2, CI3, CI2-3,... must be calculated for each wheelsets.

In curves with radius  $R < 100$  m, the maximum ( $\Delta r_w$ ) for the given wheelset and required rolling radii difference ( $\Delta r^*$ ) in curves must be determined with the  $CI = \Delta r_w - \Delta r^*$  expression of the relationship of the two wheel radiuses, where gauge, groove width, track gauge expansion and wheel profile geometry are the input data.

If the result of the  $CI \geq 0$  ( $\Delta r_w \geq \Delta r^*$ ) relation is adequate, the test shall be continued for vehicles with bogies (and two axles, non-bogie, eg heritage vehicles) by examining the cross rotation of the vehicle in curves, determining the angle of attack and CI2 developing on the rear wheelset, finding the effects of rotation of the bogie. If a negative CI2 develops on the rear wheelset due to the cross-rotation of the vehicle's chassis, then the outer wheel must be positioned towards the outer rail (outer guide rail, narrower groove in the outer rail).

Equal rolling radii difference must be provided on two axles to reduce creepage forces.

Therefore, CI1-2, which is calculated with  $CI1-2 = CI/CI2$ , should be determined. Ideally, the value of this should be close to 1. For specific constellations, the results of the analysis should be approximately  $CI1-2 = 1$ . Values less than 0.5 (1/2) should be avoided and in case of negative values the technical solution in curves is not satisfactory.

If  $CI < 0$ , then other technical solutions must be designed in the curves (see Table 5).

The emerging CI, CI2 and CI1-2 values must be determined with the technical parameters of the designed curve. This information must be provided to the infrastructure manager in the design. If the infrastructure manager requests an additional analysis or alternative solution, the new test should also be performed.

Table 5

Recommended groove width in curve (and in straight)		
Minimum groove dimensions for single point bogie guiding		
Horizontal geometry	At outer rail of curve	At inner rail of curve
In case of Vignol rail		
In level crossing, next to paving separation	45 mm	45 mm
Next to guide rail, $50 \text{ m} \leq R < 100 \text{ m}$	not relevant	55 mm
Next to guide rail, $25 \text{ m} \leq R < 50 \text{ m}$ (gauge expansion up to +15 mm)	40 mm	55 mm
Next to guide rail, $20 \text{ m} \leq R < 25 \text{ m}$ (gauge expansion up to +15 mm)	40 (42**) mm or shallow groove	55 mm
In case of grooved rail		
$R > 100 \text{ m}$	42 mm	42 mm
$50 \text{ m} \leq R \leq 100 \text{ m}$ (gauge expansion up to +15 mm)	36 mm	55 mm
$25 \text{ m} \leq R < 50 \text{ m}$ (gauge expansion up to +15 mm)	36 (42**) mm	55 mm
$20 \text{ m} \leq R < 25 \text{ m}$ (gauge expansion up to +15 mm)	36 (42***) mm or shallow groove	55 mm

Note: \* For level crossings in curves, the value for the curve radius should be taken into account.

\*\* in case of  $d > 3800$  mm wheelbase vehicle.

\*\*\* in case of  $d > 3000$  mm wheelbase vehicle.

Rolling Radius Difference, Creepage Index (CI):

## Conclusions

Suggestions for rail infrastructure and civil engineering

In order to reach the optimum running parameters in narrow curves, the following consideration should be given:

Asymmetry of rail inclination must be ensured structurally when constructing (or renewing) a new track (or renewal). For this, the highest possible

## ЗАЛІЗНИЧНА КОЛІЯ ТА АВТОМОБІЛЬНІ ДОРОГИ

value for the rolling radius seems to be satisfactory (e.g. vertical on the outside, along with the 1:20 rail inclination on the inside), all wheel profiles that can be used are most favorable for the available rolling radii difference ( $\Delta r$ , RRD).

- The use of a guide rail next to the inner rail is inadequate, if the narrow groove size prevents the development of the required RRD function. The use of the outer guide rail is more advantageous according to the analysis. The inner guide rail can still be retained to increase the derailment safety of narrow curves.

- In the narrowest radius curves ( $\sim R < 40\text{m}$ ), the outer wheel of the vehicle should run on the flange. This will give the possibility for further development of the rail systems for shallow groove design.

- In case of urban railways, but especially tramways, the need for proper regulation for running in narrow curves (running characteristic) arises. It is therefore suggested to introduce a new track design parameter, especially for narrow curves. This can be the «rolling radius difference deficiency» or «index» (the introduction of this is among the recommendations of INFRA TSI for conventional railways)

Let this be the CI, CI2 and CI1-2,... index, of which proposed system is presented above.

- Suggestions for mechanical engineering of railway vehicles.

As described in the previous paragraph, the construction of bogies of vehicles should also contribute to reducing the attack angle. There is also a need for more robust, non-permissive regulation for the design of railway vehicle bogies, as a common professional interest. This is necessary but not sufficient condition.

- It is strongly recommended tram vehicles should only be designed with automatic radially steered axes and wheels. (e.g. Scheffel or other active systems,...)

- It also coincides with what is described above, but from the mechanical side, that the vehicles in the narrowest curves ( $\sim R < 40\text{m}$ ) should run on the outer wheel flange. This results the development of wheel profiles and optimisation of flange running.

Close cooperation between professional branches is advisable to improve running on flange!

## LIST OF REFERENCE LINKS

1. Brandau J. *Einsatz unsymmetrischer Schienenkopffprofile im Nahverkehr*. Hannover : Universität Hannover, Diss. 1999. P. 35–41. DOI: <https://doi.org/10.15488/9537>
2. BS EN 14363:2016+A1:2018. Railway applications. Testing and Simulation for the acceptance of running characteristics of railway vehicles. Running Behaviour and stationary tests. 202 p. URL: <https://cutt.ly/LfSva6S> (date of access 25.06.2020).
3. BS EN 15302:2008+A1:2010. Railway applications. Method for determining the equivalent conicity. 128 p. URL: <https://cutt.ly/AfSvRM2> (date of access 25.06.2020).
4. Csépké R. Wheel-Rail Interface in narrow curves. *Proceedings of the 10th International Conference on Railway Bogies and Running Gears – Department of Rolling Stock of the Scientific Society of Mechanical Engineers : Conference Paper* (Budapest, 12–15 sept. 2016). Budapest, 2016. P. 297–305.
5. Csépké R. Vasúti sín-kerék kapcsolat elemzése a kis sugarú ívekben. *Sínek Világa*. 2016. Vol. 58, № 2. P. 24–28.
6. Fischer Sz. A kerék-sín érintkezés mechanikai problémái. *Műszaki és informatikai rendszerek és modellek III*. 2009. P. 51–68.
7. Fischer Sz., Horvát F. Mérethatárok sebességfüggősége, XIII. *Nemzetközi Építéstudományi Konferencia (ÉPKO)* (Csíksomlyó, 11–14 jún. 2009). Erdélyi Magyar Tudományos Társaság (EMT). Csíksomlyó, 2009. P. 137–143.
8. Kaplan A., Hasselmann T., Short S. Independently Rotating Wheels for High Speed Trains. *SAE International*. 1970. P. 2496–2497. DOI: <https://doi.org/10.4271/700841>
9. Liu B., Mei T. X., Bruni S. Design and optimisation of wheel – rail profiles for adhesion improvement. *Vehicle System Dynamics*. 2016. Vol. 54. Iss. 3. P. 429–444. DOI: <https://doi.org/10.1080/00423114.2015.1137958>
10. Meyer A. Wheel sets or independently rotating wheels – from theory to practice. *Siemens AG*. 2016. P. 1–12.
11. Rießberger K. *Das Zusammenwirken von Rad und Schiene*. Handbuch Eisenbahninfrastruktur. 2013. P. 1–38. DOI: [https://doi.org/10.1007/978-3-642-30021-9\\_1](https://doi.org/10.1007/978-3-642-30021-9_1)

## ЗАЛІЗНИЧНА КОЛІЯ ТА АВТОМОБІЛЬНІ ДОРОГИ

12. Shevtsov I. Y. *Wheel / Rail Interface Optimisation*. PhD Dissertation. Delft University of Technology, 2008. P. 12–18.
13. Stichel S. Principles of wheel-rail interaction. *WRI Principles course*. 2013. P. 18–28.
14. *Technische Regeln für die Spurführung von Schienenbahnen nach der Verordnung über den Bau und Betrieb der Strassenbahnen (BOStrab)*. 2006. P. 19–36. URL: <https://www.vdv.de/technische-regeln-spurfuehrung.pdf>
15. *Track Design Handbook for Light Rail Transit*. Transit Cooperative Research Program, 2000. P. 7–10.
16. Wang P., Ma X., Wang J., Xu J., Chen R. Optimization of Rail Profiles to Improve Vehicle Running Stability in Switch Panel of High-Speed Railway Turnouts. *Hindawi Mathematical Problems in Engineering*. Vol. 2017. P. 1–13. DOI: <https://doi.org/10.1155/2017/2856030>
17. Zobory I., Gáti B., Kádár L., Hadházi D. *Járművek és mobil gépek I : Egyetemi tananyag*. Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem Közlekedésmérnöki és Járómérnöki Kar, 2012. P. 48–54.
18. Zobory I. Prediction of Wheel / Rail Profile Wear. *Vehicle System Dynamics*. 1997. Vol. 28. P. 221–259. DOI: <https://doi.org/10.1080/00423119708969355>

Р. ЧЕПКЕ<sup>1\*</sup>

<sup>1\*</sup>«Докторська школа міждисциплінарних інженерних наук», Університет Іштвана Сечені, пл. Університетська, 1, Дьйор, Угорщина, 9026, тел. +36 (70) 32 88 426, ел. пошта [csepke.robert@gmail.com](mailto:csepke.robert@gmail.com), ORCID 0000-0002-4343-252X

## АНАЛІЗ ВЗАЄМОДІЇ В СИСТЕМІ КОЛЕСО – РЕЙКА ПО КРИВИХ МАЛОГО РАДІУСА

**Мета.** Основна мета статті – розробити нову геометричну конструкцію кривих трамвайних колій, а також ввести новий параметр. Цей новий параметр – індекс уgonу (IY), який враховує значення проковзування коліс на основі оптимальної різниці радіусів кочення для кожної колісної пари у візку. **Методика.** Кілька типів профілів рейок і геометрії профілю поверхні кочення залізничних коліс були проаналізовані за допомогою спеціального програмного забезпечення та зіставлені зі стандартами, TSI і BOStrab. **Результати.** У результаті виявлено, що механічна відповідність взаємодії рейок і коліс (ходові характеристики) на трамвайних коліях несприятлива, і необхідні нові правила для зменшення зносу та хвилеутворення рейок і коліс, особливо на кривих з малим радіусом. **Наукова новизна.** У ЄС діють Технічні специфікації щодо експлуатаційної сумісності (TSI), які регулюють параметри роботи міжнародних та національних залізниць загального користування. Однак ці правила не поширюються на внутрішні трамвайні лінії. В ході аналізу автор пропонує ввести систему регулювання, засновану на механічній придатності взаємодії рейки та колеса. Це особливо виправдано, тому що, наприклад, регулювання німецьких легких рейок (BOStrab) вимагає тільки геометричних розмірів колеса та жолоба рейки, а також їх меж. **Практична значимість.** Автор розробив нову геометричну конструкцію та систему обмеження кривих малого радіуса і прямих ділянок колій, а також новий параметр випробувань, який показує ступінь узгодженості ходових характеристик цієї кривої і транспортного засобу з точки зору інфраструктури для всіх колісних пар візка. Такий параметр IY (індекс уgonу) враховує значення проковзування всіх коліс, що виникають у результаті варіацій (+, –) оптимальної різниці радіусів кочення. Це призводить до посилення вимог щодо принципів проектування візків і з причин ходових характеристик потребує постійного руху гребеня зовнішнього колеса у кривих малого радіуса.

*Ключові слова:* взаємодія рейки та колеса; криві малого радіуса; нові правила; трамвайна колія

Р. ЧЕПКЕ<sup>1\*</sup>

<sup>1\*</sup>«Докторская школа междисциплинарных инженерных наук», Университет Иштвана Сечени, пл. Университетская, 1, Дьёр, Венгрия, 9026, тел. +36 (70) 32 88 426, эл. почта [csepke.robert@gmail.com](mailto:csepke.robert@gmail.com), ORCID 0000-0002-4343-252X

## АНАЛИЗ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ В СИСТЕМЕ КОЛЕСО – РЕЛЬС ПО КРИВЫМ МАЛОГО РАДИУСА

**Цель.** Основная цель статьи – разработка новой геометрической конструкции кривых трамвайных путей, а также введение нового параметра. Этот новый параметр – индекс угона (ИУ), который учитывает значения проскальзывания колес на основе оптимальной разницы радиусов качения для каждой колесной пары в тележке. **Методика.** Несколько типов профилей рельсов и геометрии профиля поверхности катания железнодорожных колес были проанализированы с помощью специального программного обеспечения и сопоставлены со стандартами, TSI и BOStrab. **Результаты.** В результате анализа выявлено то, что механическое соответствие взаимодействия рельсов и колес (ходовые характеристики) на трамвайных путях неблагоприятно, и необходимы новые правила для уменьшения износа и волнообразования рельсов и колес, особенно на кривых с малым радиусом. **Научная новизна.** В ЕС действуют Технические спецификации по эксплуатационной совместимости (TSI), которые регулируют параметры работы международных и национальных железных дорог общего пользования. Однако эти правила не распространяются на внутренние трамвайные линии. В ходе анализа автор предлагает ввести систему регулирования, основанную на механической пригодности взаимодействия рельса и колеса. Это особенно оправдано, потому что, например, регулирование немецких легких рельсов (BOStrab) требует только геометрических размеров колеса и желоба рельса, а также их пределов. **Практическая значимость.** Автор разработал новую геометрическую конструкцию и систему ограничения кривых малого радиуса и прямых участков пути, а также новый параметр испытаний, который показывает степень согласованности ходовых характеристик данной кривой и транспортного средства с точки зрения инфраструктуры для всех колесных пар тележки. Данный параметр ИУ (индекс угона) учитывает значения проскальзывания всех колес, возникающие в результате вариаций (+, –) оптимальной разницы радиусов качения. Это приводит к ужесточению принципов проектирования тележек и по причинам ходовых характеристик требует непрерывного движения гребня внешнего колеса в кривых малого радиуса.

**Ключевые слова:** взаимодействие рельса и колеса; кривые малого радиуса; новые правила; трамвайный путь

### REFERENCES

1. Brandau, J. (1999). *Einsatz unsymmetrischer Schienenkopffprofile im Nahverkehr*. Hannover: Universität Hannover, Diss., (pp. 35-41). DOI: <https://doi.org/10.15488/9537> (in German)
2. BS EN 14363:2016+A1:2018. Railway applications. Testing and Simulation for the acceptance of running characteristics of railway vehicles. Running Behaviour and stationary tests. Retrieved from <https://cutt.ly/LfSva6S> (in English)
3. BS EN 15302:2008+A1:2010. Railway applications. Method for determining the equivalent conicity. Retrieved from <https://cutt.ly/AfSvRM2> (in English)
4. Csépké, R. (2016). Wheel-Rail Interface in narrow curves. *Proceedings of the 10th International Conference on Railway Bogies and Running Gears-Department of Rolling Stock of the Scientific Society of Mechanical Engineers: Conference Paper* (pp. 297-305). Budapest, Hungary. (in English)
5. Csépké, R. (2016). Vasúti sín-kerék kapcsolat elemzése a kis sugarú ívekben. *Sínek Világa*, 58(2), 24-28. (in Hungarian)
6. Fischer, Sz. (2009). A kerék-sín érintkezés mechanikai problémái. *Műszaki és informatikai rendszerek és modellek III*, 51-68. (in Hungarian)
7. Fischer, Sz., & Horvát, F. (2009). Mérethatárok sebességfüggősége, XIII. *Nemzetközi Építéstudományi Konferencia (ÉPKO)* (pp. 137-143). Erdélyi Magyar Tudományos Társaság (EMT). Csíksomlyó, Románia. (in Hungarian)
8. Kaplan, A., Hasselman, T. K., & Short, S. A. (1970). Independently Rotating Wheels for High Speed Trains. *SAE International*, 2496-2497. DOI: <https://doi.org/10.4271/700841> (in English)
9. Liu, B., Mei, T. X., & Bruni, S. (2016). Design and optimisation of wheel-rail profiles for adhesion improvement. *Vehicle System Dynamics*, 54(3), 429-444. DOI: <https://doi.org/10.1080/00423114.2015.1137958> (in English)
10. Meyer, A. (2016). Wheel sets or independently rotating wheels-from theory to practice. *Siemens AG*, 1-12. (in English)

## ЗАЛІЗНИЧНА КОЛІЯ ТА АВТОМОБІЛЬНІ ДОРОГИ

11. Rießberger, K. (2013). *Das Zusammenwirken von Rad und Schiene*. Handbuch Eisenbahninfrastruktur (pp. 1-38). DOI: [https://doi.org/10.1007/978-3-642-30021-9\\_1](https://doi.org/10.1007/978-3-642-30021-9_1) (in German)
12. Shevtsov, I. Y. (2008). *Wheel/Rail Interface Optimisation*. (PhD dissertation). Delft University of Technology (pp. 12-18). (in Dutch)
13. Stichel, S. (2013). Principles of wheel-rail interaction. *WRI Principles course*, 12-18. (in English)
14. *Technische Regeln für die Spurführung von Schienenbahnen nach der Verordnung über den Bau und Betrieb der Strassenbahnen (BOStrab)*. (2006). (pp. 19-36). Retrieved from <https://www.vdv.de/technische-regeln-spurfuehrung.pdf> (in German)
15. *Track Design Handbook for Light Rail Transit*. (2000). Transit Cooperative Research Program (pp. 7-10). (in English)
16. Wang, P., Ma, X., Wang, J., Xu, J., & Chen, R. (2017). Optimization of Rail Profiles to Improve Vehicle Running Stability in Switch Panel of High-Speed Railway Turnouts. *Mathematical Problems in Engineering*, 2017, 1-13. DOI: <https://doi.org/10.1155/2017/2856030> (in English)
17. Zobory, I., Gáti, B., Kádár, L., & Hadházi, D. (2012). *Járművek és mobil gépek I: Egyetemi tananyag*. Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem Közlekedésmérnöki és Járműmérnöki Kar (pp. 48-54). (in Hungarian)
18. Zobory, I. (1997). Prediction of Wheel/Rail Profile Wear. *Vehicle System Dynamics*, 28, 221-259. DOI: <https://doi.org/10.1080/00423119708969355> (in English)

Received: March 05, 2020

Accepted: August 05, 2020

## ІНФОРМАЦІЙНО-КОМУНІКАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ

УДК 656.13.052.1

Ю. О. ДАВІДІЧ<sup>1\*</sup>, І. В. ЧУМАЧЕНКО<sup>2\*</sup>, А. С. ГАЛКІН<sup>3\*</sup>, Н. В. ДАВІДІЧ<sup>4\*</sup>, Є. І. КУШ<sup>5\*</sup>

<sup>1\*</sup>Каф. «Транспортні системи і логістика», Харківський національний університет міського господарства ім. О. М. Бекетова, вул. Маршала Бажанова, 17, Харків, Україна, 61002, тел. +38 (057) 707 32 61, ел. пошта Yuriy.Davidich@kname.edu.ua, ORCID 0000-0002-4136-4084

<sup>2\*</sup>Каф. «Управління проектами в міському господарстві і будівництві», Харківський національний університет міського господарства ім. О. М. Бекетова, вул. Маршала Бажанова, 17, Харків, Україна, 61002, тел. +38 (057) 707 31 32, ел. пошта rmkaf@kname.edu.ua, ORCID 0000-0003-2312-2011

<sup>3\*</sup>Каф. «Транспортні системи і логістика», Харківський національний університет міського господарства ім. О. М. Бекетова, вул. Маршала Бажанова, 17, Харків, Україна, 61002, тел. +38 (057) 707 32 61, ел. пошта galkin.tsl@gmail.com, ORCID 0000-0003-3505-6170

<sup>4\*</sup>Каф. «Управління проектами в міському господарстві і будівництві», Харківський національний університет міського господарства ім. О. М. Бекетова, вул. Маршала Бажанова, 17, Харків, Україна, 61002, тел. +38 (057) 707 31 32, ел. пошта rmkaf@kname.edu.ua, ORCID 0000-0001-7613-2956

<sup>5\*</sup>Каф. «Транспортні системи і логістика», Харківський національний університет міського господарства ім. О. М. Бекетова, вул. Маршала Бажанова, 17, Харків, Україна, 61002, тел. +38 (057) 707 32 61, ел. пошта yevhen.kush@gmail.com, ORCID 0000-0002-9439-7357

### ІНФОРМАЦІЙНИЙ ПІДХІД ДО ВИЗНАЧЕННЯ МАРШРУТІВ РУХУ ВОДІЯМИ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ У МІСТАХ

**Мета.** Моделювання транспортної мережі та раціоналізація розвитку й планування транспортних потоків, які можливі за допомогою впровадження інформаційних технологій, призводять до більш якісного контролю транспортної системи й транспортних операцій. Це дослідження спрямовано на отримання нових знань щодо визначення водіями транспортних засобів маршрутів руху в містах, адже виявлені на сьогодні закономірності вибору водіями маршрутів руху пропонуються для всіх водіїв транспортних засобів незалежно від їх індивідуальних характеристик. **Методика.** Визначення закономірностей вибору водіями маршрутів руху транспортних засобів у містах запропоновано проводити диференційовано, залежно від індивідуальних особливостей водіїв, що визначаються типом нервової системи. На основі проведеного аналізу були виявлені фактори, що впливають на вибір водіями маршруту руху. Із метою фіксації цих факторів проведено обстеження з використанням спеціально розробленої анкети. Для врахування індивідуальних особливостей водіїв із використанням типологічного опитувальника визначається тип нервової системи. Для визначення закономірностей вибору водіями транспортних засобів маршрутів руху було використано методи регресійного аналізу. **Результати.** На основі даних, отриманих під час опитування водіїв транспортних засобів, було розроблено модель зміни частки кореспонденції, що реалізується альтернативними маршрутами руху, під час керування водіями з типом нервової системи «сангвінік». Статистична оцінка отриманої моделі свідчить про допустимість її використання для прогнозування параметрів транспортних потоків у міських проектах сталого розвитку. **Наукова новизна.** Автори вперше провели дослідження закономірностей вибору водіями транспортних засобів маршрутів руху з урахуванням індивідуальних особливостей водіїв, що визначаються типом нервової системи. **Практична значимість.** На основі отриманих результатів можна моделювати транспортну мережу та раціоналізувати розвиток і планування транспортних потоків, які можливі за допомогою впровадження інформаційних технологій. Моделювання маршрутів руху транспортних

## ІНФОРМАЦІЙНО-КОМУНІКАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ

засобів дозволяє проводити аналіз пропускної здатності магістралей та перехресть. Упровадження інформаційних технологій призведе до більш якісного контролю транспортної системи та транспортних операцій.

*Ключові слова:* транспортний потік; темперамент; маршрут руху; анкетування; нервова система; адекватність; критерій; моделювання; кореляція; водій; автомобіль

### Вступ

Сучасні умови розвитку транспортних систем обумовлені ростом рівня автомобілізації. Це призводить до великої кількості проблем у системі управління транспортними потоками. Зростання рівня автомобілізації негативно впливає на рівень обслуговування вулично-дорожньої мережі міст. Втілення заходів із реконструкції вулично-дорожньої мережі та управління транспортними системами міста неможливе без прогнозу параметрів потоків транспортних засобів після їхнього впровадження. Результати прогнозів дозволять визначати пріоритети втілення кожного із заходів у проєктах транспортних систем міст та ефект від їх упровадження.

Транспортні потоки складаються з окремих пересувань, які здійснюють учасники руху або користувачі транспортної мережі. Основними факторами, що визначають кількість здійснюваних пересувань і їх розподіл транспортною мережею міста, є [3, 12]:

- потокоутворювальні фактори – розміщення об'єктів, що породжують переміщення (місця проживання і праці, культурно-побутового обслуговування та ін.);
- характеристики транспортної мережі (кількість і якість вулиць і шляхів, параметри організації руху, маршрути й провізні здатності громадського транспорту та тощо);
- поведінкові фактори (мобільність населення, переваги під час вибору способів і маршрутів пересувань та ін.).

Завантаження транспортної мережі визначається кількістю транспортних засобів, що використовують для руху кожний елемент мережі [9, 10]. Маршрути кожного транспортного засобу визначаються особисто водієм відповідно до його власних інтересів [2, 8]. Дослідники відзначають, що в науці на цей момент не існує надійних критеріїв, що дозволяють дати оцінку рішенням водіїв щодо вибору маршруту руху [13]. Необхідні широкі експерименти зі з'ясування рішень, якими керується водій для

вирішення цього завдання. Основою для моделювання поведінки водіїв є математичне формулювання критерію, на підставі якого оцінюються альтернативні маршрути і способи пересування. Цей критерій дослідники називають узагальненою ціною шляху. Він складається з узагальнених цін дуг, які входять до нього. Також до ціни шляху може додаватися ціна переходів із дуги на дугу [9]. Збільшення узагальненої ціни шляху знижує його привабливість.

Найбільш ефективною моделлю, що повною мірою враховує фактор взаємного впливу водіїв, за думкою дослідників, є модель, що заснована на пошуку рівноважного розподілу [11, 15]. Статичний варіант моделі рівноважного розподілу передбачає, що всі учасники руху вибирають шляхи прямування, виходячи з мінімізації індивідуальної узагальненої ціни поїздки. У результаті цього на всіх елементах мережі складаються значення інтенсивності потоку, що, у свою чергу, є головним чинником, який визначає узагальнену ціну елементів. Величина інтенсивності впливає на критерій індивідуального вибору водіїв. Передбачається, що в результаті процесу розрахунку в системі встановлюється рівноважний розподіл потоків, що має відповідні властивості [2, 12]. Суть цих властивостей, як визначають дослідники, може бути виражена в такій пропозиції: за рівноважного розподілу жоден з учасників руху не може змінити свою дорогу так, щоб зменшити індивідуальну ціну поїздки [9].

Крім цього, науковці виявили, що будь-які дії людини залежать від її психофізіологічних особливостей, що визначаються типом нервової системи [1, 14]. Згідно з роботою [6], тип нервової системи залежить від взаємодії сили, врівноваженості й рухливості процесів збудження та гальмування. За даними праць [5, 6], дослідники виділяють чотири найбільш виражених типи нервової системи: сангвінік, флегматик, холерик, меланхолік. Як довели дослідники в роботі [4], особливості типу вищої нервової діяльності та властивості темпераменту визначають поведінку й дії людини. Отже, на підста-

## ІНФОРМАЦІЙНО-КОМУНІКАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ

ві цього можна зробити припущення, що вибір шляху прямування також залежить від типу нервової системи. Таким чином, процес вибору маршрутів руху водіями транспортних засобів ґрунтується на їх порівняльній оцінці параметрів руху за альтернативними маршрутами, яка відбувається під впливом їх психофізіологічних характеристик.

### Мета

Ураховуючи вищезгадане, автори ставлять за мету отримання нових знань щодо розвитку наукового напрямку визначення закономірностей вибору маршрутів руху водіями транспортних засобів. У рамках цієї роботи було проведено дослідження для водіїв з типом нервової системи «сангвінік».

### Методика

Дослідження було проведено за такими етапами:

1) повномасштабне обстеження з метою фіксування віку та темпераменту водіїв, а також обраного ними маршруту руху між пунктами відправлення та прибуття;

2) визначення параметрів маршрутів, обраних водіями для пересування між пунктами відправлення та прибуття;

3) статистична обробка отриманих даних для визначення зв'язку зміни частки кореспонденції транспорту, яка реалізовується за маршрутом руху, від параметрів цього маршруту.

Для досягнення мети дослідження на першому етапі було проведено аналіз факторів, що впливають на вибір водіями маршруту руху. Як параметр, що характеризує відстань поїздки автомобіля, було обрано довжину маршруту. Вплив таких факторів, як кількість смуг, інтенсивність руху, наявність перехрест'я і затримок, пов'язаних із пропуском транспортних потоків конфліктуючих напрямків, відбивається на часі поїздки. Цей параметр є більш об'єктивним показником умов руху. Також параметром, що визначає умови руху, є швидкість руху транспортних засобів.

На другому етапі було проведено натурні дослідження з метою фіксації вищенаведених параметрів під час вибору водіями маршрутів

руху. Ці показники було обрано як фактори, що фіксувалися під час проведення натурних досліджень. Для вирішення цього завдання було розроблено відповідну анкету (рис. 1).

*Ваш вік* \_\_\_\_\_

*Ваш стаж водіння* \_\_\_\_\_

*Вкажіть марку Вашого автомобіля* \_\_\_\_\_

*П.І.Б. обліковця* \_\_\_\_\_

*Дата проведення опитування* \_\_\_\_\_

*Тип нервової системи* \_\_\_\_\_

*Укажіть, яким маршрутом Ви будете їхати від пункту відправлення до пункту призначення*

\_\_\_\_\_

Рис. 1. Анкета вибору водіями маршрутів руху

Fig. 1. Questionnaire of traffic routes selection by drivers

Обстеження виконано серед водіїв індивідуальних транспортних засобів, які щодня приймають рішення щодо вибору маршруту руху. На початку проведення обстеження фіксувалися вік водія, стаж водіння та марка автомобіля. Також із використанням типологічного опитувальника [7] визначався тип нервової системи для врахування індивідуальних особливостей водіїв. В обстеженні було задіяно 400 водіїв, із яких 120 мали темперамент «сангвінік», 104 – темперамент «флегматик», 64 – темперамент «меланхолік», 112 – темперамент «холерик». Далі водії обирали маршрути руху вулично-дорожньою мережею між різними районами міста. У результаті обстеження було проведено опитування для тридцяти сукупностей пунктів відправлення та призначення. При цьому вони мали різне розташування в місті Харків. Для маршрутів, що визначали водії, фіксувалися їх параметри та умови руху. Для водіїв із різними типами нервової системи формувалися окремі дані. Як показник, що описує вибір водіями маршрутів руху, використовувалася частка кореспонденції транспортних засобів між районами відправлення та прибуття, що реалізується альтернативними маршрутами руху. Приклад результатів обстеження для водіїв із типом нервової системи «сангвінік» наведено в табл. 1.

Таблиця 1

## Результати обстежень маршрутів руху водіїв із типом нервової системи «сангвінік»

Table 1

## The results of surveys of traffic routes of drivers with the «sanguine» type of nervous system

Маршрут	Довжина маршруту, км	Довжина найкоротшого маршруту, км	Відношення довжини маршруту до найкоротшої довжини маршруту	Час руху, хв	Середня технічна швидкість, км/год	Середня кількість смуг на маршруті, од.	Середня інтенсивність транспортного потоку на одній смузі руху, авт./год	Середня швидкість вільного руху, км/год	Загальна кількість водіїв, од.	Кількість водіїв, що проїхали по маршруту, од.	Частка кореспонденції, що реалізується за маршрутом
Сергія Гріцевца бул. – Людвіга Свободи просп.	43	24	1,79	63	41	2	315	47	34	1	0,027
	24		1,00	53	27	2,5	300	50		10	0,32
	36,5		1,52	56	39	2,5	310	48		14	0,52
	25,9		1,08	48	32	2	354	52		1	0,046
	25,5		1,06	58	26	2	401	50		2	0,023
	32		1,33	55	35	2	355	55		6	0,054
Дружби народів вул. – Маршала Конєва вул.	19,2	14,5	1,32	43	27	2	548	47	34	13	0,336
	14,5		1,00	47	19	2	173	53		11	0,116
	19,6		1,35	45	26	2,5	225	51		9	0,826

Таким чином, після обробки результатів обстеження було отримано дані, які необхідні для визначення закономірностей вибору водіями автомобілів маршрутів руху.

Для того щоб з'ясувати, які фактори і якою мірою впливають на досліджене явище, дослідники застосовують статистичні методи кореляції та регресії. Ці методи дозволяють розв'язати такі завдання: з'ясувати, чи існує кількісний зв'язок між досліджуваним явищем і певними величинами; яка форма зв'язку і яким рівнянням її можна виразити; якою мірою результуюча величина схильна до коливань, не залежних від кожної величини, що впливає. Ці методи й було використано для розробки моделі зміни частки транспортних кореспонденцій, що реалізується альтернативними маршрутами руху, під час керування водіями з типом нервової системи «сангвінік».

## Результати

У рамках цієї роботи було проведено дослідження для водіїв із типом нервової системи «сангвінік». Для розрахунків було використано методи регресійного аналізу. Отримані параметри моделі зміни частки кореспонденції, що реалізується альтернативними маршрутами руху, під час керування водіями з типом нервової системи «сангвінік», наведено в табл. 2–4.

Модель зміни частки кореспонденції, що реалізується альтернативними маршрутами руху, під час керування водіями з типом нервової системи «сангвінік» має такий вигляд:

$$\Delta K^{sang} = 0,23 \cdot V_m / V_{krat} - 0,07 \cdot L_m / L_{krat} \cdot (1)$$

Результати досліджень показали, що з усіх досліджуваних факторів значимими виявилися тільки чотири, що утворюють певні співвідношення. Про це свідчить розрахункове значення

## ІНФОРМАЦІЙНО-КОМУНІКАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ

критерію Стьюдента, яке більше за табличне значення. Після розробки регресійної моделі проведено її статистичну оцінку (табл. 5).

Таблиця 2

**Межі вимірювання факторів моделі зміни частки кореспонденції, що реалізується альтернативними маршрутами руху, під час керування водіями з типом нервової системи «сангвінік»**

Table 2

**Limits of measurement of factors of the change model of the correspondence share realized by alternative traffic routes, when driving by the driver with the «sanguine» type of nervous system**

Фактор	Позначення, розмірність	Межі вимірювання
Відношення швидкості руху за маршрутом до швидкості руху на найкоротшому маршруті	$V_m/V_{krat}$	0,68–1,75
Відношення довжини маршруту до найкоротшої довжини маршруту	$L_m/L_{krat}$	1–1,86

Таблиця 3

**Характеристика моделі зміни частки кореспонденції, що реалізується альтернативними маршрутами руху, під час керування водіями з типом нервової системи «сангвінік»**

Table 3

**Characteristics of the change model of the correspondence share realized by alternative traffic routes when driving by a driver with the «sanguine» type of nervous system**

Фактор	Коефіцієнт	Стандартна похибка	Критерій Стьюдента	
			розрахунковий	табличний
$V_m/V_{krat}$	0,23	0,12	2,89	2,04
$L_m/L_{krat}$	–0,07	0,11	2,64	2,04

Таблиця 4

**Довірчі інтервали коефіцієнтів моделі зміни частки кореспонденції, що реалізується альтернативними маршрутами руху, під час керування водіями з типом нервової системи «сангвінік»**

Table 4

**Confidence intervals of the coefficients of the change model of the correspondence share realized by alternative traffic routes, when driving by a driver with the «sanguine» type of nervous system**

Фактор	Нижня межа	Верхня межа
Відношення швидкості руху за маршрутом до швидкості руху на найкоротшому маршруті	0,05	0,50
Відношення довжини маршруту до найкоротшої довжини маршруту	–0,13	–0,01

Таблиця 5

**Результати оцінки моделі зміни частки кореспонденції, що реалізується альтернативними маршрутами руху, під час керування водіями з типом нервової системи «сангвінік»**

Table 5

**The evaluation results of the change model in the correspondence share realized by alternative traffic routes when driving by the driver with the «sanguine» type of nervous system**

Показник	Значення
Критерій Фішера :	
табличний	2,09
розрахунковий	110,11
Коефіцієнт множинної кореляції	0,99
Середня похибка апроксимації, %	9,28

Тісний зв'язок між залежною змінною і факторами, що впливають на її рівень, було визначено коефіцієнтом множинної кореляції. Його значення свідчить про високий ступінь тісноти зв'язку між значеннями частки корес-

## ІНФОРМАЦІЙНО-КОМУНІКАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ

понденції й відібраними факторами. Оцінку адекватності розробленої моделі проведено за показником середньої помилки апроксимації. Її значення відповідає допустимим межах.

Для аналізу спільного впливу факторів на величину частки транспортних кореспонденцій, що реалізується альтернативними маршрутами руху, під час керування водіями з типом нервової системи «сангвінік» було здійснено зіставлення зміни частки кореспонденцій залежно від параметрів маршруту (рис. 2–3).

Аналіз рис. 2–3 показав, що зі збільшенням відношення довжини маршруту до довжини найкоротшого маршруту частка кореспонденції, що реалізується альтернативними маршрутами руху, під час керування водіями з типом нервової системи «сангвінік» зменшується. Вони надають перевагу найкоротшим маршрутам.

У разі збільшення відношення швидкості руху на маршруті до швидкості руху на найкоротшому маршруті частка кореспонденції, що реалізується альтернативними маршрутами руху, під час керування водіями з типом нервової системи «сангвінік» також збільшується. Вони надають перевагу маршрутам, де є можливість рухатися з більшими швидкостями.

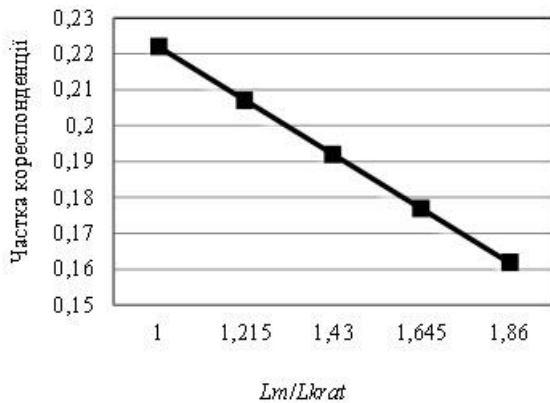


Рис. 2. Графік зміни частки кореспонденції, що реалізується альтернативними маршрутами руху, під час керування водіями з типом нервової системи «сангвінік» залежно від відношення довжини маршруту до довжини найкоротшого маршруту

Fig. 2. Graph of change in the proportion of correspondence realized by alternative routes during driving by a driver with the type of nervous system «sanguine» depending on the ratio of the route to the length of the shortest route

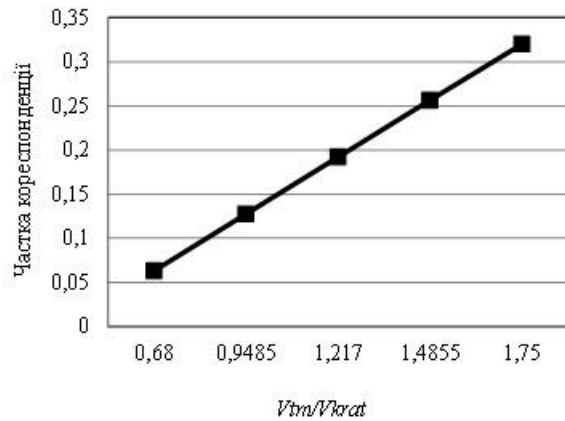


Рис. 3. Графік зміни частки кореспонденції, що реалізується альтернативними маршрутами руху, під час керування водіями з типом нервової системи «сангвінік» залежно від відношення швидкості руху на маршруті до швидкості руху на найкоротшому маршруті

Fig. 3. Change graph in the correspondence share realized by alternative traffic routes when driving by a driver with the «sanguine» type of nervous system depending on the ratio of the movement speed on the route to the movement speed on the shortest route

Сангвініки – рухливі люди, яким властива швидка зміна настрою. Вони добре проявляють себе в умовах жвавого руху на дорогах. Однак вони характеризуються слабкою стійкістю до монотонного подразника. Для сангвініків найбільше підходить жвавий міський рух, а не нудна замська їзда. Вони відмінно виконують завдання, які вимагають високої кмітливості. Таким чином, у водіїв із типом нервової системи «сангвінік» невисоке значення частки кореспонденції, тому що вони не «кидаються з крайності в крайність», а реально оцінюють дорожню обстановку.

### Наукова новизна та практична значимість

У роботі запропоновано модель зміни частки кореспонденції, що реалізується альтернативними маршрутами руху, під час керування водіями з типом нервової системи «сангвінік». Її перевагою є те, що вона враховує індивідуальні особливості водіїв, які визначаються типом нервової системи. Розроблена модель дозволяє розраховувати параметри транспортних потоків на вулично-дорожніх мережах міст.

## ІНФОРМАЦІЙНО-КОМУНІКАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ

**Висновки**

Використання методів психофізіологічних досліджень дозволило оцінити тип нервової системи та темпераменту водія. Це дало можливість визначити ступінь впливу параметрів вулично-дорожньої мережі на вибір водіїв із типом нервової системи «сангвінік» маршруту руху під час пересувань у містах. Дослідження показало, що зміна частки кореспонденції, що

реалізується альтернативними маршрутами руху, під час керування водіями з типом нервової системи «сангвінік» із достатньою точністю описується регресійним рівнянням, у якому як змінні виступають параметри маршрутів за довжиною та швидкістю руху. Статистична оцінка отриманої моделі свідчить про допустимість її використання для прогнозування параметрів транспортних потоків у міських проєктах сталого розвитку.

**СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ**

1. Баламирзоев А. Г., Алиева Х. Р., Баламирзоева Э. Р. Принятие решений пассажиропотоком по выбору маршрута передвижения. *Фундаментальные исследования*. 2013. № 4. С. 267–271.
2. Давидич Ю. А., Понкратов Д. П. Распределение транспортных корреспонденций по альтернативным путям следования. *Вісник КДПУ*. 2006. Вип. 2/2006 (37). С. 86–88.
3. Дмитриченко М. Ф. *Системологія на транспорті. Книга IV : Організація дорожнього руху*. Київ : Знання України, 2007. 452 с.
4. Исследование связи типа высшей нервной деятельности и свойств темперамента. URL: [http://www.refstar.ru/data/r/id.16907\\_1.html](http://www.refstar.ru/data/r/id.16907_1.html) (дата звернення: 15.06.2020).
5. Темперамент и тип нервной системы. Темперамент и стиль работы. URL: <http://www.detskiysad.ru/ped/ped243.html> (дата звернення: 15.06.2020).
6. Типы нервной системы. Темпераменты. URL: <https://www.medglav.com/zdorovyy-chelovek/tipy-nervnoy-sistemy.html> (дата звернення: 15.06.2020).
7. Полищук И. А., Выдренко А. С. *Атлас для экспериментального исследования отклонений в психической деятельности человека*. Киев : Здоровье, 1980. 91 с.
8. Чумаченко І. В., Галкін А. С., Давідіч Н. В., Куш Є. І., Літомін Є. В. Закономірності формування транспортних потоків у містах. *Комуніальне господарство міст*. 2020. Т. 1, № 154. С. 248–252. DOI: <https://doi.org/10.33042/2522-1809-2020-1-154-248-252>
9. Швецов В. И. *Математическое моделирование транспортных потоков*. Москва : Институт системного анализа РАН, 2003. 189 с.
10. Antoniou C., Efthymiou D., Chaniotakis E. *Demand for Emerging Transportation Systems : Modeling Adoption, Satisfaction, and Mobility Patterns*. Elsevier, 2020. 287 p.
11. Cascetta E. *Transportation systems analysis : models and applications*. Springer Science & Business Media, 2009. Ch. 29. 742 p. DOI: <https://doi.org/10.1007/978-0-387-75857-2>
12. Davidich N., Galkin A., Sabadash V., Chumachenko I., Melenchuk T., Davidich Y. Projecting of Urban Transport Infrastructure Considering the Human Factor. *Communications – Scientific Letters of the University of Zilina*. 2020. Vol. 22. Iss. 1. P. 84–94. DOI: <https://doi.org/10.26552/com.c.2020.1.84-94>
13. Fusco G. *Intelligent transport systems : Past, present and future directions*. Nova Science Publisher, 2017. 360 p.
14. Galkin A., Davidich N., Kush Ye., Davidich Yu., Lobashov O. Modelling Truck's Transportation Speed On The Route Considering Driver's State. *Transportation Research Procedia*. Vol. 30. P. 207–215. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.trpro.2018.09.023>
15. Kapski D., Kasyanik V., Lobashov O., Volynets A., Kaptsevich O., Galkin A. Estimating the Parameters of Traffic Flows on the Basis of Processing of Localization Data on the Movement of Vehicles. *Communications-Scientific letters of the University of Zilina*. 2019. Vol. 21, № 2. P. 89–99. DOI: <https://doi.org/10.26552/com.C.2019.2.89-99>

Ю. А. ДАВИДИЧ<sup>1\*</sup>, И. В. ЧУМАЧЕНКО<sup>2\*</sup>, А. С. ГАЛКИН<sup>3\*</sup>, Н. В. ДАВИДИЧ<sup>4\*</sup>,  
Е. И. КУШ<sup>5\*</sup>

<sup>1\*</sup>Каф. «Транспортные системы и логистика», Харьковский национальный университет городского хозяйства им. А. Н. Бекетова, ул. Маршала Бажанова, 17, Харьков, Украина, 61002, тел. +38 (057) 707 32 61, эл. почта Yuriy.Davidich@kname.edu.ua, ORCID 0000-0002-4136-4084

<sup>2\*</sup>Каф. «Управление проектами в городском хозяйстве и строительстве», Харьковский национальный университет городского хозяйства им. А. Н. Бекетова, ул. Маршала Бажанова, 17, Харьков, Украина, 61002, тел. +38 (057) 707 31 32, эл. почта rmkaf@kname.edu.ua, ORCID 0000-0003-2312-2011

<sup>3\*</sup>Каф. «Транспортные системы и логистика», Харьковский национальный университет городского хозяйства им. А. Н. Бекетова, ул. Маршала Бажанова, 17, Харьков, Украина, 61002, тел. +38 (057) 707 32 61, эл. почта galkin.tsl@gmail.com, ORCID 0000-0003-3505-6170

<sup>4\*</sup>Каф. «Управление проектами в городском хозяйстве и строительстве», Харьковский национальный университет городского хозяйства им. А. Н. Бекетова, ул. Маршала Бажанова, 17, Харьков, Украина, 61002, тел. +38 (057) 707 31 32, эл. почта rmkaf@kname.edu.ua, ORCID 0000-0001-7613-2956

<sup>5\*</sup>Каф. «Транспортные системы и логистика», Харьковский национальный университет городского хозяйства им. А. Н. Бекетова, ул. Маршала Бажанова, 17, Харьков, Украина, 61002, тел. +38 (057) 707 32 61, эл. почта yevhen.kush@gmail.com, ORCID 0000-0002-9439-7357

## ІНФОРМАЦІЙНИЙ ПОДХІД К ОПРЕДЕЛЕНИЮ МАРШРУТОВ ДВИЖЕНИЯ ВОДИТЕЛЯМИ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ В ГОРОДАХ

**Цель.** Моделирование транспортной сети и рационализация развития и планирования транспортных потоков, которые возможны с помощью внедрения информационных технологий, приводит к более качественному контролю транспортной системы и транспортных операций. Данное исследование направлено на получение новых знаний по определению водителями транспортных средств маршрутов движения в городах, поскольку выявленные в настоящее время закономерности выбора водителями маршрутов движения предлагаются для всех водителей транспортных средств независимо от их индивидуальных характеристик. **Методика.** Определение закономерностей выбора водителями маршрутов движения транспортных средств в городах предложено проводить дифференцированно в зависимости от индивидуальных особенностей водителей, которые определяются типом нервной системы. На основе проведенного анализа были выявлены факторы, влияющие на выбор водителями маршрута движения. С целью фиксации выявленных факторов было проведено обследование с использованием специально разработанной анкеты. Для учета индивидуальных особенностей водителей с использованием типологического опросника определялся тип нервной системы. Для определения закономерности выбора водителями транспортных средств маршрутов движения были использованы методы регрессионного анализа. **Результаты.** На основе данных, полученных при опросе водителей транспортных средств, была разработана модель изменения доли корреспонденции, реализуемой по альтернативным маршрутам движения при управлении водителями с типом нервной системы «сангвиник». Статистическая оценка полученной модели свидетельствует о допустимости ее использования для прогнозирования параметров транспортных потоков в городских проектах устойчивого развития. **Научная новизна.** Авторы впервые провели исследование закономерностей выбора водителями транспортных средств маршрутов движения с учетом индивидуальных особенностей водителей, которые определяются типом нервной системы. **Практическая значимость.** На основе полученных результатов можно моделировать транспортную сеть, рационализировать развитие и планирование транспортных потоков, которые возможны с помощью внедрения информационных технологий. Моделирование маршрутов движения транспортных средств позволяет проводить анализ пропускной способности магистралей и перекрестков. Внедрение информационных технологий приведет к более качественному контролю транспортной системы и транспортных операций.

**Ключевые слова:** транспортный поток; темперамент; маршрут движения; анкетирование; нервная система; адекватность; критерий; моделирование; корреляция; водитель; автомобиль

Y. O. DAVIDICH<sup>1\*</sup>, I. V. CHUMACHENKO<sup>2\*</sup>, A. S. GALKIN<sup>3\*</sup>, N. V. DAVIDICH<sup>4\*</sup>,  
Y. I. KUSH<sup>5\*</sup>

<sup>1\*</sup>Dep. «Transport Systems and Logistics», O. M. Beketov National University of Urban Economy in Kharkiv, Marshala Bazhanova St., 17, Kharkiv, Ukraine, 61002, tel. +38 (057) 707 32 61, e-mail Yuriy.Davidich@kname.edu.ua, ORCID 0000-0002-4136-4084

<sup>2\*</sup>Dep. «Management of Projects in Urban Economy and Construction», O. M. Beketov National University of Urban Economy in Kharkiv, Marshala Bazhanova St., 17, Kharkiv, Ukraine, 61002, tel. +38 (057) 707 31 32, e-mail pmkaf@kname.edu.ua, ORCID 0000-0003-2312-2011

<sup>3\*</sup>Dep. «Transport Systems and Logistics», O. M. Beketov National University of Urban Economy in Kharkiv, Marshala Bazhanova St., 17, Kharkiv, Ukraine, 61002, tel. +38 (057) 707 32 61, e-mail galkin.tsl@gmail.com, ORCID 0000-0003-3505-6170

<sup>4\*</sup>Dep. «Management of Projects in Urban Farming and Construction», O. M. Beketov National University of Urban Economy in Kharkiv, Marshala Bazhanova St., 17, Kharkiv, Ukraine, 61002, tel. +38 (057) 707 31 32, e-mail pmkaf@kname.edu.ua, ORCID 0000-0001-7613-2956

<sup>5\*</sup>Dep. «Transport Systems and Logistics», O. M. Beketov National University of Urban Economy in Kharkiv, Marshala Bazhanova St., 17, Kharkiv, Ukraine, 61002, tel. +38 (057) 707 32 61, e-mail yevhen.kush@gmail.com, ORCID 0000-0002-9439-7357

## INFORMATION APPROACH TO DETERMINING THE TRAFFIC ROUTE BY VEHICLES DRIVERS IN CITIES

**Purpose.** Modeling the transport network, streamlining the development and planning of traffic flows, which is possible through the introduction of information technology, leads to better control of the transport system and transport operations. The study is aimed at gaining new knowledge on determining traffic routes for vehicle drivers in cities. Currently discovered patterns of drivers choosing traffic routes are offered for all drivers of vehicles, regardless of their individual characteristics. **Methodology.** When determining the patterns of drivers choosing the routes of vehicles in cities, it is proposed to conduct differentially depending on the individual characteristics of drivers, which are determined by the type of nervous system. Based on the analysis, factors were identified that affect the choice of traffic route for drivers. In order to fix the identified factors, a survey was conducted using a specially designed questionnaire. To take into account the individual characteristics of drivers using a typological questionnaire, the type of nervous system was determined. To determine the patterns of choice of traffic routes for drivers of vehicles, methods of regression analysis were used. **Findings.** Based on the data obtained from a survey of vehicle drivers, a model was developed for changing the correspondence share implemented by the drivers with the sanguine type of nervous system on the alternative traffic routes. A statistical evaluation of the resulting model indicates the admissibility of its use for predicting the parameters of traffic flows in urban sustainable development projects. **Originality.** For the first time, the authors conducted a study of the patterns of choice of traffic routes for drivers of vehicles, taking into account the individual characteristics of drivers, which are determined by the type of nervous system. **Practical value.** Based on the results obtained, it is possible to model the transport network, rationalize the development and plan traffic flows, which is possible through the introduction of information technologies. Modeling the traffic routes of vehicles makes it possible to analyze the throughput of highways and intersections. The introduction of information technology leads to better control of the transport system and transport operations.

**Keywords:** traffic flow; temperament; driving route; questioning; nervous system; adequacy; criteria; modeling; correlation; driver; car

### REFERENCES

1. Balamirzoev, A. G., Alieva, K. R., & Balamirzoeva, E. R (2013). Decision-making passenger traffic at the choice of the route of movement. *Fundamental research*, 4, 267-271. (in Russian)
2. Davidich, Y. A., & Ponkratov, D. P. (2006). The traffic trip distribution between alternative routes. *Bulletin of Kremenchug State Polytechnic University*, 2/2006(37), 86-88. (in Russian)
3. Dmytrychenko, M. F. (2007). *Systemolohiia na transporti*. (Vol. 4). Kiev: Znannia Ukrainy. (in Ukrainian)
4. Issledovanie svyazi tipa vysshey nervnoy deyatelnosti i svoystv temperamenta. Retrieved from [http://www.refstar.ru/data/r/id.16907\\_1.html](http://www.refstar.ru/data/r/id.16907_1.html) (in Russian)

## ІНФОРМАЦІЙНО-КОМУНІКАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ

5. Temperament i tip nervnoy sistemy. Temperament i stil raboty. Retrieved from <http://www.detskiysad.ru/ped/ped243.html> (in Russian)
6. Tipy nervnoy sistemy. Temperamenty. Retrieved from <https://www.medglav.com/zdorovyy-chelovek/typy-nervnoy-sistemy.html> (in Russian)
7. Polishchuk, I. A., & Vydrenko, A. S. (1980). *Atlas dlya eksperimentalnogo issledovaniya otkloneniy v psikhicheskoy deyatelnosti cheloveka*. Kiev: Zdorove. (in Russian)
8. Chumachenko, I., Galkin, A., Davidich, N., Kush, Y., & Litomin, I. (2020). Patterns of urban transport flows generation. *Municipal economy of cities*, 1(154), 248-252. DOI: <https://doi.org/10.33042/2522-1809-2020-1-154-248-252> (in Ukrainian)
9. Shvetsov, V. I. (2003). *Matematicheskoe modelirovanie transportnykh potokov*. Moscow: Institut sistemnogo analiza RAN. (in Russian)
10. Antoniou, C., Efthymiou, D., & Chaniotakis, E. (2020). *Demand for Emerging Transportation Systems: Modeling Adoption, Satisfaction, and Mobility Patterns*. Elsevier. (in English)
11. Cascetta, E. (2009). *Transportation systems analysis: models and applications* (Vol. 29). Springer Science & Business Media. DOI: <https://doi.org/10.1007/978-0-387-75857-2> (in English)
12. Davidich, N., Galkin, A., Sabadash, V., Chumachenko, I., Melenchuk, T., & Davidich, Y. (2020). Projecting of Urban Transport Infrastructure Considering the Human Factor. *Communications-Scientific Letters of the University of Zilina*, 22(1), 84-94. DOI: <https://doi.org/10.26552/com.c.2020.1.84-94>
13. Fusco, G. (2017). *Intelligent transport systems: Past, present and future directions*. Nova Science Publisher. (in English)
14. Galkin, A., Davidich, N., Kush, Ye., Davidich, Yu., & Lobashov, O. (2018). Modelling Truck's Transportation Speed On The Route Considering Driver's State. *Transportation Research Procedia*, 30, 207-215. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.trpro.2018.09.023> (in English)
15. Kapski, D., Kasyanik, V., Lobashov, O., Volynets, A., Kaptsevich, O., & Galkin, A. (2019). Estimating the Parameters of Traffic Flows on the Basis of Processing of Localization Data on the Movement of Vehicles. *Communications-Scientific letters of the University of Zilina*, 21(2), 89-99. DOI: <https://doi.org/10.26552/com.C.2019.2.89-99> (in English)

Надійшла до редколегії: 28.02.2020

Прийнята до друку: 30.07.2020

## УДК 656.222.3:519.87

В. В. СКАЛОЗУБ<sup>1\*</sup>, В. М. ІЛЬМАН<sup>2\*</sup>, Б. Б. БІЛИЙ<sup>3\*</sup>

<sup>1\*</sup>Каф. «Комп'ютерні інформаційні технології», Дніпровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна, вул. Лазаряна, 2, Дніпро, Україна, 49010, тел. +38 (056) 373 15 35, ел. пошта skalozub.vl.v@gmail.com, ORCID 0000-0002-1941-4751

<sup>2\*</sup>Каф. «Комп'ютерні інформаційні технології», Дніпровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна, вул. Лазаряна, 2, Дніпро, Україна, 49010, тел. +38 (056) 373 15 35, ел. пошта valeriy\_ilman@ukr.net, ORCID 0000-0003-0983-8611

<sup>3\*</sup>Каф. «Комп'ютерні інформаційні технології», Дніпровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна, вул. Лазаряна, 2, Дніпро, Україна, 49010, тел. +38 (056) 373 15 35, ел. пошта hibarike@gmail.com, ORCID 0000-0001-8324-4673

## КОНСТРУКТИВНІ БАГАТОШАРОВІ МОДЕЛІ ДЛЯ ВПОРЯДКУВАННЯ ПОСЛІДОВНОСТЕЙ З УРАХУВАННЯМ СКЛАДНОСТІ ОПЕРАЦІЙ ФОРМУВАННЯ

**Мета.** Основною метою статті є постановка нової задачі планування процесів функціонування сервісних систем, а також розвиток конструктивних методів моделювання складних процесів та систем шляхом розробки багатошарової конструктивної моделі з упорядкування наборів неоднорідних послідовностей замовлень (MLCPM), яка враховує складність операцій формування. **Методика.** У роботі запропоновано постановку нової задачі моделювання, що призначена для впорядкування неоднорідних послідовностей елементів (замовлень). Досліджувані задачі поширені в логістичних, технологічних, інформаційних, залізничних та інших процесах. Головною та суттєвою відмінністю запропонованих конструктивних багатошарових моделей є введення до їх складу додаткових структур конструювання, що забезпечують можливості задавання складності операцій формування, а також додаткового аналізу властивостей об'єктів, які формуються під час реалізації розв'язків. Засобами MLCPM також реалізують процедури оптимального керування процесами пошуку розв'язків. **Результати.** У статті на прикладі задачі з оптимального формування-розформування багатогрупових залізничних составів розроблено нову багатошарову конструктивну модель процесів оптимального планування задач із упорядкування наборів неоднорідних послідовностей замовлень. Також запропоновано класифікацію ознак, які визначають типи математичних моделей процесів упорядкування. **Наукова новизна.** Виконано постановку нової науково-прикладної задачі щодо планування сервісних систем, уперше здійснено класифікацію ознак класів математичних моделей процесів упорядкування послідовностей замовлень з вагою операцій. Отримали розвиток контруктивно-продукційні моделі шляхом створення багатошарових та паралельних конструктивних структур моделювання розформування-формування составів. **Практична значимість.** Цінність отриманих результатів визначається широким спектром можливих застосувань задачі з планування сервісних систем. Запропоновані багатошарові конструктивні структури моделювання дозволяють удосконалити інструментарій конструктивного моделювання. Побудована модель процесів оптимального розформування-формування составів дозволяє отримати нову форму реалізації зазначених технологічних процесів залізничного транспорту.

**Ключові слова:** конструктивне моделювання; багатошарові моделі; паралельне конструювання; неоднорідні послідовності замовлень; упорядкування послідовностей; складність операцій формування; багатогрупові залізничні состави

### Вступ

У багатьох сучасних сферах діяльності, зокрема в промислових та логістичних технологіях, у певних математичних методах аналізу та планування часто постають задачі, які формально можуть бути зведені до конструктивного (шляхом побудови) оптимального впорядку-

вання елементів певних множин або недетермінованих послідовностей замовлень (НПЗ) для отримання визначених структур з урахуванням складності операцій процесів формування [1, 5, 6, 7, 10]. В [7] було досліджено модель управління ланцюгами постачання для сортування замовлень дистрибуційного логістичного центру. Застосування моделей групового сортуван-

## ІНФОРМАЦІЙНО-КОМУНІКАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ

ня для вибору функцій класифікації даних наведено у [2]. Некласичні задачі, які зводяться до конструктивного впорядкування елементів, є важливими для практики та мають значний теоретичний інтерес. Їх розв'язання суттєво відрізняється від розв'язання задач сортування та ін. [11]. Важливим для подальшого аналізу прикладом таких технологій є процеси розформування-формування (РФ) багатогрупових залізничних составів (БГС) на станціях [1, 5].

Для розв'язання задач упорядкування з урахуванням складності операцій (УПСО), їх ваги, необхідно виконати нові змістовні та формальні постановки задач, сформувані моделі операцій, побудувати метрики для порівняння станів процесів формування, а також розробити спеціалізовані алгоритми реалізації задач упорядкування з вагою.

У роботі [6] запропоновано два методи формалізації процесів проектування проблемно-орієнтованих пристроїв, які представлені прямоспрямованим графом, а також графом із підзадачею з вибору множини оптимально реалізованих функцій. У [4] розглянуто питання формування потоків у мережах.

Конструктивні моделі знаходять усе більш широке застосування для відтворення та дослідження широкого кола процесів [7, 8, 9]. У роботі [8] було запропоновано предметну (продукційну) модель (КПМ) процесів конструювання  $C = M, \Sigma, \Delta$ , яка містить:  $M$  – неоднорідний носій,  $\Sigma$  – список відносин та відповідних операцій,  $\Delta$  – набір засобів інформаційного забезпечення конструктивної побудови (правила, обмеження, умови початку та завершення побудови моделей, онтологію тощо). Складові набори КПМ визначають на основі дослідження допустимих операцій процесів УПСО.

У статті [9] представлено напрями розвитку КПМ для процесів, які розвиваються у змістовному предметному напрямі формальних грамастик, зокрема в галузі онтологій [10].

У нашій роботі запропоновано подальший розвиток КПМ для розв'язання задач моделювання РФ, що також призначені для УПСО. Головною та суттєвою відмінністю пропонованих у роботі конструктивних багатопоточних моделей (КШМ, або MLCPM) від КПМ є введення до них додаткових структур конструювання, що забезпечують можливості визначення складнос-

ті операцій формування (інших складових), а також додаткового аналізу властивостей (показники загальної складності процесів, показники впорядкованості заданої послідовності замовлень тощо) структур, які формуються.

Із метою явного виділення головних упорядкованих складових процесів у моделях MLCPM запропоновано представляти їх системою окремих шарів  $L_i$  операцій конструювання, а саме:  $L_1$  – шари оцінювання-перетворення даних;  $L_2$  – оцінювання станів процесу конструктивного моделювання, відбір можливих операцій або процедур перетворення структури впорядкування;  $L_3$  – генерація (породження) наступних локальних вузлів моделі;  $L_4$  – формування моделей оцінювання локальних або глобальних властивостей;  $L_5$  – процедури оцінювання параметрів моделей;  $L_6$  – оптимізація процесу пошуку рішень. Окремі шари  $L_i$  також можуть поєднувати кілька із зазначених категорій операцій. Включення до моделі MLCPM шарових комплексів  $L_i$  операцій конструювання утворює системну модель CMLSI. Реалізація моделей процесів УПСО засобами багатопоточної моделі CMLSI для задач РФ составів представляє зміст нашої статті.

### Мета

Основною метою статті є розвиток конструктивних методів моделювання складних процесів та систем шляхом розробки багатопоточної конструктивної моделі CMLSI, призначеної для аналізу та планування задач з УПСО, зокрема РФ, у яких ураховано складність («вагу») операцій формування. У роботі слід виконати постановку нової задачі планування процесів функціонування сервісних системи – виконання задачі УПСО, а також запропонувати класифікацію ознак, які визначають типи математичних моделей наведених процесів.

### Методика

Конкретизуємо постановку задачі УПСО. Розглядаємо множини послідовностей елементів (in-поток) та цільових послідовностей елементів (out-поток). Установлюємо структури та складності операцій, а також обмеження на

## ІНФОРМАЦІЙНО-КОМУНІКАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ

ресурси системи формування (обслуговування). Для відомих множин та елементів in-потоків замовлень (з їх визначеними властивостями – індекс out-потоків, ros-індекс призначення, вимірювані показники, припустимі операції, пріоритет тощо) відома сукупність операцій конструювання out-потоків з оцінками відносної/абсолютної складності (ваги). Також задаємо ресурси та обмеження щодо можливостей процесів конструювання вихідних потоків, умови або вимоги завершення процедур конструювання послідовностей out-потоків. Можливе існування елементів з однаковим індексом out-потоків та ros-індексом у кількох in-потоках. Виконуємо умову on-line, що означає можливість неодноразової появи елементів in-потоків. Необхідно сформулювати модель процесу утворення на основі заданої множини невпорядкованих in-потоків замовлень множин, упорядкованих за ros-індексами призначення out-потоків. При цьому потрібно мінімізувати

загальні витрати на процеси УПСО конструювання, а також ресурсних обмежень.

Схематично зазначена постановка, безумовно, визначає й типову постановку задачі РФ одного состава на кількох залізничних напрямках [1, 3, 5]. Інші приклади постановок задач УПСО наведено у статті нижче. Аналіз постановок задач, моделей та процедур різноманітних технологічних процесів, які реалізують із використанням процесів конструктивного формування впорядкованих за певними ознаками елементів (замовлень, клієнтів, засобів тощо), дозволяє визначити певну систему ознак, за якими встановлюють категорії математичних, інформаційних, логістичних та інших моделей для дослідження та планування процесів УПСО. Для характеризувати різноманітних процесів із конструктивного впорядкування сукупності послідовностей замовлень проведемо класифікацію ознак (властивостей), наявність або відсутність яких призводить до окремих математичних класів задач.

Таблиця 1

## Класи ознак математичних моделей процесів УПСО

Table 1

## Classes of signs of mathematical models of processes of the account of operations complexity

Номер	Назва ознаки	Описання властивості	Приклади моделей
1 (p1)	Структура потоків	$\{P_k \rightarrow Q_r\}, (k, r > = 1)$	$P_1 \rightarrow Q_2$
2 (p2)	Детерміновані/ стохастичні/ нечіткі/ невизначені	Задані або відсутні показники прямування потоків елементів (імовірності, ступені приналежності, ін.)	Для $P_1 \rightarrow Q_2$ визначені $(p_{11}, p_{12}), p_{11} + p_{12} = 1$
3 (p3)	Статичні/ динамічні	Урахування часових властивостей операцій $W(t)$	$W(t) = W$
4 (p4)	Синхронні / асинхронні	Одночасне або неодгочасне отримання вхідних послідовностей	Синхронні (одночасне)
5 (p5)	Одноетапні / багатоетапні	Розподіленість операцій та зон обслуговування за етапами, не всі зони постійно доступні	Одноетапні (під час розв'язання доступні всі зони обробки)
6 (p6)	Без втрат / із втратами	У моделях із втратами не всі вхідні елементи надходять до вихідних послідовностей	Без втрат
7 (p7)	Повні /on-line / semi on-line	Наявність даних про наступні послідовності (відомі / не відомі / часткова інформація)	Повні

## ІНФОРМАЦІЙНО-КОМУНІКАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ

Продовження табл. 1  
Continuation of Table 1

Номер	Назва ознаки	Описання властивості	Приклади моделей
8 (p8)	Число виконавців (1/ багато )	Установлене обмеження на число незалежно виконуваних операцій	Багато
9 (p9)	Число зон обслуговування (1/ багато )	Задане число зон обслуговування потоків замовлень	Багато

У табл. 1 наведено ознаки класів математичних моделей задач упорядкування, які певним чином урахують показники складності (неоднорідності та вагу) операцій щодо їх реалізації. Відповідно до табл. 1 класи математичних моделей процесів упорядкування з урахуванням неоднорідності (складності) операцій формування визначають за переліком ознак або властивостей чи їх комбінацій, тобто за векторами виду  $PC = (p_1, p_2, \dots, p_9)$ . Кожен із визначених таким чином класів моделей буде мати відмінні від інших математичні структури описання вхідних/вихідних даних, представлення результатів та процедур отримання розв'язку. Ця класифікація ознак показує широкий спектр можливих застосувань запропонованої задачі конструктивного впорядкування, вона може бути продовжена.

Укажемо інші змістовні приклади деяких технологічних процесів, які формально можливо віднести до певних класів конструктивних моделей відповідно до табл. 1. Типовим прикладом стохастичних, або нечітких, процесів упорядкування є задач з формування черги хворих на спеціалізоване лікування (операції тощо). Вхідні потоки – це надходження списків із різних джерел (від відділень поліклініки та ін.), у яких указано діагностичні фактори, необхідні додаткові аналізи тощо. Необхідно побудувати вихідну чергу, упорядковану відповідно до лінгвістичних показників («негайно», «першочергово», «близько 12 днів», ...). Зрозуміло, що за такого впорядкування забезпечення детермінованого порядку пацієнтів у списку, що зростає за номерами, не відповідає сутності процесу. В асинхронних моделях передбачено впорядкування кількох вхідних послідовностей (наприклад, залізничних составів), які надходять неодноразово до системи формування.

Прикладом процесів із втратами елементів вхідних послідовностей є наведене вище завдання РФ поїздів, коли деякі вагони вилучають зі складу, переформовують інакше. Моделі впорядкування послідовностей класу semi on-line мають місце, коли до уваги беруть інформацію про передісторію досліджуваних (контрольованих) технологічних та інших процесів. Наприклад, для підвищення ефективності процесів РФ у [3] створено базу знань структур «Шаблони формування». Таким чином, за рахунок уведення інтелектуальних моделей опису задач та процедур пошуку подібних шаблонів спрощують задачі РФ поїздів, які представлено як задачі класу semi on-line. Характеристики математичних моделей процесів УПСО у табл. 1 показують, що для кожного класу задач необхідно створювати окремий клас конструктивних моделей та відповідних процедур.

### Результати

Дослідимо формування конструктивних математичних моделей процесів УПСО. Представимо загальну структуру моделей задач УПСО так:

$$(S \rightarrow Q): \{S_p \rightarrow Q_q\}, p, q = 1, 2, \dots, d, \quad (1)$$

де  $p$  – кількість послідовностей in-seq,  $q$  – число out-seq потоків моделей УПСО, що відрізняються величинами  $(p, q)$ ,  $d$  – граничне значення множин. Далі будемо позначати структури моделей УПСО  $S_1 \rightarrow Q_1$ ,  $S_m \rightarrow Q_1$ ,  $S_1 \rightarrow Q_r$  тощо як  $S_1Q_1$ ,  $S_mQ_1$ ,  $S_1Q_r$ . Послідовності  $S_p$  та  $Q_q$  містять неподільні елементи  $e_i(p)$ ,  $e_j(q)$  (замовлення), які позначають номерами  $i_p$  (вхідні невпорядковані) та  $i_q$  (вихід-

## ІНФОРМАЦІЙНО-КОМУНІКАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ

ні впорядковані), а також індекси призначення замовлень  $n_q$  для  $i_q$ . Між елементами out-seq потоків  $e_k(q)$  та  $e_m(q)$  виконують звичайну умову впорядкування відповідно до індексів pos-ind  $n_q$ :

$$n_r(q) \leq n_m(q), \text{ if } r < m \text{ за } (r < m),$$

де через  $r$  та  $m$  позначені номери елементів out-seq  $Q_q$ . Установлено, що під час реалізації всі структури моделей УПСО вигляду (1) можуть бути зведені до основної базової структури  $S_1Q_1$ .

Представимо результати розробки багатоваріантної конструктивної структури моделі впорядкування замовлень, подаючи процес конструювання через параметри «зон обслуговування (ЗО)  $Z_e, e=1,2,\dots,m_Z$ . ЗО під час відображення процесів конструктивного моделювання (побудови розв'язку) визначають спеціальні формальні компоненти, у яких відбувається формування вихідних упорядкованих послідовностей замовлень із початкових неупорядкованих. Засобами аналізу вмісту ЗО визначають усі властивості процесу, можливі оператори перетворення системи ЗО, які не призводять до порушення системи обмежень моделі формування, а також перевіряють умови закінчення процесу конструювання.

Розв'язання задачі УПСО формують за певними етапами. Структуру та всі характеристики процесу конструювання відображають (зберігають) у вигляді моделі орієнтованого графа (графа розмітки, вершини якого містять поточні структури ЗО  $Z_e, e=1,2,\dots,m_Z$ , а також значення їх показників складності та впорядкованості, що наведені нижче). Розмітка містить упорядкування вузлів-станів процесу конструювання, отримане на основі проходження етапів конструювання. Вона являє собою дерево вузлів (у загальному вигляді граф) виконання операцій, або алгоритмів формування впорядкування, кожна з вершин розмітки має оцінку складності (вагу). Ці оцінки питомі, загалом залежать від кількості елементів ( $n$ ), які беруть участь в операціях і які обробляють алгорит-

мами  $A(n)$ , зазначеними також у структурі (1).

Формалізуємо оптимізаційну постановку задачі УПСО (1). Позначимо як  $S_p$  вхідні, а  $Q_q$  – вихідні послідовності замовлень з елементами  $e_i(p)$ ,  $e_j(q)$  з їх визначеними властивостями, що знаходяться на місцях  $i_p$  та  $i_q$ , причому відомі для  $i_q$  задані індекси призначення замовлень  $n_q$ . Різні  $S_p$  можуть мати елементи  $e_i(p)$  однакою призначенням  $n_q$ . На різних місцях  $i_p$  однієї послідовності  $S_p$  можуть бути елементи з однакою призначенням  $n_q$ . У встановленій множині різних вихідних послідовностей  $Q_q$  не може бути елементів з однакою призначенням. Задано також зони обслуговування  $Z_e, e=1,2,\dots,m_Z$ , де можуть міститися  $S_p$ ,  $Q_q$ , а також їх модифікації, отримані під час застосування операцій перетворення. Вихідні послідовності  $Q_q$  можуть міститися в певних або всіх зонах  $Z_e$ .

Якщо для всіх зон  $Z_e$   $Z^{(k)}$  відомі процедури доступу до елементів ЗО  $D^e = \{D^e_j(m)\}$ , тоді встановлюють певну групу, послідовність ( $m$ ) елементів ЗО, якими можливо оперувати. У цьому випадку можливість застосування процедур доступу залежить від кількості елементів у групі. Серед процедур доступу  $D^e$  також можуть бути процедури  $D^e_j(m)$  паралельного доступу, які забезпечують незалежний доступ до окремих послідовностей елементів (наприклад, із початку та з кінця  $Z_e$ ). Для ЗО задано множини допустимих операцій перетворення  $F^e = \{F^e_z\}$ , за якими визначають правила формування вмісту зон  $Z_e$  під час застосування операцій  $F^e$ . Також вважають заданими показники складності, вагу операцій перетворення  $W^e = \{W^e_z\}$ . Виконання процедур перетворення ЗО  $Z_e$  забезпечують процеси-виконавці  $-A(Z_e)$ , кількість яких вважають відомою,  $n_A \Rightarrow 1$ .

## ІНФОРМАЦІЙНО-КОМУНІКАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ

Виходячи з уведених структур щодо представлення та перетворення ЗО  $Z_e, e=1,2,\dots,m_Z$ , для розв'язання задачі УПСО необхідно визначити вид, аргументи та послідовність виконання операторів  $F^e$  для окремих зон  $Z_e$  таким чином, щоб забезпечити впорядкування  $Q_q$ , отримати  $R(Z)=0$  за мінімальних витрат на процес УПСО, з урахуванням складності операцій конструювання, а також ресурсних обмежень, де  $R(Z)$  – загальна оцінка неупорядкованості ЗО  $Z_e, Z^{(k)}$ . Процес упорядкування виконують (конструюють) за кроками, або етапами. Етапи складаються з виконання певних незалежних одна від одної процедур  $F^e$  одним або кількома виконавцями  $A(Z_e)$ . При цьому на етапі повинні бути виконані всі процедури перетворення, допустимі та відібрані заданим методом (визначений нижче). Одночасність дії кількох виконавців,  $n_A > 1$ , визначає паралелізм у процесі формування розв'язку щодо  $R(Z)=0$ .

Показник складності процесу УПСО  $W^e = \{W_z^e\}$  змістовно є оцінкою витрат часу, коштів або фінансових та інших ресурсів, і в цілому представляє вектор  $W(Z) = (W_1(Z), W_2(Z), \dots, W_p(Z))$ . Також під час конструювання послідовностей процедур  $F^e$  необхідно враховувати ресурсні обмеження щодо процедур перетворення  $F^e$  процесами  $A(Z_e)$ , а також допустимих значень  $W(Z)$ ,  $D_W = \{W_r(Z) \leq W_{r*}\}$  показників. Позначимо послідовності допустимих операцій  $F^e$  на етапах процесу формування впорядкування через  $\pi_i(F^e)$ , а множину всіх таких послідовностей як  $\pi = \{\pi_i(F^e)\}$ . Задача оптимального УПСО для структури (2) полягає в такому. Серед множини  $\pi = \{\pi_i(F^e)\}$  необхідно визначити

таку послідовність  $\pi_{r*}(F^e)$ , для якої виконується умова:

$$W\left(Z\left(\pi_{r*}\left(F^e\right)\right)\right) = \min\left(W\left(Z\left(\pi_i\left(F^e\right)\right)\right)\right), \quad (2)$$

при цьому  $D_W = \{W(Z) \leq W_*\}$ , де  $W_*$  – це заданий вектор показників.

Визначимо компоненти розвитку КПМ (1). Для забезпечення можливостей розрахунку параметрів складності в модифікованій багатозаровій моделі CMLSI повинні бути явно задані моделі конструювання ваги терміналів:

$$T:(T, \omega_T(z)), \quad (3)$$

де  $z$  – зони обслуговування процесів.

Модель (3) показує, що процес конструювання (ПК) визначається характеристиками зон обслуговування  $Z(e)$ . ПК явно представлено такою моделлю: розмітка ПК ( $PC$ ),  $G_{PC}$ . Ця розмітка  $G_{PC}$  в загальному вигляді є графом, у якому позначено вузли  $g_i(k) \in G_{PC}(k)$ , де  $k$  – етап конструювання. Характеристики вузлів  $g_i(k) \in V$ , де  $V$  – вузли  $G_{PC}$ :

$$g_i^{(k)}\left(Z^{(k)}, R\left(Z^{(k)}\right), W\left(Z\right)\right) \in G_{PC}(k). \quad (4)$$

У (4) позначено через  $Z^{(k)}$  зміст зон обслуговування на етапі ПК ( $k$ ).

У виразі (4)  $R(Z)$  – загальна оцінка неупорядкованості зон обслуговування  $Z^{(k)}$ ,  $W(Z)$  – оцінка складності (ваги) процедур формування для вузла  $g_i(k)$ . Зауважимо, що величину  $R(Z)$  обчислюють на основі окремої моделі, із використанням спеціальної міри впорядкування, наведеної у статті нижче. Уведення до моделі CMLSI структури для оцінювання складності вузлів графа  $G_{PC}$  забезпечує нові кількісні показники, а також якісні можливості моделей конструювання. У CMLSI стає можливим оцінювати безпосередньо процес конструювання (у завданнях УПСО це загальна оцінка неупорядкованості  $R(Z)$ ) у (4), а також використо-

## ІНФОРМАЦІЙНО-КОМУНІКАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ

увати такі оцінки для цілеспрямованого вдосконалення ПК.

Оцінку складності  $W(Z^k)$  обчислюють за формулою:

$$W_{ipq}^{(k+1)}, r = W_i^{(k)} + \mathcal{W}_{(p,q)}^{(r)}; \forall r, p, q \in m_Z, \quad (5)$$

де  $W_i^{(k)}$  – оцінка складності вузла  $g_i(k)$  на етапі ПК ( $k$ ),  $i$  – номер вузла графа розміток на цьому етапі конструювання;  $W_{(p,q)}^{(r)}$  – оцінка складності операції перетворення (алгоритму  $A^r$ ) для зон ( $p$  – вихідні,  $q$  – результуючі), залежно від кількості елементів, що беруть участь в операції; причому вагу алгоритму  $A^r$  задають у моделі з терміналами  $(T, W_T(Z))$ .

У виразі (5)  $W_{ipq}^{(k+1)}, r$  – вага вузла графа розмітки  $G_{PC}$  процесу конструювання на етапі ( $k + 1$ ), який виходить із вузла  $W_i^{(k)}$  за допомогою застосування алгоритму  $A^r$ .

Для відбору множини алгоритмів  $A_i^r(k)$ , які можуть бути застосовані до вузла  $g_i(k)$  на етапі конструювання ( $k + 1$ ), розроблено метод багат шарової моделі CMLSI, представлений окремою структурою моделювання КПМ (або ж СРМ).

З урахуванням моделей (3) – (5) у цьому розділі побудовано опис процесу конструювання у вигляді графа розміток, який дозволяє явно представляти й оцінювати властивості процесу формування висновку з вагою операцій, а також уточнити й отримати розвиток КПМ [1, 6].

У задачах УПСО існує ряд процесів, які можуть проходити одночасно, паралельно. Наприклад, побудова множин допустимих операцій перетворення стану процесів формування, побудова множин станів графа розміток процесу конструювання, пошук подібних шаблонів для вхідних НПЗ та ін., які потребують додаткового розв'язку у КПМ. Разом із тим реалізацію таких паралельних методів конструювання не передбачено у структурі КПМ (1) [8], так само як розрахунки оцінок загальної складності алгоритмів конструювання КПМ. Ці можливос-

ті, поряд із багат шаровістю моделі, у якій узгоджуються кілька окремих КПМ, є змістом розвитку конструктивного моделювання, виконаного у статті.

Відповідно до робіт [8, 9], основна структура КПМ має такий вигляд:

$$C = M, \Sigma, \Lambda \xrightarrow{s} C_{CP} = M_{CP}, \Sigma_{CP}, \Lambda_{CP}. \quad (6)$$

У моделі (6):  $M$  – предметний носій;  $\Sigma$  – носій дій (операцій, операторів тощо) та їх схема;  $\Lambda$  – представлення реалізацій; права частина моделі є результатом трансформації структури до конкретної предметної області.

Реалізацію процесу конструювання алгоритму розв'язку виконують за рахунок розробки спеціалізованих алгоритмів процесів УПСО, створення відповідної системи правил, розробки інших складових моделі (6). Виконаємо розвиток багат шарової паралельної структури CMLSI КПМ, що враховує складність виконаних алгоритмів відповідно до (3) – (6). У реальних задачах конструювання подання процесів єдиною структурою виду (6) може призводити до значного ускладнення такої моделі. Для зменшення в цілому конструктивного опису будемо виконувати виділення окремих підзадач відносно самостійних (декомпозицію) та ін. Додатковою підставою для створення багат шарової структури моделі є те, що на практиці виділення загальної формальної мети й подання процесу конструювання, без реалізації часткових задач, може бути досить проблемним. Представимо модель багат шарового конструювання, що узагальнює (6), таким чином: уведемо конструктивні моделі вигляду (6) для часткових підзадач відповідно до вихідної, розрізняючи їх індексами  $1, 2, \dots, n_S$ :

$$S = (S_1, S_2, \dots, S_n). \quad (7)$$

Розглядаючи як мету реалізацію задачі УПСО, створюємо опис структури графа розміток  $G(Z^{(k)})$ , що відображає етапи процесу конструювання, наприклад, вигляду (3) – (6). Конструктивні моделі шарів зв'язують через модель процесу  $G(Z^{(k)})$ . На відміну від КПМ,

## ІНФОРМАЦІЙНО-КОМУНІКАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ

у моделях шарів  $LMCP_s$  уведено термінали згідно з (3), із вагою.

Загальна структура багат шарової моделі MLCPM або CMLSI має вигляд:

$$\xi_{MLCPM} \rightarrow A_{IN} \Big|_{in\_seq}^{x_G, z}, \xi_1, \quad (8)$$

$$\xi_S \rightarrow A_S, \xi_{(S+1)},$$

$$\text{за } S = 1, 2, \dots, n_S - 1; \quad (9)$$

$$\xi_{n_S} \rightarrow A_{n_S}, \xi_{end}; \xi_{end} \rightarrow A_{end} \Big|_{z, x_G, I}^b, A_q \Big|_{b, \xi_q}, \text{ за}$$

$$q \in [2, \dots, n_q].$$

Конструктивні моделі, які відповідають окремим шарам  $LMCP_s$ , можуть містити оператори паралельного конструювання вигляду:

$$\xi_{par} \rightarrow A_{cond} \Big|_{z, x_G}^{not(b)}, \xi_*, \xi_{synchr}; \quad (10)$$

де позначено

$$\xi_x \rightarrow \left( \left\| A_{ci} \Big|_{not(b_i), A_i, Y_i, I_i}^{I_i, Y_i} \right\| \right), \text{ за } i \in t; \quad (11)$$

$$\xi_{synchr} \rightarrow A_{end} \Big|_{b, I}^{(b^* = \wedge b_i), I'}, A_{synchr} \Big|_{not(b_i, \xi_i)}. \quad (12)$$

Продукція (перетворення або відображення) (11) показує, що модель процесу має паралельні структури конструювання  $A_{ci}$ ,  $i \in t$ , які виконують до умови  $(b_i) = \text{true}$ ; за подальших звернень до алгоритмів  $A_{ci}$  їх пропускають. Структура синхронізації (12) перевіряє умови завершення всіх паралельних алгоритмів (11), логічний вираз  $b_*$ . Якщо  $b_* = \text{true}$ , то (10) завершиться. У моделі (8) – (12) позначено таке:  $A_{IN}$  – алгоритм процесу формування внутрішніх моделей ( $L_1$ );  $A_S$  – алгоритм конструювання моделей шарів  $LMCP_s$ ;  $A_{ci}$  – алгоритм паралельного конструювання;  $x_G$  – представлення графа розміток ПК;  $z$  – зони обслуговування;  $in\_seq$  – набір вхідних послідовностей;  $I_i, Y_i, b_i$  – параметри паралельних процесів (11);  $A_{end}$  – алгоритм оцінки закінчення (11);

$A_{synchr}$  – алгоритм синхронізації закінчення;

$A_q$  – алгоритм повтору моделей шарів ( $q$ ) (9).

Модель структури з правилами (8) – (12) і задає багат шарову рекурсивну модель CMLSI.

Подальше формування MLCPM для задачі УПСО полягає в розробці конструктивних моделей шарів LCPM,  $S = (S_1, S_2, \dots, S_{m_S})$ . Для задачі УПСО загальна схема структури процесу формування впорядкування НПЗ така:

E1. Виконання процедур отримання, контролю вхідних НПЗ відповідно до (1)  $IN(x)$ .

E2. Формування внутрішніх моделей  $IN(Z)$ , представлених через зони обслуговування  $Z$ , далі позначено  $(ML_2; \xi_2)$ .

E3. Формування моделі для оцінки міри впорядкування  $(ML_3; \xi_3)$ .

E4. Вимірювання оцінок міри порядку  $R(Z)$ , за  $R(Z) = 0$ ; кінець.

E5. Модель  $(ML_5; \xi_5)$  подає конструювання множини можливих операторів (процедур) перетворень зон  $Z_k$  (можливе паралельне виконання).

E6. Конструювання нового шару графа розміток  $G(Z)^{(k+1)}$  за допомогою можливих операторів,  $(ML_6; \xi_6)$  (можливе паралельне виконання).

E7. Перехід до етапу E3.

Таким чином, процес конструювання за схемою (E1 – E7) у роботі представлено відповідно до єдиної структури (8). При цьому у вигляді модифікованих КІМ (6) (з урахуванням введення ваги терміналів відповідно до (3)) будують конструктивні моделі шарів для етапів E2 – E6.

На рис. 1. представлена узагальнена блок-схема багат шарової моделі MLCPM процесів УПСО, яка відповідає (8). У ній також позначено компоненти, виконання яких можливе паралельно, із реалізацією паралельних операторів конструювання (10) – (12).

## ІНФОРМАЦІЙНО-КОМУНІКАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ

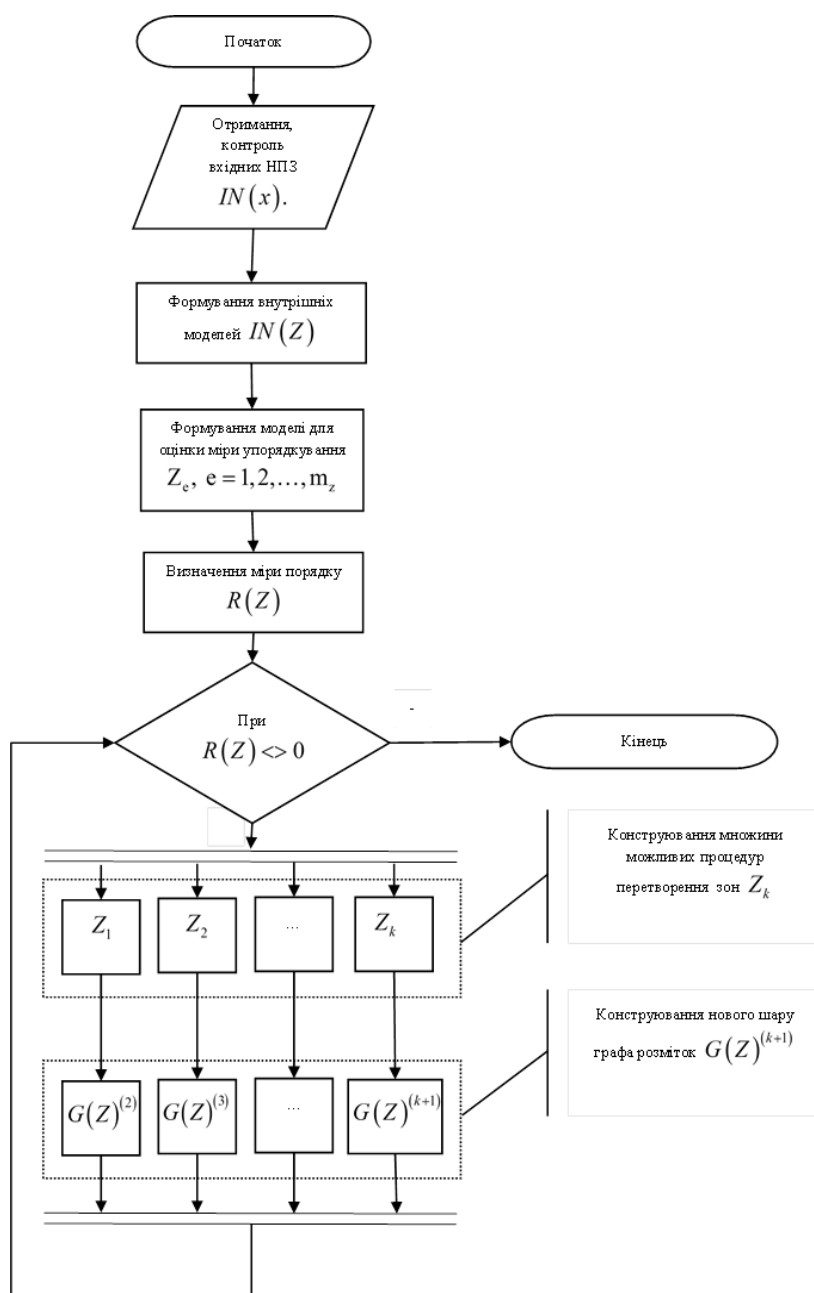


Рис. 1. Блок-схема багатoshарової моделі MLCPM

Fig. 1. Block diagram of the multilayer model MLCPM

Деталізуємо змістовно окремі складові шарів моделі MLCPM. Кожна з подальших складових багатoshарової моделі (8) може бути представлена структурно, як на рис. 1:

1. Реалізація процедур отримання та контролю вхідних даних про структуру типу задачі

впорядкування, а також невпорядковані послідовності замовлень (1)  $IN(x)$ .

2. Формування внутрішніх підмоделей [3] задачі УПСО (ML2) і зворотного перетворення:  
а) визначення класу процесу перетворення за  $IN(Seq) p_r \rightarrow q_s (p, q \geq 1)$ ;

## ІНФОРМАЦІЙНО-КОМУНІКАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ

- б) зведення  $IN(Seq)$  до структури  $p_1 \rightarrow q_1$ ;  
 в) формування дійсних номерів груп (ДНГ) для  $p_1 \rightarrow q_1$ ;  
 г) формування логічної нумерації груп (ЛНГ);  
 д) конструювання скорочених ЛНГ (СЛНГ) для  $IN(Seq)$ .

Використання схеми бази знань шаблонів (БЗнШ) для формування (підбору) подібних шаблонів, для яких відомі оптимальні плани впорядкування  $SH(IN(Seq))$ . У разі повного збігу – завершити розв'язання задачі.

Результат: ДНГ, ЛНГ, СЛНГ для  $IN(Seq)$ ;

- е) у разі перебування в БЗнШ  $SH(IN(Seq))$  виконати конструювання оптимального плану для  $IN(Seq)$  за шаблоном  $SH(IN(Seq))$ . Перетворення необхідне у зв'язку з тим, що кожній ЛНГ, СЛНГ відповідає множині можливих вхідних послідовностей, тому потрібен перехід від внутрішніх моделей до дійсної вхідної послідовності, також необхідно перейти від структури  $p_q \rightarrow q_q$  до вихідної структури згідно з  $p_r \rightarrow q_s$ .

3. Модель  $ML_3$  для розрахунку міри впорядкування послідовності НПЗ за  $\{Z_l\}$ .

Вхідні дані: розподіл елементів НПЗ за зонами обслуговування  $Z_l, l=1, 2, \dots, m_z$ ; граничне число виконавців конструювання системної форми впорядкування  $\{Z_l\}$ .

- а) побудувати шляхом конкатенації підпослідовностей, збережених у зонах обслуговування  $Z_l$ , усі можливі, з урахуванням допустимих правил перетворення (вставка в голову | «хвіст» | з інвертуванням порядку та ін.), послідовності  $L_Z = \{L_Z^{(j)}\}, j=1, 2, \dots, m_L$ ;

- б) розрахувати оцінки складності з'єднання послідовностей  $W_Z = \{W_j(L_Z^{(j)})\}$ ;

- в) використовуючи метрику  $mes(L)$ , вигляду (13)  $\forall_j$ , розрахувати  $R(L_Z^{(j)})$ ;

- г) побудувати множину  $L_Z$ , що містить послідовності  $L_Z^{(j)}$  з  $\min(R(L_Z^0))$ ;

д) конструювання процесів п. п. 3. а – 3. з можливо виконати за допомогою паралельних структур (10) – (12). Результатом  $ML_3$  є множина оптимальних на етапі (k) упорядкувань для зон  $\{Z_l\}$  з оцінками складності з'єднань. Для реалізації задач із розрахунку міри впорядкування послідовності НПЗ використовують функцію міри вигляду (13), див. нижче.

4. Модель  $ML_5$  конструювання множин можливих операцій (процедур) перетворення для  $\{Z_l\}$ , з урахуванням  $L_Z^y$ :

- а) дані: число виконавців (як окремий параметр конкретної задачі УПСО); зони  $\{Z_l\}$  множин допустимих операцій (процедур) перетворення в кожній  $Z_l$ ;

- б) у кожній  $Z_l$  формуються набори міток щодо порушення порядку, можливого поділу послідовності;

- в) для кожної точки поділу з урахуванням можливих операторів конкатенації в зонах  $Z_l$  розглядають нові структури зон обслуговування  $Z'_l$ , отримані за рахунок приписування, приєднання фрагментів, виділених у всіх зонах  $\{Z_l\}$ ;

- г) розраховують міри впорядкування в кожній із зон  $\{Z'_l\}$  і в системі впорядкування в цілому;

- д) операторів перестановок, які призводять до зростання міри впорядкування, відбирають спільно з методами поділу підпослідовностей  $\{Z_l\}$  як множин процедур конструювання на етапі (k+1).

Конструювання процесів п. п. 4. а – 4. д можливо виконати за допомогою паралельних структур (10) – (12).

Результат: множина операцій для побудови шару (k+1) графа розміток.

5 Модель  $ML_6$  конструювання нового шару (етап формування графа розміток) за допомогою відібраних операторів (дані: зони  $\{Z_l\}$ ; число виконавців):

## ІНФОРМАЦІЙНО-КОМУНІКАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ

а) для кожного вузла графа розміток  $G(Z)$  виконати всі операції перетворення (перестановки);

б) обчислити показники складності для всіх нових вузлів графа  $G(Z')$ , використовуючи модель міри (13);

в) побудувати послідовності виконання операцій перестановки для кожного з виконавців, ураховуючи обмеження за кількістю виконавців.

Конструювання процесів формування моделі реалізації п. п. 5. а – 5. б можна виконати за допомогою паралельних структур (10) – (12).

Моделі конструювання шарів  $ML_2, \dots, ML_6$  можуть бути представлені засобами MLCPM за її схемою КПМ, а також додатковими паралельними структурами вигляду (10) – (12).

Для реалізації моделі впорядкування УПСО вигляду (1) найбільш важливою є задача внутрішнього представлення процесів конструювання, вимірювання ступеня впорядкування станів системи  $\{Z_l\}$ , розділення послідовностей заявок окремих  $Z_l$  на частини, які використовують під час формування нових вузлів графа розміток  $G(Z)$ . Процедури формування внутрішніх моделей ДНГ, ЛНГ, СЛНГ представлені в роботах [1, 3]. Вони дають можливість перейти від фактичних індексів призначення заявок до їх узагальнених кодів. Використання внутрішніх кодів скорочує й уніфікує розрахунки, дозволяє створювати шаблони для баз знань (БЗнШ).

Центральною ланкою конструктивної багатшарової моделі (6), (8) процесів УПСО CMLSI є міра впорядкування послідовності кодів замовлень НПЗ, а саме  $R(Z)$  – загальна оцінка невпорядкованості зон обслуговування  $Z^{(k)}$  (4), яка є додатковим параметром графа розміток  $G_{PC}$  процесу конструювання. Важливо, що показник  $R(Z)$  є спеціалізованим, уведеним безпосередньо для задач УПСО типу РФ, як загальна характеристика всього ПК. Для інших задач конструктивного моделювання на основі (8) необхідно використовувати інші характеристики ПК.

Для вимірювання ступеня впорядкування послідовності цілих чисел щодо зростання  $\{(n_i < n_j, i < j), i = 1, 2, \dots, n\}$  запропоновано характеристику міри вигляду:

$$mes(L) = M_L(L) = \sum_{k=1}^n V_k; \quad (13)$$

$$V_k = \sum_{i=1}^{k-1} p_i, \quad p_i = \{0; n_i < n_k | 1; n_i > n_k\}.$$

Для зворотного впорядкування  $\{Z_1(54321); Z_3(0)\}$ .  $(n_i > n_j, i < j)$  підраховують число порушень порядку праворуч від позиції  $k$ .

Модель (13) задовольняє властивостям міри [2, 11]. Вона ефективно забезпечує оцінку впорядкування для прямого й зворотного прямування номерів, що характеризують НПЗ.

Аналіз і численні експерименти з реалізації задач УПСО дозволили встановити деякі загальні вимоги до вибору меж (до міток поділу послідовностей кодів НПЗ), за якими необхідно встановлювати частини НПЗ (під ланцюжки) і використання яких дозволяє спростити ПК та зменшити обсяг перебору варіантів побудови графа розміток  $G_{PC}$ , тобто до операторів ділення НПЗ –  $DIV(Z_l)$ . Процедури  $DIV(Z_l)$  створюють вектор міток, що визначають можливі під ланцюжки, на які поділяються послідовності в  $\{Z_l\}$ .

Загальною змістовною властивістю операцій відділення в числових послідовностях (ланцюжках) є порушення щільної (без пропусків номерів) нумерації елементів. При цьому розглядають два види впорядкування: за зростанням (up), за спадною нумерацією (down). Мітки поділу відповідають порушенню щільної (up/down) нумерації елементів. Такі мітки забезпечують виконання операторів перестановок: із початку зони (Head (H)) в голову іншої (H); із початку (H) в кінець (End (E)); із початку (H) в кінець (E) є інвертуванням елементів послідовності (E.I.); також інші подібні оператори перетворення.

Можливі способи перестановок (з'єднання-поділу) ланцюжків устанавлюють у структурах моделі конструювання УПСО (8).

## ІНФОРМАЦІЙНО-КОМУНІКАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ

Наведемо приклади конструювання векторів міток поділу зон  $\{Z_l\}$ . У наведених нижче послідовностях номерів кодів НПЗ межі для поділу ланцюжків визначають вертикальні риси, установлені оператором  $DIV(Z_l)$ .

Розмітки ланцюжків:

$$Z_1(234|6)(\text{умова up}); Z_3(1|7|32)(\text{down});$$

$$Z_1(8|23|5)(\text{up}); Z_2(321|5).$$

Упорядкування за однакових номерів груп елементів (приписування під ланцюжків в будь-якому зручному та раціональному порядку:

$$Z_1(43|54|21)(\text{down});$$

$$Z_2(12|54|34)(\text{up, down}).$$

Послідовність перестановок за мітками:

$$\{Z_1(43|54), Z_3(21)\}; \{Z_1(54|43), Z_3(21)\}.$$

Упорядкування на основі методу розриву щільної числової послідовності з урахуванням повтору номерів  $Z_1(432|7|56|4|21|3)$ : мітки розриву за умов up | down.

Повторні номери в послідовності також є ознакою міток розриву (у прикладі 2, 3, 4). З урахуванням умови повтору номерів отримана інша система міток розриву зони  $Z_1$ :

$$Z_1(4|3|2|7|56|4|2|1|3).$$

Будемо називати мітки, отримані на основі (up | down), мітками типу  $t_1$ ; мітки для умови повторів номерів назвемо типу  $t_2$ . Для формування множин можливих операцій перестановок частин  $\{Z_l\}$  спочатку досліджують мітки типу  $t_1$ , якщо для них немає допустимих операторів конкатенації – розглядають варіанти поділу  $\{Z_l\}$  за мітками типу  $t_2$ .

Як приклад, послідовність виконання операторів конструювання порядку така:

$$I1\{Z_1(432|7|56|4|21), Z_2(3)\};$$

$$I2\{Z_1(27|56|4|21), Z_2(3|34)\};$$

$$I3\{Z_1(122|7|56|4), Z_2(3|34)\};$$

$$I4\{Z_1(7|56|4), Z_2(122|3|34)\};$$

$$I5\{Z_1(7|56), Z_2(122|33|44)\};$$

$$I6\{Z_1(7), Z_2(122|33|44|56)\};$$

$$I7\{Z_1( ), Z_2(122|33|44|56|7)\}.$$

Приклади показують зміст процесу конструювання порядку УПСО на основі векторів міток  $t_1$  і  $t_2$ . Обчислення показника міри (13) для зазначеної послідовності етапів демонструє збіжність процесу – зменшення показників неупорядкованості до  $R(Z)=0$ . У табл. 2 наведено покрокове виконання процедури впорядкування послідовності замовлень  $\ln(\text{Seq})$ , коли використовують дві ЗО, указано операції формування порядку, склад ЗО, а також зміну загальної оцінки міри неупорядкованості, яка зменшується до  $R(Z)=0$ . Дані таблиці демонструють застосування показників (13) для планування процесу впорядкування УПСО.

### Наукова новизна та практична значимість

У статті виконано постановку нової науково-прикладної задачі з планування сервісних систем. Уперше здійснено класифікацію ознак класів математичних моделей процесів упорядкування послідовностей із вагою операцій. Отримали розвиток конструктивно-продукційні моделі шляхом створення багатопарових та паралельних конструктивних структур моделювання. Розроблено багатопарові конструктивні моделі процесів РФ залізничних составів.

Запропоновані багатопарові конструктивні структури моделювання дозволяють удосконалити інструментарій конструктивного моделювання, а побудована модель (6) – (8) представляє нову форму реалізації процесів оптимального РФ составів. Розроблені моделі процесів УПСО є придатними та ефективними для фор-

малізації широкого спектру задач аналізу та оптимального планування технологічних процесів залізничного транспорту, логістичних та різноманітних інформаційних систем.

### Висновки

У статті розв'язано науково-прикладну задачу розвитку процесів конструктивного моделювання шляхом розробки конструктивної багатосарової моделі процесів упорядкування РФ та неоднорідних послідовностей замовлень (зокрема залізничних составів), які мають відмінність в урахуванні складності операцій формування, процесів УПСО. При цьому вперше виконано постановку та структурну формалізацію задачі з планування сервісних систем, яка може бути зведена до моделі процесів УПСО. Також здійснено класифікацію ознак (властивостей) постановок задач упорядкування НПЗ, наявність або відсутність яких призводить до окремих математичних класів задач конструктивного моделювання. Класифікація ознак дозволяє встановити широкий спектр можливих прикладних та математичних застосувань запропонованої задачі конструктивного упорядкування УПСО.

Було створено багатосарові й паралельні конструктивні структури, розроблено багатосарові конструктивні моделі процесів оптимального розформування-формування багатогрупових поїздів.

Запропоновані у статті конструктивні моделі процесів УПСО є універсальними для багатьох технологічних додатків, заснованих на процедурах оптимального упорядкування складових компонентів за допомогою неоднорідних систем операцій.

Таблиця 2

### Виконання процедури впорядкування

Table 2

### Performing of the ordering procedure

Номер кроку		$Z_1$	$Z_2$	$R(Z)$
1	IN(Seq)=	4 2 5 3 1	0	14
	$L =$	3 2 2 3 4		
2	IN(Seq)=	4 2 5 3	1	6
	$L_1 =$	2 1 1 2	0	6
	$L_2 =$	3 2 2 3	4	14
3	IN(Seq)=	4 2 5	1 3	4
	$L_1 =$	1 2 0	0 1	4
	$L_2 =$	3 2 2	3 2	12
4	IN(Seq)=	2 5	1 3 4	4
	$L_1 =$	2 0	0 1 1	4
	$L_2 =$	1 3	2 1 1	8
5	IN(Seq)=	2	1 3 4 5	2
	$L_1 =$	3	0 1 1 1	6
	$L_2 =$	1	1 0 0 0	2
6	IN(Seq)=	1 2	3 4 5	0
	$L_1 =$	3 3	2 2 2	12
	$L_2 =$	0 0	0 0 0	0
7	IN(Seq)=	1 2 3 4 5	0	0
	$L =$	0 0 0 0 0		

### СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Бобровский В. И., Сковрон И. Я., Дорош А. С., Демченко Е. Б., Малашкин В. В., Болвановская Т. В. Имитационное моделирование процесса расформирования многогруппных составов на двусторонней горке малой мощности. *Транспортні системи та технології перевезень* : зб. наук. пр. Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. Дніпро, 2018. Вип. 15. С. 19–26.  
DOI: <https://doi.org/10.15802/tstt2018/150194>
2. Кормен Т., Лейзерсон Ч., Ривест Р., Штайн К. *Алгоритмы : построение и анализ*. Пер. с англ. 2-е изд. Москва : Вильямс, 2005. 1296 с.

## ІНФОРМАЦІЙНО-КОМУНІКАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ

3. Скалозуб В., Белый Б. Структура интеллектуальной информационной технологии формирования многогруппных составов. *Транспортні системи та технології перевезень*. 2019. Вып. 17. С. 62–68. DOI: <https://doi.org/10.15802/tstt2019/178217>
4. Holzhauser M., Krumke S. O., Thielen C. Maximum flows in generalized processing networks. *Journal of Combinatorial Optimization*. 2016. Vol. 33. Iss. 4. P. 1226–1256. DOI: <https://doi.org/10.1007/s10878-016-0031-y>
5. Kozachenko D., Bobrovskiy V., Gera B., Skovron I., Gorbova A. An optimization method of the multi-group train formation at flat yards. *International Journal of Rail Transportation*. 2020. P. 1–18. DOI: <https://doi.org/10.1080/23248378.2020.1732235>
6. Kravchenko G. Modeling the External Structure of a Fractals. *EIOP Conference Series : Earth and Environmental Science*. 2017. Vol. 90. P. 1–8. DOI: <https://doi.org/10.1088/1755-1315/90/1/012100>
7. Shang Zh., Li M. Feature Selection Based on Grouped Sorting. *2016 9th International Symposium on Computational Intelligence and Design (ISCID)* (Hangzhou, 10–11 dec. 2016). Hangzhou, 2016. P. 451–454. DOI: <https://doi.org/10.1109/ISCID.2016.1111>
8. Shynkarenko V. I., Ilman V. M. Constructive-Synthesizing Structures and Their Grammatical Interpretations. i. Generalized Formal Constructive-Synthesizing Structure. *Cybernetics and Systems Analysis*. 2014. Vol. 50. Iss. 5. P. 655–662. DOI: <https://doi.org/10.1007/s10559-014-9655-z>
9. Skalozub V., Ilman V., Shynkarenko V. Ontological Support Formation for Constructive-Synthesizing Modeling of Information Systems Development Processes. *Восточно-Европейский журнал передовых технологий*. 2018. Vol. 5, № 4 (95). P. 55–63. DOI: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2018.143968>
10. Stuart D. *Practical Ontologies for Information Professionals*. Language Arts & Disciplines, 2016. 224 p. DOI: <https://doi.org/10.29085/9781783301522>
11. Yadavalli V. S. S., Balcou C. A supply chain management model to optimise the sorting capability of a «third party logistics» distribution centre. *South African Journal of Business Management*. 2017. Vol. 48. Iss. 1. P. 77–84. DOI: <https://doi.org/10.4102/sajbm.v48i1.22>
12. Zhukovyts'kyi I. Use of an automaton model for the designing of real-time information systems in the railway stations. *Transport problems*. 2017. Vol. 12. Iss. 4. P. 101–108. DOI: <https://doi.org/10.20858/tp.2017.12.4.10>

В. В. СКАЛОЗУБ<sup>1\*</sup>, В. М. ИЛЬМАН<sup>2\*</sup>, Б. Б. БЕЛЫЙ<sup>3\*</sup>

<sup>1\*</sup>Каф. «Компьютерные информационные технологии», Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна, ул. Лазаряна, 2, Днепро, Украина, 49010, тел. +38 (056) 373 15 35, эл. почта skalozub.vl.v@gmail.com, ORCID 0000-0002-1941-4751

<sup>2\*</sup>Каф. «Компьютерные информационные технологии», Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна, ул. Лазаряна, 2, Днепро, Украина, 49010, тел. +38 (056) 373 15 35, эл. почта valeriy\_ilman@ukr.net, ORCID 0000-0003-0983-8611

<sup>3\*</sup>Каф. «Компьютерные информационные технологии», Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна, ул. Лазаряна, 2, Днепро, Украина, 49010, тел. +38 (056) 373 15 35, эл. почта hibarike@gmail.com, ORCID 0000-0001-8324-4673

## КОНСТРУКТИВНЫЕ МНОГОСЛОЙНЫЕ МОДЕЛИ ДЛЯ УПОРЯДОЧЕНИЯ ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЕЙ С УЧЕТОМ СЛОЖНОСТИ ОПЕРАЦИЙ ФОРМИРОВАНИЯ

**Цель.** Основной целью статьи является постановка новой задачи по планированию процессов функционирования сервисных систем, а также развитие конструктивных методов моделирования сложных процессов и систем путем разработки многослойной конструктивной модели по упорядочению наборов неоднородных последовательностей заказов (MLCPM), которая учитывает сложность операций формирования. **Методика.** В работе предложена постановка новой задачи моделирования, предназначенной для упорядочения неоднородных последовательностей элементов (заказов). Исследуемые задачи распространены в логистических, технологических, информационных, железнодорожных и других процессах. Главным и существенным отличием предлагаемых конструктивных многослойных моделей является введение в их состав дополнительных структур конструирования, обеспечивающих возможности задания сложности операций формирования, а также дополнительного анализа свойств объектов, формирующихся при реализации реше-

## ІНФОРМАЦІЙНО-КОМУНІКАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ

ний. Средствами MLCPM также реализуют процедуры оптимального управления процессами поиска решений. **Результаты.** В статье на примере задачи по оптимальному формированию-расформированию много-группных железнодорожных составов разработана новая многослойная конструктивная модель процессов оптимального планирования задач по упорядочению наборов неоднородных последовательностей заказов. Также предложена классификация признаков, которые определяют типы математических моделей процессов упорядочения. **Научная новизна.** Выполнено постановку новой научно-прикладной задачи по планированию сервисных систем, впервые осуществлено классификацию признаков классов математических моделей процессов упорядочения последовательностей заказов с весом операций. Получили развитие конструктивно-производственные модели путем создания многослойных и параллельных конструктивных структур моделирования расформирования-формирования составов. **Практическая значимость.** Ценность полученных результатов определяется широким спектром возможных применений задачи по планированию сервисных систем. Предложенные многослойные конструктивные структуры моделирования позволяют усовершенствовать инструментарий конструктивного моделирования. Построенная модель процессов оптимального расформирования-формирования составов позволяет получить новую форму реализации указанных технологических процессов железнодорожного транспорта.

*Ключевые слова:* конструктивное моделирование; многослойные модели; параллельное конструирование; неоднородные последовательности заказов; упорядочение последовательностей; сложность операций формирования; многогруппные железнодорожные составы

V. V. SKALOZUB<sup>1\*</sup>, V. M. ILMAN<sup>2\*</sup>, B. B. BILYI<sup>3\*</sup>

<sup>1\*</sup>Dep. «Computer Information Technology», Dnipro National University of Railway Transport named after Academician V. Lazaryan, Lazaryana St., 2, Dnipro, Ukraine, 49010, tel. +38 (056) 373 15 35, e-mail skalozub.vl.v@gmail.com, ORCID 0000-0002-1941-4751

<sup>2\*</sup>Dep. «Computer Information Technology», Dnipro National University of Railway Transport named after Academician V. Lazaryan, Lazaryana St., 2, Dnipro, Ukraine, 49010, tel. +38 (056) 373 15 35, e-mail valeriy\_ilman@ukr.net, ORCID 0000-0003-0983-8611

<sup>3\*</sup>Dep. «Computer Information Technology», Dnipro National University of Railway Transport named after Academician V. Lazaryan, Lazaryana St., 2, Dnipro, Ukraine, 49010, tel. +38 (056) 373 15 35, e-mail hibarike@gmail.com, ORCID 0000-0001-8324-4673

## CONSTRUCTIVE MULTI-LAYER MODELS FOR ORDERING A SET OF SEQUENCES, TAKING INTO ACCOUNT THE COMPLEXITY OPERATIONS OF FORMATION

**Purpose.** The aim of the article is to pose a new task for planning the processes of service systems functioning, as well as the development of constructive methods for modeling complex processes and systems by developing multilayer constructive model for ordering sets of inhomogeneous order sequences (MLCPM), which takes into account the complexity of formation operations. **Methodology.** The paper proposes the formulation of a new modeling problem, designed for ordering heterogeneous sequences of elements (orders). The studied results were used in logistics, technological, information and other processes. The main and essential difference of the proposed constructive multilayer models is the introduction of additional design structures into their composition, which provides the ability to set the complexity of the formation operations, as well as the possibility of additional analysis of the properties of objects that are formed during the adoption of decisions. Procedures of optimal control of the processes of finding decision are also being implemented by means of MLCRM. **Findings.** Using the example of the problem of optimal making- and breaking-up of multi-group trains, a new multilayer constructive model of optimal planning processes for ordering sets of heterogeneous order sequences has been developed. The article proposes a classification of features that determine the types of mathematical models of ordering processes. **Originality.** The article formulates a new scientific and applied problem for the planning of service systems, for the first time, the classification of signs of mathematical model classes of ordering processes of order sequences with the weight of operations was carried out. In the article, constructive-production models were developed, which was done by creating multilayer and parallel structural modeling structures for making- and breaking-up of trains. **Practical value.** The practical value of the results is determined by a wide range of possible applications of the proposed task for the planning of service systems. The proposed multilayer structural modeling structures allow im-

## ІНФОРМАЦІЙНО-КОМУНІКАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ

proving the tools of constructive modeling. The constructed model of the processes of optimal making- and breaking-up of trains allows obtaining a new form of implementation of these technological processes of railway transport.

*Keywords:* constructive modeling; multilayer models; parallel construction; heterogeneous orders sequences; sequence ordering; complexity of formation operations; multi-group railway trains

## REFERENCES

1. Bobrovsky, V., Skovron, I., Dorosh, A., Demchenko, Ye., Malashkin, V., & Bolvanovska, T. (2018). Simulation Modeling of the Process of Disbanding Multigroup Compositions on a Double-Sided Low Power Hump. *Transport System and Transportation Technologies*, 15, 19-26. DOI: <https://doi.org/10.15802/tsst2018/150194> (in Russian)
2. Kormen, T., Leyzerson, C. I., Rivest, R. L., & Shtayn, K. (2011). *Algoritmy: Postroenie i analiz*. Moscow: Williams. (in Russian)
3. Skalozub, V. V., & Bilyy, B. B. (2019). Structure of intellectual information technology for formation of multi-group train. *Transport Systems and Transportation Technologies*, 17, 62-68. DOI: <https://doi.org/10.15802/tsst2019/178217> (in Russian)
4. Holzhauser, M., Krumke, S. O., & Thielen, C. (2016). Maximum flows in generalized processing networks. *Journal of Combinatorial Optimization*, 33(4), 1226-1256. DOI: <https://doi.org/10.1007/s10878-016-0031-y> (in English)
5. Kozachenko, D., Bobrovskiy, V., Gera, B., Skovron, I., & Gorbova, A. (2020). An optimization method of the multi-group train formation at flat yards. *International Journal of Rail Transportation*, 1-18. DOI: <https://doi.org/10.1080/23248378.2020.1732235> (in English)
6. Kravchenko, G. (2017). Modeling the External Structure of a Fractals. *EIOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 90, 1-8. DOI: <https://doi.org/10.1088/1755-1315/90/1/012100> (in English)
7. Shang, Zh. & Li, M. (2016, December). Feature Selection Based on Grouped Sorting. *2016 9th International Symposium on Computational Intelligence and Design (ISCID)* (pp. 451-454). Hangzhou, China DOI: <https://doi.org/10.1109/ISCID.2016.1111> (in English)
8. Shynkarenko, V. I., & Ilman, V. M. (2014). Constructive-Synthesizing Structures and Their Grammatical Interpretations. i. Generalized Formal Constructive-Synthesizing Structure. *Cybernetics and Systems Analysis*, 50(5), 655-662. DOI: <https://doi.org/10.1007/s10559-014-9655-z> (in English)
9. Skalozub, V., Ilman, V., & Shynkarenko, V. (2018). Ontological support formation for constructive-synthesizing modeling of information systems development processes. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 5(4(95)), 55-63. DOI: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2018.143968> (in English)
10. Stuart, D. (2016). *Practical Ontologies for Information Professionals*. Language Arts & Disciplines. DOI: <https://doi.org/10.29085/9781783301522> (in English)
11. Yadavalli, V. S. S., & Balcou, C. (2017). A supply chain management model to optimise the sorting capability of a «third party logistics» distribution centre. *South African Journal of Business Management*, 48(1), 77-84. DOI: <https://doi.org/10.4102/sajbm.v48i1.22> (in English)
12. Zhukovyts'kyy, I. (2018). Use of an automaton model for the designing of real-time information systems in the railway stations. *Transport Problems*, 12(4), 101-108. DOI: <https://doi.org/10.20858/tp.2017.12.4.10> (in English)

Надійшла до редколегії: 03.03.2020

Прийнята до друку: 04.08.2020

## МАТЕРІАЛОЗНАВСТВО

УДК 669.245.018:620.193.53

А. А. ГЛОТКА<sup>1\*</sup>, В. Е. ОЛЬШАНЕЦКИЙ<sup>2</sup>, С. В. ГАЙДУК<sup>3</sup>

<sup>1\*</sup>Каф. «Физическое материаловедение», Запорожский национальный технический университет, ул. Жуковского, 64, Запорожье, Украина, 69063, тел. +38 (096) 427 56 51, эл. почта Glotka-alexander@ukr.net, ORCID 0000-0002-3117-2687

<sup>2</sup>Каф. «Физическое материаловедение», Запорожский национальный технический университет, ул. Жуковского, 64, Запорожье, Украина, 69063, тел. +38 (067) 145 67 21, эл. почта olshan@zntu.edu.ua, ORCID 0000-0002-9485-4896

<sup>3</sup>Каф. «Физическое материаловедение», Запорожский национальный технический университет, ул. Жуковского, 64, Запорожье, Украина, 69063, ORCID 0000-0002-5724-9566

### МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ПРОГНОЗИРОВАНИЕ СВОЙСТВ ЖАРОПРОЧНЫХ НИКЕЛЕВЫХ СПЛАВОВ

**Цель.** Основной целью данной работы является получение прогнозирующих регрессионных моделей, с помощью которых можно адекватно рассчитывать механические свойства жаропрочных никелевых сплавов (ЖНС), без проведения предварительных экспериментов. **Методика.** Для проведения исследований были выбраны промышленные сплавы для равноосного литья отечественного и зарубежного производства. Значения обработаны методом наименьших квадратов с получением корреляционных зависимостей и математических уравнений регрессионных моделей, которые оптимально описывают эти зависимости. **Результаты.** После обработки экспериментальных данных впервые предложено соотношение легирующих элементов  $K_{\gamma}$  которое может быть использовано для оценки механических свойств с учетом комплексного влияния основных компонентов сплава. Поскольку размерное несоответствие параметров решетки связано со степенью концентрационного твердорастворного упрочнения  $\gamma$ - и  $\gamma'$ -фаз, эффективностью дисперсионного упрочнения сплава, скоростью ползучести и другими свойствами, то соотношение  $K_{\gamma}$  позволяет связать эти свойства с многокомпонентными системами. Приведены регрессионные модели, с помощью которых возможно рассчитать размерное несоответствие, прочность, жаропрочность, количество  $\gamma'$ -фазы и плотность сплавов с высокой точностью. Установлены закономерности влияния состава на свойства равноосных жаропрочных никелевых сплавов. Показано, что для многокомпонентных никелевых систем можно с высокой достоверностью прогнозировать мисфит, который оказывает существенное влияние на прочностные характеристики сплавов данного класса. Для ЖНС снижение значения мисфита сопровождается сокращением количества элементов, находящихся в  $\gamma$ -твердом растворе при значении  $K_{\gamma} = 1,5-2$ . Однако увеличение  $K_{\gamma}$  больше 2 сопровождается ростом мисфита, поскольку объемная доля  $\gamma'$ -образующих элементов значительно возрастает и начинает преобладать. Установлена корреляционная связь между удельной плотностью и средней атомной массой сплавов. **Научная новизна.** Определено, что с увеличением атомной массы удельная плотность сплавов повышается, поскольку элементы с высокой атомной массой, повышающие удельную плотность, относятся к элементам, которые преимущественно упрочняют  $\gamma$ -твердый раствор и не оказывают заметного влияния на интерметаллидное упрочнение сплавов. **Практическая значимость.** Показано перспективное и эффективное направление в решении задачи прогнозирования основных характеристик, влияющих на комплекс служебных свойств сплавов как при разработке новых ЖНС, так и при совершенствовании составов известных промышленных марок данного класса.

**Ключевые слова:** жаропрочные никелевые сплавы (ЖНС); размерное несоответствие ( $\gamma/\gamma'$ -мисфит); прочность; жаропрочность

### Введение

Разработка новых и оптимизация существующих литейных сплавов для изготовления лопаток газотурбинных двигателей различного назначения является важной научно-технической проблемой. Из-за чувствительности фазовых составляющих к концентрации легирующих элементов возникают трудности в оценке ожидаемого комплекса свойств лопаток от оптимизации химического состава или структурного состояния сплавов [5, 9, 10]. Для современных газотурбинных двигателей указанные детали, имеющие сложную форму, изготавливают из многокомпонентных жаропрочных сплавов на основе никеля, кобальта и железа методами специального, направленного либо монокристаллического литья [4, 8, 11].

Разработки последних лет сосредоточены на исследовании лопаточных материалов с низким содержанием дорогостоящих элементов для авиадвигателей. Одной из проблем такого типа материалов является повышение их прочностных свойств. Для прироста жаропрочности в сплавах увеличивают содержание хрома. Однако высокое содержание хрома в сплаве может явиться причиной появления в структуре отливки топологических плотноупакованных фаз типа  $\mu$ ,  $\sigma$ , что в результате их нестабильности будет способствовать хрупкому разрушению деталей [6, 7]. Упрочнение сплава  $\gamma'$ -фазой обеспечивает длительное сохранение высокой температурной работоспособности изделия данного класса в широком интервале температур, вплоть до 1150 °С. Следовательно, важнейшая роль в сопротивлении высокотемпературной ползучести жаропрочных никелевых сплавов (ЖНС) принадлежит таким характеристикам, как периоды кристаллических решеток  $\gamma$ - и  $\gamma'$ -фаз и их размерное несоответствие  $\delta$  или  $\gamma/\gamma'$  (мисфит), которое рассчитывают по формуле:

$$\delta = 2 \cdot ((a_{\gamma'} - a_{\gamma}) / (a_{\gamma} + a_{\gamma'})) \cdot 100 \%,$$

где  $a_{\gamma}$  и  $a_{\gamma'}$  – периоды решеток  $\gamma$ - и  $\gamma'$ -фаз соответственно [4, 7].

### Цель

Основной целью работы является получение регрессионных соотношений для расчета уровня механических свойств жаропрочных никелевых сплавов в зависимости от их легирования.

### Методика

Для исследований были использованы промышленные жаропрочные никелевые сплавы отечественного и зарубежного производства. Марки сплавов приведены в соответствии с требованиями национальных стандартов: ЖС6У, ЖС6К, ВЖЛ12У, ВЖЛ12Э, В1900, IN 100, MAR M200, MAR M246, TRW NASA 6A, WAZ16, U500, U700, ЖСЗДК, ЖСЗЛС, ВХ4Л, ЧС88У, ЧС104, RENE77, IN939, IN738LC, CM681, RENE220, NFP1916, ЧС70С, CM939WELDABLE. Выборка сплавов позволила учесть разнообразие составов (систем легирования), которые по содержанию основных химических элементов охватывают широкий диапазон легирования.

Полученные значения обработаны в программном комплексе Microsoft Office в пакете EXCEL методом наименьших квадратов с получением корреляционных зависимостей типа «параметр – свойство». Полученные регрессионные модели удовлетворительно описывают указанные зависимости с построением линий трендов. Зависимости имеют достаточно высокий коэффициент детерминации ( $R^2 \geq 0,85$ ) и пригодны для определения температурных характеристик ЖНС.

### Результаты

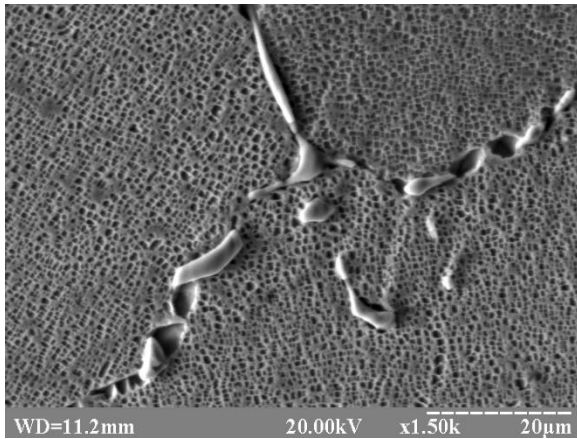
С учетом того, что роль в сопротивлении высокотемпературной ползучести жаропрочных никелевых сплавов принадлежит такому структурному параметру, как размерное несоответствие  $\delta$  ( $\gamma/\gamma'$ ), которое зависит от системы легирования, актуальной задачей следует считать получение оптимальной регрессионной модели для расчета конкретной характеристики на основе химического состава ЖНС и условий его (равноосной) кристаллизации [4].

Все компоненты, используемые при легировании ЖНС, можно условно разделить на три группы: растворяющиеся в  $\gamma$ -твердом растворе

## МАТЕРІАЛОЗНАВСТВО

(Co, Cr, Mo, W, Re), розстворяючися переважно в  $\gamma'$ -фазі (Al, Ti, Ta, Hf) і карбидообразуючі елементи (Ti, Ta, Hf, Nb, V, W, Mo, Cr). Типичні мікроструктури сплавів ЖС6К і ЗМІ-3У з рівноосної структурою представлені на рис. 1. Їх основними фазовими складовими являються,  $\gamma$ -твердий розчин, упрочнююча  $\gamma'$ -фаза і карбиди (первичні і вторичні).

*a – a*



*б – б*

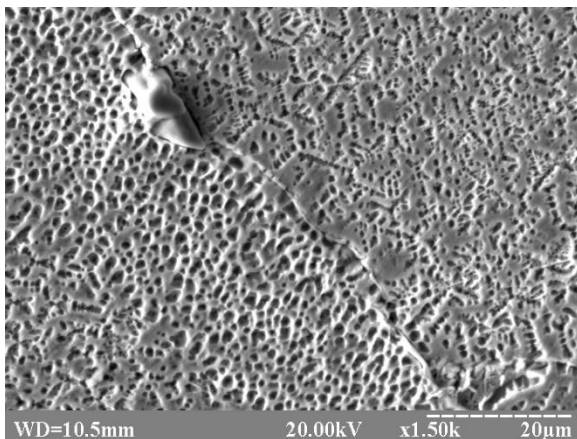


Рис. 1. Типична структура жаропрочних сплавів ЖС6К (а) і ЗМІ-3У (б)

Fig. 1. Typical structure of heat-resistant alloys ZhS6K (a) and ZMI-3U (b)

С другої сторони, в склад  $\gamma'$ -фази можуть входити багато елементів: Al, Ti, Nb, Cr, Co, Mo, W, V і др. Однак, їх концентрація в  $\gamma'$ -фазі по-різному впливає на її об'ємну частку в структурі сплаву. Це впливає пов'язано зі способно-

стю елементів утворювати з нікелем стабільні інтерметаліди типу  $Ni_3Me$ . Отсюда следует, что мисфит и механические свойства сплавов определяются не только элементами, которые являются  $\gamma'$ -образующими, но и теми, которые классифицируются как  $\gamma$ -твердорастворные упрочнители [8, 10].

В результате анализа экспериментальных данных предложено соотношение (калибровочный коэффициент 5 был определен эмпирически), позволяющее оценить механические свойства в зависимости от легирующих элементов сплава. Поскольку размерное несоответствие параметров решетки связано с  $\gamma$ - и  $\gamma'$ -фазами, способностью к дисперсионному упрочнению, скоростью ползучести и другими свойствами сплава, величина  $K_\gamma$  указывает на зависимость свойств аналогично многокомпонентным системам [1–3].

Установлено, что размерное несоответствие  $\delta$  имеет параболические зависимости (рис. 2, а, б) с соотношениями:

$$\delta^{20} = 0,1001(K_\gamma)^2 - 0,3257(K_\gamma) + 0,4789;$$

$$\delta^{1000} = 0,0953(K_\gamma)^2 - 0,3427(K_\gamma) + 0,0325.$$

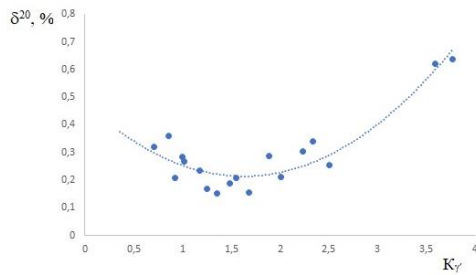
Увеличение величины  $K_\gamma$  приводит к снижению мисфита и образованию экстремума при значениях 1,5–2, это связано с сокращением количества элементов находящихся в  $\gamma$ -твердом растворе, которые в наибольшей мере увеличивают период решетки (Mo, W, Nb, Ta и др.). При значениях  $K_\gamma$  больше 1,5–2 наблюдается увеличение мисфита, поскольку объемная доля  $\gamma'$ -образующих элементов значительно возрастает и начинает преобладать. Значение прочности при увеличении показателя соотношения  $K_\gamma$  подчиняется линейному закону и имеет тенденцию к постоянному возрастанию (рис. 2, в), так как с увеличением соотношения количество элементов, образующих упрочняющую фазу, возрастает.

Показано, что при температуре испытаний 1 000 °С, зависимость пределов 100- и 1000-часовой длительной прочности от величины мисфита (рис. 2, а, б) оптимально описывается полученными моделями (рис. 3, а, б). Эти зависимости свидетельствуют, что при увеличении

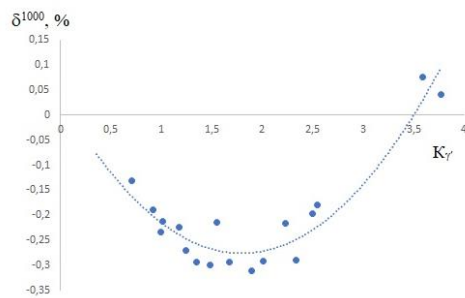
## МАТЕРІАЛОЗНАВСТВО

коэффициента  $K_{\gamma}$  длительная прочность сплавов возрастает прямо пропорционально, так как количество  $\gamma'$ -образующих элементов возрастает, а следовательно, увеличивается объёмная доля  $\gamma'$ -фазы в сплаве.

*a – a*



*b – b*



*b – c*

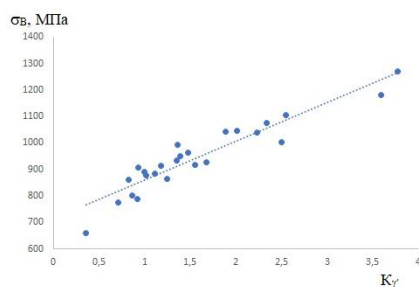
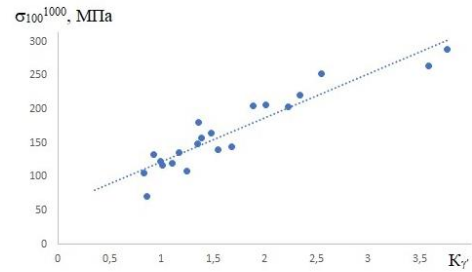


Рис. 2. Корреляционные соотношения свойств равноосных ЖНС от  $K_{\gamma}$ :  
*a* – мисфита ( $\delta^{20}$ ); *b* –  $\delta^{1000}$ ;  
*c* – предела кратковременной прочности ( $\sigma_b$ )

Fig. 2. Correlation relations of properties of equiaxed heat-resistant nickel alloys from  $K_{\gamma}$ :  
*a* – misfit ( $\delta^{20}$ ); *b* –  $\delta^{1000}$ ;  
*c* – short-term strength limit ( $\sigma_b$ )

*a – a*



*b – b*

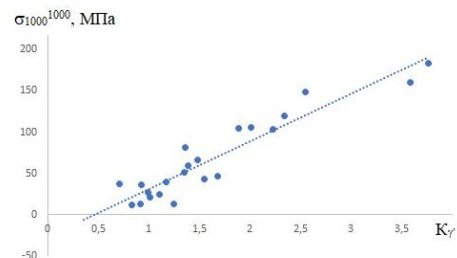


Рис. 3. Корреляционные соотношения для длительной прочности равноосных ЖНС от  $K_{\gamma}$ :  $\sigma_{100}^{1000}$  *a*, и  $\sigma_{1000}^{1000}$  *b*

Fig. 3. Correlation relations for long-term strength of equiaxed heat-resistant nickel alloys from  $K_{\gamma}$ :  $\sigma_{100}^{1000}$  *a*, and  $\sigma_{1000}^{1000}$  *b*

Установлено, что предложенное соотношение для  $K_{\gamma}$  имеет тесную корреляцию с объёмной долей  $\gamma'$ -фазы в равноосных ЖНС (рис. 4). Все эти зависимости имеют линейный характер с положительным угловым коэффициентом и погрешностью не более  $\pm 3,8\%$ . Такое поведение объясняется тем, что с увеличением  $K_{\gamma}$  возрастает объёмное количество основных упрочняющих элементов, которые образуют  $\gamma'$ -фазу. Наблюдаемый эффект имеет место как при комнатной, так и повышенной температурах (рис.3, *a*). Более того, полученный результат следует рассматривать как свидетельство ожидаемого повышения пределов кратковременной (рис. 2, *b*) и длительной прочности (рис. 3) сплавов в условиях близких к эксплуатации лопаток двигателя.

## МАТЕРІАЛОЗНАВСТВО

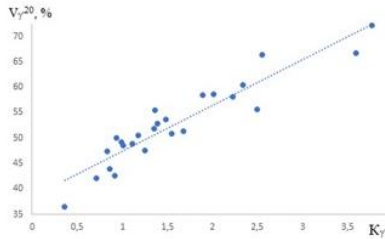
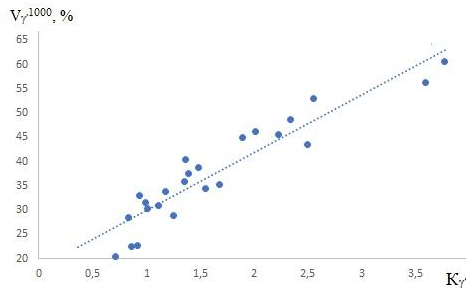
*a – a**b – b*

Рис. 4. Корреляционные соотношения объёмной доли  $\gamma'$ -фазы в равноосных ЖНС от  $K_\gamma$ :  
*a* – объёмна доля  $\gamma'$ -фазы при комнатной температуре ( $V_\gamma^{20}$ ); *b* – при 1 000 °C ( $V_\gamma^{1000}$ )

Fig. 4. Correlation ratios of the volume fraction of the  $\gamma'$ -phase in equiaxed heat-resistant nickel alloys from  $K_\gamma$ :  
*a* – is the volume fraction of the  $\gamma'$ -phase at room temperature ( $V_\gamma^{20}$ ); *b* – at 1000°C ( $V_\gamma^{1000}$ )

Для исключения влияния объёмных диффузионных процессов при высоких температурах в состав ЖНС вводят дорогостоящие легирующие элементы, такие как вольфрам, молибден, рений и рутений, что значительно увеличивает плотность сплавов, а, следовательно, и массу готового изделия.

Используя известное корреляционное соотношение между плотностью сплава ( $\rho$ ) и его атомной массой ( $A_c$ ), авторы разработали регрессионную модель. Такой подход позволил оценить характер изменения плотности исследуемых сплавов в зависимости от легирования при погрешности не более 1 % (рис. 5).

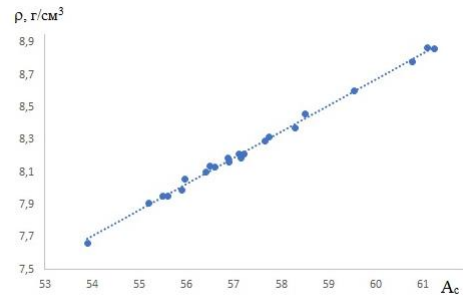


Рис. 5. Корреляционное соотношение плотности равноосных ЖНС от атомной массы сплава

Fig. 5. Correlation ratio of the density of equiaxed heat-resistant nickel alloys on the atomic mass of the alloy

На рис. 5 показана зависимость удельной плотности от средней атомной массы сплавов. Линейный характер зависимости указывает, что пропорционально приросту количества элементов с высоким значением атомной массы будет возрастать плотность равноосных сплавов. Такая тенденция проявляется из-за того, что химические элементы с высокой атомной массой обладают высокой температурой плавления. Использование таких химических элементов для легирования упрочняет  $\gamma$ -твёрдый раствор и не оказывает заметного влияния на (дисперсионное) интерметаллидное упрочнение сплавов. Полученные регрессионные зависимости дают возможность для различной степени легирования оценивать пределы кратковременной и длительной прочности с помощью величины  $K_\gamma$ . Предложенные соотношения могут быть использованы для разработки новых и усовершенствования известных промышленных жаропрочных никелевых сплавов.

### Научная новизна и практическая значимость

В результате исследования по влиянию количества легирующих элементов на свойства жаропрочных никелевых сплавов предложены соотношения, позволяющие оценивать эффективность предлагаемых усовершенствований. Соотношения учитывают влияние комплексного легирования на механические и служебные

## МАТЕРІАЛОЗНАВСТВО

свойства сплавов, приближенные к реальным условиям их использования. Опробование соотношений осуществлено на примерах сплавов, используемых для изготовления лопаток газотурбинных авиационных двигателей.

## Выводы

1. На основе анализа процессов выделения фаз при легировании предложены соотношения по прогнозированию пределов жаропрочности различной длительности для сплавов на основе никеля.

2. Установлена корреляционная связь между удельной плотностью и средней атомной массой сплавов. Для повышения плотности сплава следует использовать химические элементы с высокой атомной массой, которые упрочняют  $\gamma$ -твер-

дый раствор с минимальным эффектом от присутствия в структуре частиц интерметаллидных соединений.

3. Использование соотношения для оценки  $K_\gamma$  позволяет прогнозировать величину размерного несоответствия ( $\gamma/\gamma'$ ), пределы кратковременной и длительной (100- и 1000-часовой) прочности жаропрочных никелевых сплавов.

4. Обнаруженный экстремум на зависимости для  $K_\gamma$  (интервал значений 1,5–2) связан с уменьшением количества легирующих элементов в  $\gamma$ -твердом растворе, которые увеличивают период кристаллической решетки сплава. При значениях  $K_\gamma$  больше 1,5–2 прирост мисфита обусловлен повышением концентрации химических элементов, образующих  $\gamma'$ -фазу.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Гайдук С. В., Глотка О. А., Дорогокупля А. С. Моделивання термодинамічних процесів для оцінки впливу танталу на критичні температури і структуроутворення багатокомпонентних нікелевих систем. *Математичне моделювання*. 2018. № 1 (40). С. 139–149. DOI: [https://doi.org/10.31319/2519-8106.1\(40\)2019.166188](https://doi.org/10.31319/2519-8106.1(40)2019.166188)
2. Глотка А. А., Гайдук С. В. Прогнозирование свойств монокристаллических жаропрочных никелевых сплавов. *Наука та прогрес транспорту*. 2019. № 2 (80). С. 91–100. DOI: <https://doi.org/10.15802/stp2019/165876>
3. Глотка А. А., Гайдук С. В. *Проектирование литейных жаропрочных сплавов на никелевой основе*. Palmarium Academic Publishing, 2019. 245 с.
4. Aliofkhaei M. *Superalloys*. IntechOpen, 2015. 835 p. DOI: <https://doi.org/10.5772/59358>
5. Caron J. L., Sowards J. W. Weldability of Nickel-Base Alloys. *Comprehensive Materials Processing*. 2014. Vol. 6. P. 151–179. DOI: <https://doi.org/10.1016/B978-0-08-096532-1.00615-4>
6. Min P. G., Goryunov A. V., Vadeev V. E. Modern nickel superalloys and the efficient resource-saving technologies of their production. *Russian Metallurgy (Metally)*. 2015. Vol. 2015. Iss. 13. P. 1060–1068. DOI: <https://doi.org/10.1134/S0036029515130182>
7. Montakhab M., Balicki E. Integrated Computational Alloy Design of Nickel-Base Superalloys. *Metallurgical and Materials Transactions A*. 2019. Vol. 50. Iss. 7. P. 3330–3342. DOI: <https://doi.org/10.1007/s11661-019-05252-7>
8. Naffakh-Moosavy H. Microstructural evolution and castability prediction in newly designed modern third-generation nickel-based superalloys. *International Journal of Minerals, Metallurgy, and Materials*. 2016. Vol. 23. Iss. 5. P. 548–562. DOI: <https://doi.org/10.1007/s12613-016-1266-4>
9. Satyanarayana D. V. V., Eswara Prasad N. *Nickel-Based Superalloys*. Aerospace Materials and Material Technologies, 2017. P. 199–228. DOI: [https://doi.org/10.1007/978-981-10-2134-3\\_9](https://doi.org/10.1007/978-981-10-2134-3_9)
10. Wu B., Li L., Wu J., Wang Z., Wang Y., Chen X., ... Li J. Microstructure and stress rupture properties of polycrystal and directionally solidified castings of nickel-based superalloys. *International Journal of Minerals, Metallurgy, and Materials*. 2014. Vol. 21. Iss. 1. P. 58–64. DOI: <https://doi.org/10.1007/s12613-014-0865-1>
11. Xie J., Ma Y., Xing W., Ou M., Zhang L., Liu K. Microstructure and mechanical properties of a new cast nickel-based superalloy K4750 joint produced by gas tungsten arc welding process. *Journal of Materials Science*. 2019. Vol. 54. Iss. 4. P. 3558–3571. DOI: <https://doi.org/10.1007/s10853-018-3081-y>

О. А. ГЛОТКА<sup>1\*</sup>, В. Ю. ОЛЬШАНЕЦЬКИЙ<sup>2</sup>, С. В. ГАЙДУК<sup>3</sup><sup>1</sup>Каф. «Фізичне матеріалознавство», Запорізький національний технічний університет, вул. Жуковського, 64, Запоріжжя, Україна, 69063, тел. + 38 (096) 427 56 51, ел. пошта Glotka-alexander@ukr.net, ORCID 0000-0002-3117-2687<sup>2</sup>Каф. «Фізичне матеріалознавство», Запорізький національний технічний університет, вул. Жуковського, 64, Запоріжжя, Україна, 69063, тел. +38 (067) 145 67 21, ел. пошта olshan@zntu.edu.ua, ORCID 0000-0002-9485-4896<sup>3</sup>Каф. «Фізичне матеріалознавство», Запорізький національний технічний університет, вул. Жуковського, 64, Запоріжжя, Україна, 69063, ORCID 0000-0002-5724-9566

## МАТЕМАТИЧНЕ ПРОГНОЗУВАННЯ ВЛАСТИВОСТЕЙ ЖАРОМІЦНИХ НІКЕЛЕВИХ СПЛАВІВ

**Мета.** Основною метою цієї роботи є отримання прогнозних регресійних моделей, за допомогою яких можна адекватно розраховувати механічні властивості жароміцних нікелевих сплавів (ЖНС), без проведення попередніх експериментів. **Методика.** Для проведення досліджень були обрані промислові сплави для рівновісного лиття вітчизняного й зарубіжного виробництва. Значення оброблено методом найменших квадратів з отриманням кореляційних залежностей та математичних рівнянь регресійних моделей, які оптимально описують ці залежності. **Результати.** Після обробки експериментальних даних уперше запропоновано співвідношення легувальних елементів  $K_\gamma$  яке може бути використане для оцінки механічних властивостей з урахуванням комплексного впливу основних компонентів сплаву. Оскільки розмірна невідповідність параметрів решітки пов'язана зі ступенем концентраційного твердорозчинного зміцнення  $\gamma$ - і  $\gamma'$ -фаз, ефективністю дисперсійного зміцнення сплаву, швидкістю повзучості й іншими властивостями, то співвідношення  $K_\gamma$  дозволяє пов'язати ці властивості з багатокомпонентними системами. Наведено регресійні моделі, за допомогою яких можливо розрахувати розмірну невідповідність, міцність, жароміцність, кількість  $\gamma'$ -фази і щільність сплавів із високою точністю. Установлено закономірності впливу складу на властивості рівновісних жароміцних нікелевих сплавів. Показано, що для багатокомпонентних нікелевих систем можна з високою вірогідністю прогнозувати місфіт, який істотно впливає на характеристики міцності сплавів цього класу. Для ЖНС зниження значення місфіту супроводжується скороченням кількості елементів, що знаходяться в  $\gamma$ -твердому розчині зі значенням  $K_\gamma = 1,5-2$ . Однак збільшення  $K_\gamma$  понад 2 супроводжується зростанням місфіту, оскільки об'ємна частка  $\gamma'$ -утворювальних елементів значно зростає та починає переважати. Установлено кореляційний зв'язок між питомою щільністю та середньою атомною масою сплавів. **Наукова новизна.** З'ясовано, що зі збільшенням атомної маси питома щільність сплавів підвищується, оскільки елементи з високою атомною масою, що підвищують питому щільність, належать до елементів, які переважно зміцнюють  $\gamma$ -твердий розчин і не мають помітного впливу на інтерметалідне зміцнення сплавів. **Практична значимість.** Показано перспективний та ефективний напрям у розв'язанні задачі прогнозування основних характеристик, що впливають на комплекс службових властивостей сплавів як під час розробки нових ЖНС, так і під час вдосконалення складів відомих промислових марок цього класу.

*Ключові слова:* жароміцні нікелеві сплави (ЖНС); розмірна невідповідність ( $\gamma$ -місфіт); міцність; жароміцність

О. А. ГЛОТКА<sup>1\*</sup>, В. Ю. ОЛЬШАНЕЦЬКИЙ<sup>2</sup>, С. В. ГАЙДУК<sup>3</sup><sup>1</sup>Dep. «Physical Materials Science», Zaporizhzhia National Technical University, Zhukovskoho St., 64, Zaporizhzhia, Ukraine, 69063, tel. + 38 (096) 427 56 51, e-mail Glotka-alexander@ukr.net, ORCID 0000-0002-3117-2687<sup>2</sup>Dep. «Physical Materials Science», Zaporizhzhia National Technical University, Zhukovskoho St., 64, Zaporizhzhia, Ukraine, 69063, tel. +38 (067) 145 67 21, e-mail olshan@zntu.edu.ua, ORCID 0000-0002-9485-4896<sup>3</sup>Dep. «Physical Materials Science», Zaporizhzhia National Technical University, Zhukovskoho St., 64, Zaporizhzhia, Ukraine, 69063, ORCID 0000-0002-5724-9566

## MATHEMATICAL PREDICTION OF THE PROPERTIES OF HEAT-RESISTANT NICKEL ALLOYS

**Purpose.** The purpose of this work is to obtain predictive regression models, with the help of which it is possible to adequately calculate the mechanical properties of heat-resistant nickel alloys, without conducting preliminary experiments. **Methodology.** Industrial alloys for equiaxed casting of domestic and foreign production were selected for research. The values were processed by the least squares method with obtaining correlation dependences with obtaining mathematical equations of regression models that optimally describe these dependences. **Findings.** As a result of processing experimental data, the ratio of alloying elements  $K_{\gamma}$  was proposed for the first time, which can be used to assess the mechanical properties, which takes into account the complex effect of the alloy main components. Since the dimensional mismatch of the lattice parameters is associated with the degree of concentration solid solution hardening of the  $\gamma$ - and  $\gamma'$ -phases, the efficiency of precipitation hardening of the alloy, the creep rate, and other properties, the  $K_{\gamma}$  ratio makes it possible to relate these properties to multicomponent systems. Regression models are presented, with the help of which it is possible to calculate the dimensional mismatch, strength, heat resistance, the amount of  $\gamma'$  phase and the density of alloys with high accuracy. The regularities of the influence of the composition on the properties of equiaxed heat-resistant nickel alloys are established. It is shown that for multicomponent nickel systems, it is possible to predict with high reliability misfit, which has a significant effect on the strength characteristics of alloys of this class. For heat-resistant nickel alloys, a decrease in the misfit value is accompanied by a decrease in the number of elements in the  $\gamma$ -solid solution at a value of  $K_{\gamma} = 1.5$ –2. However, an increase in  $K_{\gamma}$  greater than 2 is accompanied by an increase in misfit, since the volume fraction of  $\gamma'$ -forming elements significantly increases and begins prevail. A correlation has been established between the specific density and the average atomic mass of the alloys. **Originality.** It is shown that with an increase in the atomic mass, the specific density of alloys increases, since elements with a high atomic mass, which increase the specific density, belong to the elements that predominantly strengthen the  $\gamma$ -solid solution and do not have a noticeable effect on the intermetallic hardening of alloys. **Practical value.** A promising and effective direction is shown in solving the problem of predicting the main characteristics that affect the complex of service properties of alloys both in the development of new heat-resistant nickel alloys and in the improvement of the compositions of well-known industrial brands of this class.

**Keywords:** heat-resistant nickel alloys; dimensional mismatch ( $\gamma$ -misfit); strength; heat resistance

### REFERENCES

- Haiduk, S. V., Glotka, O. A., & Dorogokuplya, A. S. (2018). Modeling of thermodynamic processes for the evaluation of the influence of tantalum on critical temperatures and the structure of multi-component nickel systems. *Mathematical modeling*, 1(40), 139-149. DOI: [https://doi.org/10.31319/2519-8106.1\(40\)2019.166188](https://doi.org/10.31319/2519-8106.1(40)2019.166188) (in Ukrainian)
- Glotka, O. A., & Haiduk, S. V. (2019). Prediction of the properties of single-crystal heat-resistance nickel alloys. *Science and Transport Progress*, 2(80), 91-100. DOI: <https://doi.org/10.15802/stp2019/165876> (in Russian)
- Glotka, O. A., & Haiduk, S. V. (2019). *Proektirovanie litynykh zharoprochnykh splavov na nikelevoy osnove*. Palmarium Academic Publishing. (in Russian)
- Aliofkhazraei, M. (2015). *Superalloys*. IntechOpen. DOI: <https://doi.org/10.5772/59358> (in English)
- Caron, J. L., & Sowards, J. W. (2014). Weldability of Nickel-Base Alloys. *Comprehensive Materials Processing*, 6, 151-179. DOI: <https://doi.org/10.1016/B978-0-08-096532-1.00615-4> (in English)
- Min, P. G., Goryunov, A. V., & Vadeev, V. E. (2015). Modern nickel superalloys and the efficient resource-saving technologies of their production. *Russian Metallurgy (Metally)*, 2015(13), 1060-1068. DOI: <https://doi.org/10.1134/S0036029515130182> (in English)
- Montakhab, M., & Balikci, E. (2019). Integrated Computational Alloy Design of Nickel-Base Superalloys. *Metallurgical and Materials Transactions A*, 50(7), 3330-3342. DOI: <https://doi.org/10.1007/s11661-019-05252-7> (in English)
- Naffakh-Moosavy, H. (2016). Microstructural evolution and castability prediction in newly designed modern third-generation nickel-based superalloys. *International Journal of Minerals, Metallurgy, and Materials*, 23(5), 548-562. DOI: <https://doi.org/10.1007/s12613-016-1266-4> (in English)
- Satyanarayana, D. V. V., & Eswara Prasad, N. (2017). *Nickel-Based Superalloys*. Aerospace Materials and Material Technologies (pp. 199-228). DOI: [https://doi.org/10.1007/978-981-10-2134-3\\_9](https://doi.org/10.1007/978-981-10-2134-3_9) (in English)

МАТЕРІАЛОЗНАВСТВО

---

10. Wu, B., Li, L., Wu, J., Wang, Z., Wang, Y., Chen, X., ... & Li, J. (2014). Microstructure and stress rupture properties of polycrystal and directionally solidified castings of nickel-based superalloys. *International Journal of Minerals, Metallurgy, and Materials*, 21(1), 58-64. DOI: <https://doi.org/10.1007/s12613-014-0865-1> (in English)
11. Xie, J., Ma, Y., Xing, W., Ou, M., Zhang, L., & Liu, K. (2018). Microstructure and mechanical properties of a new cast nickel-based superalloy K4750 joint produced by gas tungsten arc welding process. *Journal of Materials Science*, 54(4), 3558-3571. DOI: <https://doi.org/10.1007/s10853-018-3081-y> (in English)

Надійшла до редколегії: 06.03.2020

Прийнята до друку: 07.08.2020

## РУХОМИЙ СКЛАД ЗАЛІЗНИЦЬ І ТЯГА ПОЇЗДІВ

УДК 629.46.06:621.822.614

В. Г. РАВЛЮК<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Каф. «Вагони», Український державний університет залізничного транспорту, пл. Феєрбаха, 7, Харків, Україна, 61050, тел. +38 (057) 730 10 35, ел. пошта ravvg@ukr.net, ORCID 0000-0003-4818-9482

### УДОСКОНАЛЕННЯ СТЕНДА ДЛЯ КОМПЛЕКСНОГО ДІАГНОСТУВАННЯ ВУЗЛІВ ВАНТАЖНИХ ВАГОНІВ

**Мета.** Це дослідження спрямоване на вдосконалення конструкції стенда для комплексного діагностування буксових вузлів із підшипниками кочення та виявлення працездатності гальмових колодок вантажних вагонів. **Методика.** Обґрунтовано доцільність і можливість удосконалення стенда для проведення комплексного діагностування підсистем буксових вузлів із підшипниками кочення й гальмових колодок вантажних вагонів, зокрема виявлення їх працездатності шляхом прикладання експлуатаційних навантажень. Як методологічний розвиток цього наукового напрямку, із точки зору досліджень працездатності об'єктів діагностування, на стенді досліджено знос триботехнічних пар – поверхонь тертя колодок і коліс під час гальмування. Для оцінки результатів зносу використано традиційний метод випробування шляхом удавлювання індентора у відповідні поверхні тертя. **Результати.** Отримано розширення можливостей стенда для діагностування буксових вузлів вантажних вагонів зі здійсненням аналізу для різних типів гальмових колодок. Під час досліджень на стенді можна створювати реальні експлуатаційні умови роботи колісної пари для діагностування підсистем буксових вузлів і гальмових колодок. У ході дослідження прикладають різні режими навантажень на колісну пару, забезпечують необхідну вологість і здійснюють обдування в зоні випробування тертя контрпар, так само виконуються спеціальним пристроєм реєстрацію температури, що виникає на поверхнях гальмових колодок і коліс. **Наукова новизна.** Теоретично доведено і практично підтверджено концепцію вдосконалення діагностичного стенда для досліджень буксових вузлів. Уперше за допомогою вдосконаленого стенда є можливість досліджувати різні типи гальмових колодок вагонів, виявляти явища утворення різних видів зносу й надавати рекомендації щодо збільшення їх ресурсу. **Практична значимість.** Результати досліджень, проведених на вдосконаленому стенді, можна використовувати під час проектування й модернізації таких підсистем інноваційних вантажних вагонів, як буксові вузли з підшипниками кочення й гальмові колодки. На вдосконалений стенд для комплексних досліджень подано заявку на винахід.

**Ключові слова:** діагностичний стенд; гальмова колодка; діагностування; випробування; знос; колісна пара; вантажний вагон; буксовий вузол

#### Вступ

Діагностичні дослідження рухомого складу, зокрема вантажних вагонів, пов'язані в основному з визначенням і підвищенням працездатності окремих елементів і вузлів з яких складається вагон. Саме від цих вузлів великою мірою залежать поточні витрати на утримання вагонів. Якщо технічний стан важливого вузла визначають окремо від інших, не менш важливих,

тоді під час діагностування можуть втрачатися суттєві зв'язки між станами об'єктів діагностики (вузлів вагона). Природно, що будь-які процеси діагностування різних елементів із визначенням технічного стану вагона в цілому мають розбіжності. А це не зовсім бажано тому, що втрачається наявний на практиці взаємозв'язок роботи окремих вузлів вагона. Досліджуючи такий підхід, автори в працях [15, 22] продемонстрували новий спосіб розробки динамічної

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

моделі для роторної системи шляхом використання розмірного аналізу з урахуванням значущих геометричних, робочих і теплових параметрів системи. Однак слід зазначити, що вібраційні та теплові реакції несправних сферичних роликових підшипників досліджено в різних робочих умовах для валідації розробленої моделі. Проте визначення критичних станів потребує надійної системи діагностування відмов підшипників, що в цих роботах відображено не було.

Передові країни, у яких запроваджено високі швидкості руху (Німеччина, Франція, Швейцарія, Японія, Китай та ін.), під час перевірки обраних для реалізації технічних рішень виконують випробування вузлів за допомогою динамічних випробувальних станцій, що призначені для імітації взаємодії колії та рухомого складу. Вони дозволяють здійснювати випробування на втому для аналізу надійності конструкцій вагонів і їх вузлів у контрольованих умовах, визначати динамічні характеристики вагонів і здійснювати їх оптимізацію, виконувати дослідження контакту колеса з рейковою колією, вивчати явища виникнення шуму під час роботи рейкового рухомого складу, відтво-

рювати дію збурювальної сили на вагон через нерівності колії, імітувати моделювання у випадку прослідкування кривих ділянок тощо [13, 14, 17].

Зрозуміло, що принцип роботи таких стендів, як коткова станція [11], що створена у США (рис. 1), засновано на тому, що вагон, який діагностують, стоїть на головних робочих органах – коткових блоках, які приводяться в дію через спеціальні приводи від електродвигунів дуже великої потужності. Блоки мають систему гідроциліндрів, що здійснюють переміщення котків у декількох напрямках із великим навантаженням робочих органів. Проте внаслідок громіздких вузлів коткової станції такі масштабні діагностичні проекти до кінця реалізовані на практиці не були.

Хоча в деяких із них дослідження відрізняються від відомих тільки тим, що замість електричних двигунів колісну пару розкручують за допомогою гідродвигуна. При цьому в багатьох випадках діагностують лише технічний стан буксових вузлів із підшипниками кочення, під час чого аналізують переважно середньочастотний діапазон спектра виявлених несправностей.

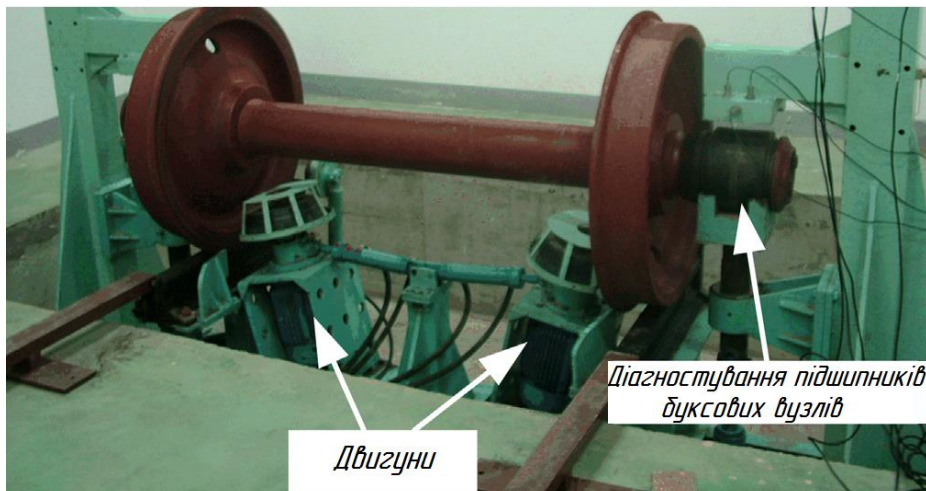


Рис. 1. Стенд для діагностування підшипників кочення буксових вузлів колісних пар вагонів

Fig. 1. The stand for diagnosing rolling bearings of axle units of wheel pairs of cars

Для випробування гребенів коліс рухомого складу запропоновано стенд [6], який належить до установок випробування колісних пар рейкового рухомого складу й використовується

для досліджень триботехнічних підсистем з обертовим рухом, що пов'язані з проковзуванням контактуючих поверхонь гребенів коліс відносно рейок. Недоліком цього стенда є його

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

вужка спеціалізація, що пов'язана з аналізом високочастотних спектрів автоколивальних, які притаманні процесам тертя гребенів коліс об головки рейок.

У схожій праці [8] додатково здійснено прогнозування залишкового корисного ресурсу, що має вирішальне значення для ефективної реалізації технічних характеристик для підшипників кочення. Також у цій роботі застосовано багатофункціональний метод регресії синтезу для прогнозування корисного ресурсу підшипників. У запропонованому підході використано вбудовану локальну лінійну техніку для встановлення оригінальних особливостей індикатора технічного стану підшипника, вона дає змогу запобігти багатьом завадам під час діагностування. Проте результати експериментів показують, що зазначений підхід не демонструє показників, які можуть бути в основі діагностування зносу колодок вагонів і поверхонь коліс під час гальмування.

Колектив авторів [10, 20] виконав схожі дослідження, у яких для підвищення ефективності сепарації сліпого поділу джерел запропоновано метод опорних векторів (SVM). У цьому методі вибіркові точки спостережних складових сигналів визначають шляхом обчислення кута напрямку складеного сигналу як стандартного для відкидання точок інтерференції. Також визначають вибіркові бали, які навчаються за допомогою методу підтримки векторних машин. Тоді визначають оптимальну площину для класифікації спостережних сигналів. Крім того, змішану матрицю оцінюють за допомогою зваженого підсумовування довірчих інтервалів, а вихідні сигнали відокремлюють за методом найкоротшого шляху. Результати експериментів свідчать, що запропонований метод може визначити сигнал несправності обертової машини. Однак такі випробування високоартісній й досить трудомісткі, тому виробники фрикційних матеріалів не завжди можуть дозволити собі придбати подібне обладнання, яке має програмне забезпечення з методом розрізненого аналізу компонентів.

У подібному напрямі також виконані дослідження [9, 18], у яких представлено конструкцію та характеристики електродинамічного

гальма з вихровим струмом, що використовується в системі з асинхронним двигуном. Ця конструкція дає можливість визначити характеристики електродвигунів у поєднанні з регульованим механічним навантаженням у вигляді електродинамічного гальма, використаного на стенді, яке дозволяє точно регулювати навантажувальний крутний момент до 10 Н·м за швидкостей руху від 100 до 1 500 об./хв на двигун, який випробовують. Однак застосування такої системи на вантажному рухомому складі не можливе.

Більш схожими з нашими дослідженнями є системи, що описані в роботах [19, 21]. У них особливу увагу акцентовано на тому, що процес та умови гальмування – це проблема, яку десятиліттями відчують виробники гальмових систем і транспортних засобів. Тому така проблема викликає незадоволення споживачів якістю гальмових систем.

З метою вивчення, аналізу й усунення цієї складної проблеми використовують сучасне обладнання для діагностування вузлів транспортних засобів. Але однією з найважливіших причин незадовільного результату є складність гальмової колодки, яка має нелінійні властивості матеріалу. Тому необхідно зрозуміти поведінку гальмової колодки з точки зору її динамічних властивостей (власної частоти, форми демпфування та режиму навантажень) за різних граничних умов. Експериментальний модальний аналіз (ЕМА) використовують для вивчення динамічних властивостей будь-якої структури і, як правило, виконують в умовах вільних кордонів. Підхід до вивчення розподілу питомого тиску від колодок до коліс під час гальмування – це значний крок уперед. Тому була розроблена машина для випробування гальмового опору й вивчення поведінки гальмових колодок за різних навантажень із подальшим аналізом їх результатів і виробленням підходу до стандартної процедури діагностування. Під час випробувань гальмові колодки спрацьовують за допомогою масштабованого автоматичного модального молотка (SAM) із точним керованим рівнем сили. Вібраційну характеристику вимірюють безконтактно за допомогою 3D-сканувального лазерного доплерівського віб-

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

рометра (3D SLDV). Зазначене дослідження за таких умов і вдосконалених методик призводить до отримання реальних динамічних характеристик колодок під час гальмування. Проте ця проблема в зарубіжних країнах чекає на своє вирішення.

На вагоноремонтних підприємствах АТ «Укрзалізниця» було впроваджено розроблений закордонними компаніями стенд для діагностування колісних пар «Комплекс контролю буксових вузлів на базі вітчизняного стенда СКБУ–01» [4] (рис. 2), який дає змогу виявити більш широкий клас основних дефектів, однак він пов'язаний лише з пошкодженнями елементів підшипників кочення буксових вузлів.

Стенд [16], розроблений дослідним технологічним центром залізниць Німеччини (FTZ) разом із компаніями «Renk» і «IABG», дозволяє проводити кількісний аналіз зносу і втоми металу в зоні контакту колеса з рейкою. Конструктивно стенд виконаний зі сталевих балок і змонтований на заглибленому фундаменті. Однак його конструкція, моделюючи рух колісної пари по рейковій колії, не дає змоги моделювати ні роботу підсистеми буксових вузлів, ні роботу підсистеми колодкових гальм, які в значній мірі визначають безпечну експлуатацію вантажних вагонів.

Автор цієї статті у складі творчого колективу брав участь у модернізації стенда СВ–01П [5], який дозволяє виконувати дослідження технічного стану буксових підшипників вантажних вагонів за різних режимів навантажень. Недоліком зазначеного стенда є нездатність оцінювати комплексно вплив небезпечних дефектів та відхилень від норми параметрів гальмових колодок, які суттєво впливають на працездатність вантажних вагонів і найбільшою мірою визначають безпечну експлуатацію вагонів у цілому. Хоча діагностування буксових вузлів тут характеризується високою достовірністю отримання відповідної діагностичної інформації на будь-яких режимах роботи стенда.

Автором у роботі [2] для вивчення процесів, що відбуваються в зоні контакту колеса рухомого складу з рейкою, подав описання більш вузькоспеціалізованих стендів, оснащених, ок-

рім натурної колісної пари (чи колеса), відрізком натурної рейки різної довжини. Це дозволяє отримати в лабораторних умовах пляму контакту, що повністю відповідає натурним випробуванням і впливу зовнішніх чинників на тягові властивості рухомого складу. Крім того, наявність у конструкції стендів облаштувань динамічного навантаження, коливань підресорених мас, що імітують вплив на умови взаємодії колеса з рейкою, а також систем термічної дії на поверхню кочення з метою відтворення в зоні контакту відповідних теплових параметрів режиму гальмування, дозволяє ще більше наблизити умови моделювання до натурних.

У результаті аналізу наукових джерел можна зробити висновок, що проблемам комплексного стендового діагностування працездатності гальмових колодок сумісно з підшипниками кочення буксових вузлів вантажних вагонів достатньо уваги приділено не було. Тому й відповідна інформація з цього питання відсутня.

### Мета

Це дослідження спрямоване на вдосконалення конструкції стенда для комплексного діагностування буксових вузлів із підшипниками кочення та виявлення працездатності гальмових колодок вантажних вагонів.

Для досягнення зазначеної мети поставлені такі завдання:

- дослідити стенди, створені для діагностування технічного стану вузлів рухомого складу;
- обґрунтувати адекватність умов проведення діагностичних досліджень колісної пари з її елементами на стенді порівняно з реальними умовами роботи гальмових колодок у складі гальмової важільної передачі вантажного вагона;
- запропонувати заходи щодо дослідження працездатності гальмових колодок сумісно з буксовими вузлами за допомогою вимірювальних засобів стенда;
- адаптувати методику випробування робочих поверхонь колодки й поверхні кочення колеса на зносостійкість із різними типами гальмових колодок за відмінних режимів навантаження колісної пари під час гальмування на запропонованому стенді.

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

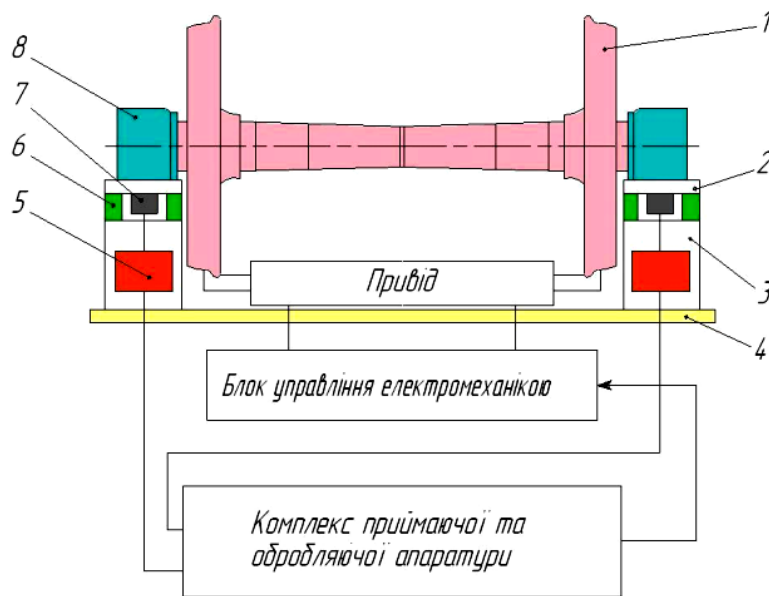


Рис. 2. Структурна схема станда СКБУ–01:

1 – колісна пара; 2 – опорна плита; 3 – підйомна опора; 4 – рама комплексу; 5 – передавальні підсилювачі; 6 – акустична ізоляція; 7 – приймачі сигналів; 8 – буксовий вузол

Fig. 2. Block diagram of the SKBU-01 stand:

1 – wheel pair; 2 – base plate; 3 – lifting support; 4 – frame of the complex; 5 – transmitting amplifiers; 6 – acoustic insulation; 7 – signal receivers; 8 – axle box

### Методика

Сформульовані завдання діагностування намагалися вирішити за останні десятиліття за двома основними напрямками: з одного боку – це розв’язання проблеми створення оптимальної (раціональної) конструкції візків вантажних вагонів із гальмовою важільною передачею (ГВП), де ремонтні роботи зведено до мінімуму; з другого – вдосконалення системи планово-попереджувальних ремонтів (ППР) і технічного обслуговування (ТО) механічного обладнання вантажних вагонів. Однак вивчення науково-технічних джерел інформації про працездатність колодок гальмових передач вантажних вагонів показало, що жодна з конструкцій візків з ГВП, які експлуатують зараз на залізниці України, не вирішує в достатній мірі проблему своєчасного виявлення небезпечних зносів гальмових колодок у процесі їх експлуатації. Це, на наш погляд, пов’язано з тим, що

ГВП під час «вільного» руху вагонів сприяють нахиленню колодок у поверхні кочення коліс, що істотно впливає на працездатність. У результаті висновки про технічний стан колодок хоча й роблять на підставі даних експлуатації, однак за Інструкцією [1] під час ТО покладаються на оцінку оглядачів вагонів, які приймають остаточні рішення щодо їх працездатності, а це не виключає впливу суб’єктивного «людського» фактора.

Очевидно, що під час гальмування вагона внаслідок тертя поверхні коліс і гальмові колодки зношуються. Із метою забезпечення працездатності (надійної й ефективної роботи всієї гальмової системи вантажного вагона) колодки, у разі досягнення зносу граничної величини, замінюють на нові. Зокрема, на двовісних візках вантажних вагонів гальмові колодки в поперечних перерізах своєї довжини зношуються нерівномірно. Результат цього природного процесу наведений на рис. 3, де зображені зношені колодки, які були змонтовані на трьохе-

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

лементний візок вагона і після регламентованого пробігу 80 тис. км демонтовані, хоча граничного зносу за товщиною (10 мм) досягли не всі чотири гальмові колодки.

Результати експлуатаційних досліджень показують, що ненормативний знос колодок негативно впливає на площу контакту під час гальмування, через це відбувається більш інтенсивний знос і нагрівання дотичних поверхонь. Так само процес гальмування вагонів із ненормативно зношеними колодками збільшує опір рухові, на переборювання якого зайво витрачаються тисячі кіловат енергоносіїв на тягу поїздів.

Із точки зору геометрії знос колодок проявляється у двох виглядах:

Перший – у вигляді клиноподібного зносу (рис. 3, *a*). Тут кривизна робочої поверхні колодки близька до постійності, хоча змінюється кількісно за своїм поперечним перерізом так, що у верхніх перетинах колодки товщина її значно менша (знос більший), ніж у нижній.

Другий – у вигляді дуального зносу (рис. 3, *б*). На робочій поверхні колодок утворюється двоплощинний фрикційний знос переломного

типу, який має лінію розмежування як «гористий кряж», яким колодка підточує поверхню кочення колеса. Тому для подальших досліджень таких характерних особливостей уведено поняття дуального зносу гальмових колодок [3].

У наявній системі ППР контроль над виникненням в експлуатації цієї особливості – технологія ТО гальм під час відповідних оглядів і вимірювань колодок, згідно з [1], фактично не передбачений.

Разом із цим слід зазначити, що знос гальмових колодок першого вигляду на практиці контролюють, відверто кажучи, спрощено, хоча це є однією з основних процедур оцінки справності й працездатності колодкових гальм у цілому. Цей контроль за суттю зводиться до порівняння двох величин: мінімально допустимого значення товщини колодки (10 мм) у контрольній точці (вимірюють на відстані 50 мм від верхнього краю робочої поверхні колодки) з різницею між початковою товщиною колодки (65 мм) та товщиною її експлуатаційного зносу [3].

*a – a**б – б*

Рис. 3. Демонтовані гальмові колодки візків вантажних вагонів із клиноподібним (*a*) і дуальним (*б*) зносом (біла крива – це лінія розмежування площин)

Fig. 3. Dismantled brake pads of freight car bogies with wedge-shaped (*a*) and dual (*b*) wear (white curve is a line of planes separation)

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

Тут зрозуміло, що кількісно виміряна на торцевій частині гальмової колодки величина клиноподібного зносу в різних точках її робочої поверхні неоднакова та, звичайно, змінюється за характерною кривою, близькою до експоненти. Тобто, якщо виміряти величину зносу колодки в контрольній точці, можна легко прогнозувати менші значення зносу в інших місцях її робочої поверхні.

З іншого боку, контрольована остаточно товщина колодки в її контрольній точці залежить головним чином від відповідного пробігу вантажного вагона. Причому ці величини можна оцінювати тільки під час огляду вагона на проміжних і кінцевих пунктах технічного обслуговування: спочатку – візуально, потім шляхом не зовсім легкої й достовірної процедури з використанням звичайного вимірювального інструмента (лінійки). І проте перевищення граничного зносу за товщиною в принципі може трапитися під час пробігу вагона між пунктами контрольованого технічного обслуговування. Однак у чинній Інструкції [1] на цей випадок ніяких вказівок діагностичного сенсу (прогноз технічного стану гальмових колодок) не передбачено.

Більше того, у випадках дуального зносу колодки критичне значення її товщини часто виявляють не в точці контрольних вимірювань, що може мати небажаний наслідок – вихід колодки з ладу на шляху прямування через негативний вплив напружено-деформованих або температурних факторів на зниження ефективності процесу гальмування вагона. А це неприпустимо з точки зору безпеки руху.

У результаті численних досліджень працездатності ходових частин залізничного транспорту встановлено, що техніко-економічні показники безпечної експлуатації вантажних вагонів істотно залежать від виникнення й накопичення дефектів і пошкоджень у колісних парах, буксових підшипникових вузлах і в деталях колодкових гальм двовісних візків. Причому, як ми вже відзначали, працездатність колодкових гальм оцінюють у пункті технічного обслуговування за критичним станом гальмових колодок.

Таке становище, на наш погляд, пов'язане з недостатньою повнотою досліджень цієї проблеми, насамперед у зв'язку з відсутністю відповідних стендів, зокрема коткових такої спрямованості. Разом із цим зауважимо, що на багатьох наявних стендах цілком адекватно можна відтворити найбільш значимі фізичні й геометричні фактори, які впливають на працездатність колісних пар, а також деталей і вузлів, що з'єднані та контактують із ними: буксових вузлів і гальмових підсистем вагонів.

### Результати

Розширення можливостей досліджень на вдосконаленому комплексі (рис. 4) досягається на основі наявного стенда за рахунок змін у його конструкції та з об'єднанням дій, які пов'язані з діагностуванням підсистеми буксових вузлів із підшипниками кочення та зі здійсненням контролю працездатності гальмових колодок підсистеми колодкового гальма.

Тут позначено силові фактори, що реалізовано на стенді за допомогою навантажувача (рис. 4, а):  $G$  – сили навантаження від еквівалентної ваги навантаженого вагона, що діють на колісну пару;  $R$  – сили, які еквівалентні реакціям із боку рейкової колії  $R_1$  від дії навантажень  $G$ ;  $M_{гал}$  – гальмовий момент, що виникає від гальмової сили  $T_1$ , яка діє зі сторони колодок на стенді;  $G + T_2$  – сумарне навантаження на стенді від еквівалентної ваги вагона та дії компенсаційних сил  $T_2$ , які врівноважують дію сил  $T_1$  на колісну пару на стенді. А на рис. 4 (б, в) наведено прикладання сил, які гальмують розкручену колісну пару, де  $T_1$  може діяти в межах кута  $\gamma$  ( $0 < \gamma < \gamma_0$ ).

*Обґрунтування адекватності умов стендового діагностування порівняно з експлуатаційними умовами роботи колісної пари.* Для доведення правомірності запропонованого підходу до вдосконалення конструкції стенда порівняємо схему сил, що навантажують колісну пару, розкручену з гальмуванням на стенді зі схемою гальмування вантажного вагона в дійсності (рис. 5). Тут плоска координатна система  $gxz$  пов'язана з центром маси  $G$  вагона в центральній точці  $g$ .

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

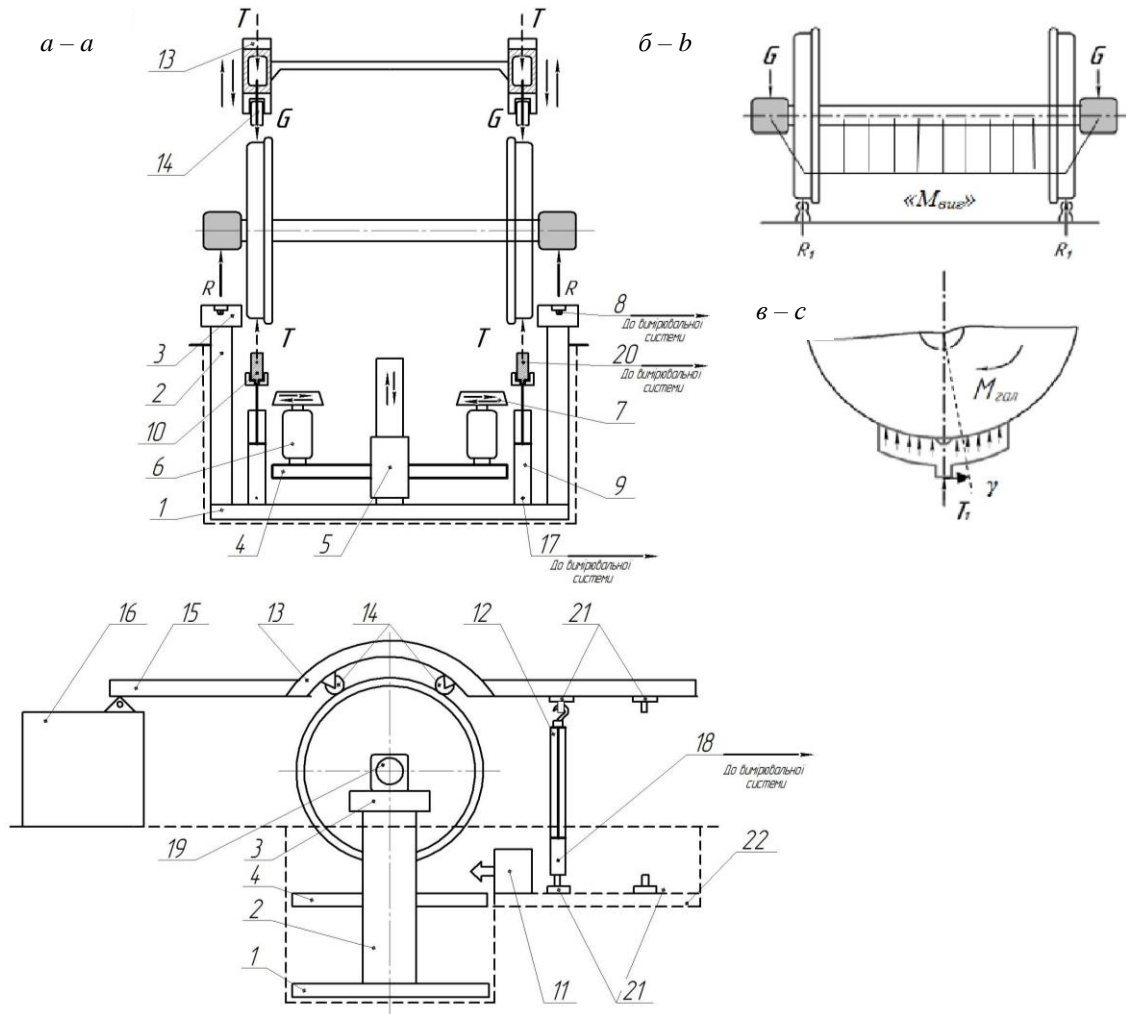


Рис. 4. Схема вдосконаленого стенда для комплексного діагностування буксових вузлів із підшипниками кочення та випробовувань працездатності гальмових колодок:  
 а – схема передачі зусилля на колісну пару; б – епюра моментів сил  $M_{sz}$  у випадку навантаження коліс; в – схема розподілу питомих зусиль від гальмової колодки на колесо під час гальмування; 1 – нерухома рама; 2 – опорні стійки; 3 – опорні майданчики; 4 – рухома рама-платформа; 5 – підйомний пристрій для опускання (підіймання) рухомої рами; 6 – механізм розкручування колісної пари з електродвигунами; 7 – фрикційні ролики; 8 – датчики для вимірювання коливань буксових вузлів; 9 – пневмоциліндри; 10 – підсистема колодкового гальмування; 11 – пристрій для обдування колодок повітрям і насичення вологою; 12 – гідронавантажувач; 13 – коромисла; 14 – навантажувальні ролики; 15 – балка коромисел; 16 – опора; 17 – датчик тиску пневмоциліндрів гальмування; 18 – датчик тиску гідронавантажувача; 19 – датчик швидкості обертання колісної пари; 20 – температурні датчики; 21 – вушка; 22 – металева конструкція

Fig. 4. The scheme of the improved stand for complex diagnostics of axle boxes with rolling bearings and performance tests of brake pads:  
 а – the scheme of force transmission on a wheel pair; б – moment diagram of forces  $M_{sz}$  in case of wheel loading; в – scheme of distribution of specific forces from a brake pad on a wheel during braking; 1 – fixed frame; 2 – support racks; 3 – support platforms; 4 – movable frame-platform; 5 – lifting device for lowering (raising) the movable frame; 6 – mechanism to start rotation of wheel pair with electric motors; 7 – friction rollers; 8 – sensors for measuring oscillations of axle boxes; 9 – pneumatic cylinders; 10 – pad braking subsystem; 11 – device for blowing pads with air and moisture saturation; 12 – hydraulic loader; 13 – balance levers; 14 – loading rollers; 15 – balance levers beam; 16 – support; 17 – pressure sensor of pneumatic cylinders of braking; 18 – pressure sensor of the hydraulic loader; 19 – sensor of the rotation speed of wheel pair; 20 – temperature sensors; 21 – loops; 22 – metal structure

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

Дослідження, які орієнтовані на розрахунки під час проектування й аналізу рівня поздовжньої динаміки руху вагона [12] та визначення гальмових сил, очікуваних у випадку службового або екстреного гальмування, доводять, що ці процеси характеризуються пневмогальмуванням послідовно за часом кожного вагона окремо з проходженням так званої гальмової хвилі відповідно до діаграми наповнення гальмових циліндрів стиснутим повітрям.

У зв'язку з цим схема (рис. 5) відповідає розгляду руху та гальмуванню вагона на прямих ділянках у площині симетрії рейкової колії. При цьому враховано перерозподіл квазістатичного вагового навантаження на візки так, що передній візок (рух вагона відбувається зліва направо) довантажується пропорційно зменшенню швидкості руху настільки, наскільки задній візок розвантажується порівняно з статичним навантаженням  $G/2$ .

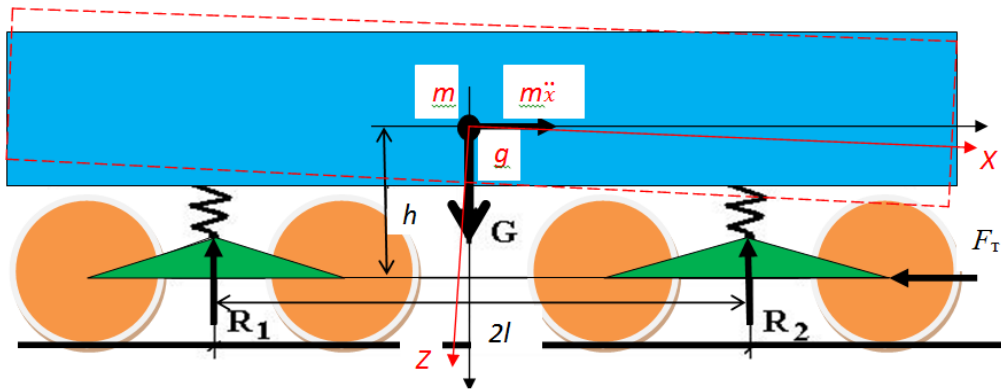


Рис. 5. Квазістатична схема перерозподілу навантажень, що діє на візки чотиривісного вантажного вагона під час гальмування

Fig. 5. Quasi-static scheme of redistribution of loads acting on four-axle freight car during braking

Відповідно до наведених позначень та звичайного припущення, що центри мас візків лежать на лінії, яка з'єднує центри обертання колісних пар, нескладно визначити вертикальні сили, що діють на візки в квазістатичному режимі гальмування вагона з урахуванням перерозподілу сил статичної рівноваги, і за допомогою навантажувача прикласти їх відповідні величини до розкрученої колісної пари на стенді.

За законами теоретичної механіки перерозподіл сил, який визначають за гальмування вагона, залежить від таких параметрів:

$bG$  і  $z$  – відповідно вага й координата центра ваги вагона за різного його наповнення, ( $z = h$ );

$\ddot{x}$  – параметр зменшення швидкості руху вагона (сповільнення);

$mg_n$  – прискорення вільного падіння;

$2l$  – база вагона.

Тоді, у разі повної геометричної й вагогабаритної симетрії навантаження вагона, на перший та другий візок будуть діяти зі сторони

вагона під час гальмування сили  $R_1$  і  $R_2$ , які визначають за формулами:

– із довантажуванням першого по ходу візка:

$$R_1 = G \left( 1 + \frac{\ddot{x}}{g_n} \cdot \frac{h}{l} \right); \quad (1)$$

– із розвантаженням другого візка:

$$R_2 = G \left( 1 - \frac{\ddot{x}}{g_n} \cdot \frac{h}{l} \right). \quad (2)$$

Результати розрахунків за формулами (1)–(2) свідчать, що залежно від завантаження вагона за різних режимів його гальмування має місце значний розкид даних стосовно перерозподілу навантаження візків. Це може бути передбачено під час діагностування колісної пари на стенді з використанням пристрою, що навантажує колісну пару (рис. 4, а).

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

За цих обставин є припустимим досліджувати працездатність колісної пари у зборі, розглядаючи її під навантаженням силою  $R_1$  або силою  $R_2$  та враховуючи квазістатичний перерозподіл ваги по візках у їх прискореному або сповільненому русі на реальних нерівностях рейкової колії. Отже, можна сказати, що будь-які зміни величин і напрямів дії силових факторів у роботі ГВП будуть накладати однакові динамічні особливості на процес гальмування колісної пари як на стенді, так і в реальності.

Справді, ГВП конструктивно виконана так, що в експлуатаційних умовах гальмування двовісних візків через гальмові колодки на колісну пару діють дійсні гальмові зусилля, аналогічні стендовим  $T_1$ , і компенсуються такими ж протилежно спрямованими силами, що діють на другу колісну пару (тому ці зусилля й називаються внутрішніми). Тобто реальна схема навантаження колісної пари під час гальмування колодковими гальмами відповідає стендовій (рис. 4, а). Тут сила  $G$  (частина ваги надбуксового навантаження, що діє з боку вагона) і сила  $R_2$  (реакція рейки з боку рейкової колії), очевидно, рівні за величиною:

$$G = R_2. \quad (3)$$

Ефект гальмування колеса, візка й вагона, виникає або природно за рахунок дії сил опору руху (під час вибігу), або за рахунок роботи колових сил тертя гальмової колодки об поверхню кочення коліс, що пов'язано з реалізацією гальмового моменту  $M_{гал}$  (під час гальмування):

$$M_{гал} = \varphi T_1 / (D/2), \quad (4)$$

де  $\varphi$  – коефіцієнт тертя робочих поверхонь колеса й гальмової колодки;  $T_1$  – гальмове зусилля, що передається на колесо через колодку;  $D$  – діаметр колеса по колу кочення.

Навантаження під час гальмування колісної пари, розташованої на стенді, та її врівноважений стан забезпечують силами  $(G + T_2)$ , які діють (зверху) на кожне колесо колісної пари через пристрій (рис. 4), що навантажує колісну пару, разом із силами:  $R_2$  – опорними реакціями буксових вузлів, які діють через підшипники з боку опорних стійок із майданчиками;  $T_1$  – гальмовими зусиллями, що діють (знизу) з боку

підсистеми колодкових гальм стенда через гальмові колодки, притиснені до коліс за допомогою додатково встановлених на стенді елементів гальмової підсистеми з пневмоциліндрами. Вплив гальмових зусиль  $T_1$  на врівноважений стан колісної пари на стенді компенсовано силами  $T_2 = T_1$  (на рис. 4, а показано пунктирними стрілками).

Таким чином, з огляду на ідентичність загальноновизнаної епюри чистого згину осі колісної пари (рис. 4, б), умови роботи буксових вузлів і підсистеми колодкового гальма в реальності й на стенді можна вважати рівнозначними.

*Конструкція та порядок роботи на стенді.* Робота стенда (рис. 4) відбувається відповідно до його конструкції. Так, він складається з нерухомої рами 1, яка знаходиться в заглибленому колодязі; опорних стійок 2 з опорними майданчиками 3 для жорсткого з'єднання останніх із буксами колісної пари; рухомої рами-платформи 4; підйомного пристрою 5 для опускання (підймання) рухомої рами; механізму розкручування колісної пари з електродвигунами 6, на валах яких закріплені фрикційні ролики 7, що підводяться до коліс за фрикційного розкручування (розгону) колісної пари на стенді; пристрою навантажування колісної пари, що відтворює її експлуатаційні навантаження та навантаження її підсистем; додатково під колісною парою знаходяться пневмоциліндри 9, які з'єднано з колодками підсистеми колодкового гальмування 10, що контактують із колесами під час гальмування; пристрою 11, який забезпечує обдування колодок повітрям та наповнення вологою простору навколо них, що імітує переміщення колісної пари по рейковій колії; датчиків вібрацій (коливачів) буксових вузлів, датчиків силових навантажень на елементи стенда; датчика швидкості обертання колісної пари й температурних датчиків.

Рухома рама-платформа 4 виконана з можливістю вертикального переміщення для електродвигунів із фрикційними роликами 7, які, торкаючись коліс задають обертальний рух колісній парі із заданою частотою обертання.

Навантажування колісної пари вагою, що відтворює вертикальні навантаження всіх елементів, виконано так, що гідронавантажувач 12

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

(рис. 4) з'єднано з коромислами 13, на внутрішній поверхні яких кріпляться навантажувальні ролики 14, через які навантаження сумарним зусиллям  $G$  і  $T_2$  передається на поверхні кочення коліс, а далі на кожну підсистему, що приймає до колісної пари.

Балка коромисел 15, з одного боку шарнірно закріплюється до опори 16, яка знаходиться на встановленій відстані відносно колісної пари, а з іншого — до самих коромисел 13.

Усі датчики, що розташовані у відповідних місцях, приєднано до вимірювальної системи, а саме: датчики коливань 8 буксових вузлів; датчики тиску 17 пневмоциліндрів гальмування колодками колодкового гальма; датчик тиску 18 гідронавантажувача, що визначає напружено-деформований стан колісної пари й елементів, які приєднані до неї; датчик швидкості обертання 19 колісної пари, що реєструє інтенсивність гальмування (зниження обертів колісної пари); температурні датчики 20.

Створення й регулювання штучного навантаження здійснюється гідронавантажувачем 12 із можливістю його переустановлення на різну відстань від колісної пари із закріпленням до вушок 21, які приварені до балок, з'єднаних із протилежними сторонами коромисел, і до нерухомої конструкції 22.

Стенд під час гальмування колодковим гальмом функціонує таким чином. Здійснюють установаження колісної пари за допомогою вантажопідійомного механізму, з опусканням її на опорні майданчики, де фіксують буксові вузли. Далі за допомогою гідронавантажувача колісну пару навантажують до того часу, доки не досягатиметься її розраховане (експлуатаційне) навантаження, яке контролюють вимірювальною системою.

Після цього колісну пару розкручують механізмом розкручування до відповідної частоти обертання з подальшою реєстрацією показань параметрів, які записує вимірювальна система.

Під час випробувань працездатності буксових вузлів виконують зняття вібраційних характеристик за допомогою датчиків коливань (вібрацій), розташованих на опорних майданчиках для букс, та аналізують діагностичну інформацію для визначення технічного стану підшип-

ників кочення. Тобто на підставі вимірюваних частот та амплітуд коливань здійснюють аналіз усіх складових спектрів вібрації колісної пари з гальмовими колодками та підшипників кочення буксових вузлів.

*Оцінка зносостійкості та фрикційних властивостей колодок.* Для оцінки зносостійкості та фрикційних властивостей гальмових колодок на розробленому стенді дослідження проведено за схемою лабораторних фрикційних випробувань диск - колодка [7] із використанням доданого до стенда програмного комплексу, що дозволяє здійснювати зміну частоти обертання колісної пари за заданою програмою. На рис. 6 описана функція розподілення на заданому інтервалі та наведено рівняння регресії третього порядку, у якому змінна  $x$  – це час,  $y$  – лінійна швидкість на поверхні колеса, ступінь достовірності апроксимації при цьому складає  $R^2 = 0,998$ . Також наведено вертикальні планки похибок, які демонструють, що відносне значення лінійної швидкості під час діагностування не перевищує 5 %.

У ході випробувань на поверхні пари тертя створювався тиск  $70 \text{ Н/см}^2$ , що відповідає робочому тиску на гальмову колодку в реальних умовах роботи ГВП. Кожне випробування являло собою гальмування за заданою програмою, у ході якого лінійна швидкість на поверхні колеса зменшувалася з 19 до 0 м/с протягом 60 с, що можна порівняти зі службовим гальмуванням із використанням реальної колодки.

Фрикційні властивості зразка в рамках одного випробування було оцінено середнім значенням коефіцієнта тертя  $\varphi_{\text{ср}}$  за час випробування 60 с за формулою (5):

$$\varphi_{\text{ср}} = \frac{1}{T_1 \cdot R} \cdot \frac{\sum_{i=1}^n M_i}{n}, \quad (5)$$

де  $\sum M_i$  – сума моментів тертя, яка виміряна датчиком моменту тертя за час випробування, Н·м;  $n$  – кількість вимірювань моментів тертя, виконаних датчиком моменту тертя за час випробувань;  $T_1$  – зусилля притиснення колодки до колеса, Н;  $R$  – радіус колеса, м.

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

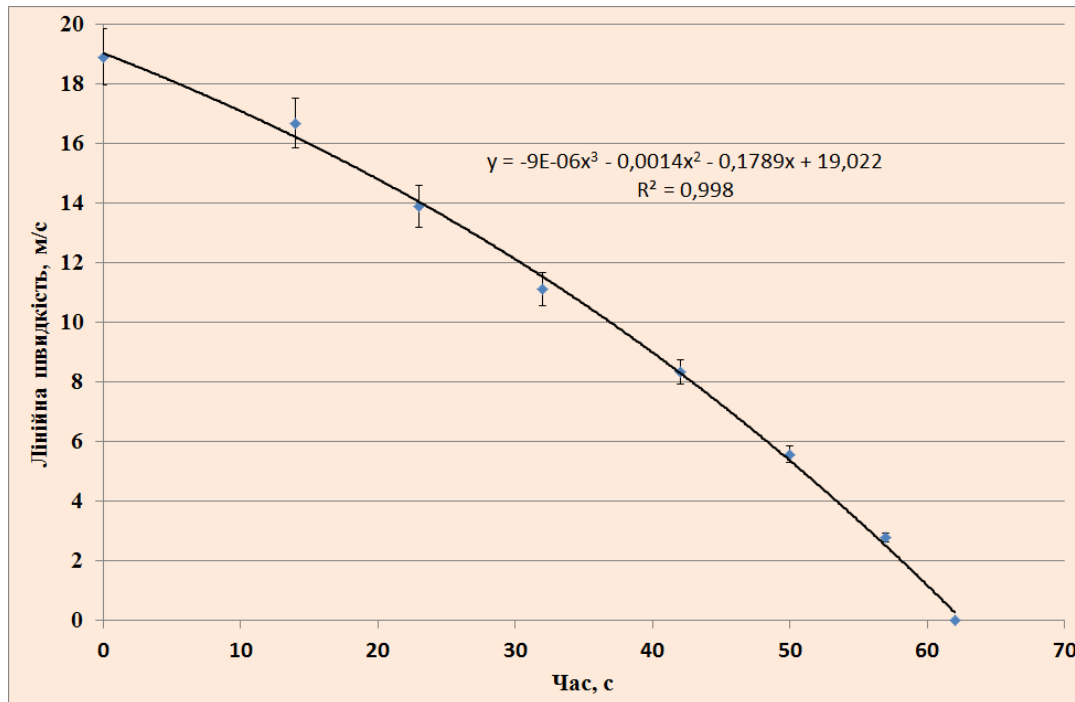


Рис. 6. Графік зміни лінійної швидкості під час гальмування колодками на стенді

Fig. 6. The schedule of change of linear speed during braking by blocks on the stand

Крім коефіцієнта тертя, під час кожного випробування для оцінки зносостійкості матеріалу визначено об'ємний знос зразка за формулою:

$$W_{об} = \frac{1000 \cdot (m_n - m_k)}{\rho}, \quad (6)$$

де  $W_{об}$  – об'ємний знос,  $10^{-3}$  см<sup>3</sup>;  $m_n$  і  $m_k$  – початкова й кінцева маса колодки до і після випробування, г;  $\rho$  – щільність матеріалу колодки, г/см<sup>3</sup>.

Маса гальмових колодок може бути різною, залежно від складу матеріалів, які застосовують для їх виготовлення, і ступеня зношеності на момент випробувань. Однак термін служби колодки визначається часом, протягом якого вона досягне мінімально допустимої товщини, тобто часом, протягом якого буде зношений певний об'єм матеріалу.

Наприклад, мінімально допустима товщина композиційних гальмових колодок із сітчастодротяним каркасом – 10 мм [1]. Тому для оцінки зносостійкості колодок із будь-яким ступе-

нем зношеності зручно використовувати об'ємний знос зразків.

Оцінку фрикційного впливу колодок із різним ступенем зносу на поверхні кочення колеса виконано за наведеною методикою багаторазових випробувань:

- на поверхню кочення колеса за допомогою індентора твердоміра нанесено відбиток (ямку). У цьому випадку індентор була використана кулька діаметром 5 мм, зусилля навантаження твердоміра складало 1839 Н;

- діаметр нанесеного відбитка виміряно за допомогою оптичного вимірювального мікроскопа МПБ–2 у двох взаємно перпендикулярних напрямках;

- здійснено випробування за описаною методикою ( $n = 20$ );

- після циклу з 20 випробувань проведено повторний замір діаметра відбитка;

- за зміною діаметра відбитка (рис. 7) розраховано товщину зношеного шару металу  $\Delta$  (мм) поверхні колеса за формулою:

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

$$\Delta = R_n - R_k = h_2 - h_1,$$

$$\text{причому } h_1 = \sqrt{(D/2)^2 - (d_1/2)^2}, \quad (7)$$

$$h_2 = \sqrt{(D/2)^2 - (d_2/2)^2},$$

де  $R_n$  – початковий радіус колеса (до циклу випробувань), мм;  $R_k$  – кінцевий радіус колеса (після циклу з 20 випробувань), мм;  $D$  – діаметр кульки (індентора), мм;  $d_1$  – середнє арифметичне діаметрів відбитка, виміряних до циклу випробувань у двох взаємно перпендикулярних напрямках, мм;  $d_2$  – середнє арифметичне діаметрів відбитка, виміряних після циклу випробувань у двох взаємно перпендикулярних напрямках, мм;  $h_1$  – відстань від центра індентора до площини відбитка (до циклу випробувань), мм;  $h_2$  – відстань від центра індентора до площини відбитка (після циклу випробувань), мм.

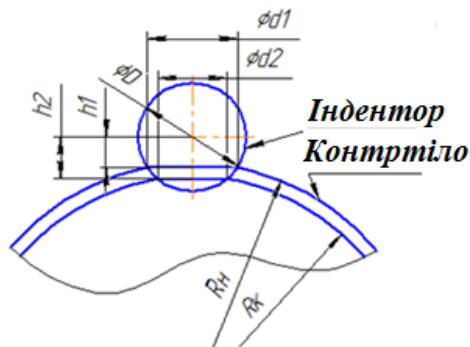


Рис. 7. Схема визначення  $h_1$  зносу шару металу колеса за методом відбитка

Fig. 7. Scheme for determining  $h_1$  wear of the metal layer of the wheel by the imprint method

Таким чином, ми отримали розширення можливостей стенда для діагностування буксових вузлів вантажних вагонів із можливістю здійснення аналізу для різних типів гальмових колодок вагонів. Під час досліджень на стенді можна створювати реальні експлуатаційні умови роботи колісної пари для діагностування підсистем буксових вузлів і гальмових колодок.

у ході дослідження прикладають різні режими навантажень на колісну пару, забезпечують необхідну вологість і здійснюють обдування в зоні випробування тертя контрпар, так само виконують спеціальним пристроєм реєстрацію температури, що виникає на поверхнях гальмових колодок і коліс.

### Наукова новизна та практична значимість

У роботі теоретично доведено і практично підтверджено концепцію вдосконалення діагностичного стенда для досліджень буксових вузлів. Уперше за допомогою вдосконаленого стенда є можливість досліджувати різні типи гальмових колодок вагонів, виявляти явища утворення різних видів зносу й надавати рекомендації щодо збільшення їх ресурсу.

Результати досліджень, проведених на вдосконаленому стенді, можна використовувати під час проєктування й модернізації таких підсистем інноваційних вантажних вагонів, як буксові вузли з підшипниками кочення та гальмові колодки. На вдосконалений стенд для комплексних досліджень подано заявку на винахід.

### Висновки

На підставі зазначеного можна зробити такі висновки:

1. Виконано комплексні дослідження стендів для діагностування технічного стану вузлів залізничного рухомого складу. За їх результатами запропоновано вдосконалити стенд СВ-01П, який дасть змогу здійснити проведення комплексного діагностування підсистем буксових вузлів із підшипниками кочення й гальмових колодок вантажних вагонів.

2. Теоретично доведено і практично підтверджено, що процес гальмування з ненормативно зношеними гальмовими колодками збільшує опір рухові, на переборювання якого зайво витрачаються енергоносії на тягу вантажних поїздів.

3. Виконано обґрунтування адекватності умов проведення діагностичних досліджень колісної пари з її елементами на стенді порівняно з реальними умовами роботи гальмових

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

колодок у складі гальмової важільної передачі вантажного вагона.

4. Науково обґрунтовано перший крок щодо вдосконалення конструкції станда, який досягнуто технологічно доступним та економічно доцільним способом, що не потребує значних капітальних вкладень.

5. На вдосконаленому стенді передбачено досліджувати працездатність гальмових колодок у комплексі з буксовими вузлами за допомогою конструктивних змін його навантажувальних пристроїв і додаткових вимірювальних засобів.

6. Адаптовано методику випробування робочих поверхонь гальмової колодки та поверхні кочення колеса на зносостійкість для різноманітних режимів (порожнього, середнього, завантаженого) навантаження колісної пари під час гальмування з різними типами колодок на запропонованому стенді.

7. Експериментальні результати, отримані в цьому дослідженні, необхідно далі враховувати для розв'язання проблемних задач визначення працездатності гальмових колодок із буксовими вузлами вантажних вагонів на вдосконаленому діагностичному стенді.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. *Інструкція з експлуатації гальм рухомого складу на залізницях України: ЦТ-ЦВ-ЦЛ-0015*. [Чинний від 1997-10-28 № 264-Ц]. Київ : ТОВ НВП «Поліграфсервіс», 2004. 146 с.
2. Петраков Д. И. Использование натуральных испытательных установок для исследования тяговых качеств подвижного состава. *Мир транспорта и технологических машин*. 2011. № 4. С. 51–55.
3. Равлюк В. Г. Дослідження особливостей дуального зносу колодок у гальмовій системі вантажних вагонів. *Наука та прогрес транспорту*. 2019. №. 2 (80). С. 111–126. DOI: <https://doi.org/10.15802/stp2019/166114>
4. *Система диагностики механизмов ОМСД-02. Руководство по эксплуатации. ПО 086.00.00.000 РЭ*. 2006. 19 с.
5. *Стенд для вібродіагностування буксових вузлів колісної пари вантажного вагона*: пат. 99206 Україна: МПК51 G01M 17/08; заявл. 21.03.11; опубл. 25.07.12, Бюл. № 14. 7 с.
6. *Стенд испытаний колесных пар и их элементов*: пат. 2436061 Российская федерация: МПК51 G01M 17/10 (2006.01); заявл. 15.07.10; опубл. 10.12.11, Бюл. № 34. 9 с.
7. Шакина А. В. *Разработка эффективной технологии получения вагонной тормозной колодки из металлокерамического фрикционного материала* : дис. ... канд. техн. наук. Комсомольск-на-Амуре, 2014. 159 с.
8. Cheng Z. Residual Useful Life Prediction for Rolling Element Bearings Based on Multi-feature Fusion Regression. *2017 International Conference on Sensing, Diagnostics, Prognostics, and Control (SDPC)* (Shanghai, 16–18 August 2017). Shanghai, 2017. P. 246–250. DOI: <https://doi.org/10.1109/SDPC.2017.54>
9. Fomin O., Lovska A., Kovtun O., Nerubatskyi V. Defining patterns in the longitudinal load on a train equipped with the new conceptual couplers. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2020. Vol. 2/7 (104). P. 33–40. DOI: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2020.198660>
10. Gerlici J., Gorbunov M., Kravchenko K., Prosvirova O., Lack T., Hauser V. Assessment of innovative methods of the rolling stock brake system efficiency increasing. *Manufacturing Technology*. 2018. Vol. 18. Iss. 1. P. 35–38. DOI: <https://doi.org/10.21062/ujep/49.2018/a/1213-2489/MT/18/1/35>
11. Gu X., Yang S., Liu Y., Hao R. A novel Pareto-based Bayesian approach on extension of the infogram for extracting repetitive transients. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2018. Vol. 106. P. 119–139. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ymsp.2017.12.034>
12. Iwnicki S. *Handbook of Railway Vehicle Dynamics*. Boca Raton : CRC Press, 2006. 526 p. DOI: <https://doi.org/10.1201/9781420004892>
13. Jaschinski A., Chollet H., Iwnicki S., Wikens A., WonWurzen J. The Application of roller rigs to railway vehicle dynamics. *Vehicle System Dynamics*. 1999. Vol. 31. Iss. 5–6. P. 345–392. DOI: <https://doi.org/10.1076/vesd.31.5.345.8360>
14. Kumbhar S. G. , Sudhagar P. E. Fault Diagnostics of Roller Bearings Using Dimension Theory. *ASME J Nondestructive Evaluation*. 2021. Vol. 4. Iss. 1. P. 1–10. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.4047102>

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

15. Luke M. *Eisenbahntechnische Rundschau*. 2001. №. 4. P 211–217.
16. Mallareddy T. T., Blaschke P., Schneider S., Alarcón D. Brake Impedance Test Stand – Modal Testing of Brake Pads under Pressurized Condition Using 3D SLDV and a Scalable Automatic Modal Hammer. *SAE Technical Paper 2017-01-2485*. 2017. P. 1–2. DOI: <https://doi.org/10.4271/2017-01-2485>.
17. Miao Y., Zhao M., Lin J., Lei Y. Application of an improved maximum correlated kurtosis deconvolution method for fault diagnosis of rolling element bearings. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2017. Vol. 92. P. 173–195. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2017.01.033>
18. Nalepa K., Miąkowski W., Wilamowska-Korsak M., Puchowski P. Research stand with electrodynamic brake. *Mechanik*. 2017. Vol. 90. Iss. 7. P. 559–561. DOI: <https://doi.org/10.17814/mechanik.2017.7.72>
19. Sueti A. G. L. Regressions of brake pads compressibility from experimental data. *SAE Technical Paper 2019-36-0014*. 2019. P. 1–5. DOI: <https://doi.org/10.4271/2019-36-0014>
20. Tang G., Li G., Wang H. Sparse Component Analysis Based on Support Vector Machine for Fault Diagnosis of Roller Bearings. *2017 International Conference on Sensing, Diagnostics, Prognostics, and Control (SDPC)* (Shanghai, 16–18 August 2017). Shanghai, 2017. P. 415–420. DOI: <https://doi.org/10.1109/SDPC.2017.85>
21. Xing Y., Xu H., Pei S., Chang W. Mechanical analysis of spherical roller bearings due to misalignments between inner and outer rings. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C : Journal of Mechanical Engineering Science*. 2016. Vol. 231. Iss. 17. P. 3250–3262. DOI: <https://doi.org/10.1177/0954406216643108>
22. Xu X., Zhao M., Lin J., Lei Y. Envelope harmonic-to-noise ratio for periodic impulses detection and its application to bearing diagnosis. *Measurement*. 2016. Vol. 91. P. 385–397. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.measurement.2016.05.073>

В. Г. РАВЛЮК<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Каф. «Вагоны», Украинский государственный университет железнодорожного транспорта, пл. Фейербаха, 7, Харьков, Украина, 61500, тел. +38 (057) 730 10 35, эл. почта ravvg@ukr.net, ORCID 0000-0003-4818-9482

## УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СТЕНДА ДЛЯ КОМПЛЕКСНОЙ ДИАГНОСТИКИ УЗЛОВ ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ

**Цель.** Это исследование направлено на усовершенствование конструкции стенда для комплексного диагностирования буксовых узлов с подшипниками качения и выявления работоспособности тормозных колодок грузовых вагонов. **Методика.** Обоснована целесообразность и возможность усовершенствования стенда для проведения комплексного диагностирования подсистем буксовых узлов с подшипниками качения и тормозных колодок грузовых вагонов, в частности по выявлению их работоспособности путем приложения эксплуатационных нагрузок. В качестве методологического развития этого научного направления, с точки зрения исследований работоспособности объектов диагностирования, на стенде исследован износ триботехнических пар – поверхностей трения колодок и колес при торможении. Для оценки результатов износа использован традиционный метод испытания путем вдавливания индентора в соответствующие поверхности трения. **Результаты.** Получено расширение возможностей стенда для диагностирования буксовых узлов грузовых вагонов с осуществления испытанием для различных типов тормозных колодок. Во время исследований на стенде можно создавать реальные эксплуатационные условия работы колесной пары при диагностировании подсистем буксовых узлов и тормозных колодок. В ходе исследований прикладывают различные режимы нагрузок на колесную пару, обеспечивают необходимую влажность и осуществляют обдувание в зоне испытания трения контрпар, а также выполняют с помощью специального устройства регистрацию температуры, которая возникает на поверхностях тормозных колодок и колес. **Научная новизна.** Теоретически доказано и практически подтверждено концепцию усовершенствования диагностического стенда для исследований буксовых узлов. Впервые с помощью усовершенствованного стенда появилась возможность исследовать различные типы тормозных колодок вагонов, выявлять образование различных видов износа и давать рекомендации о продлении их ресурса. **Практическая значимость.** Результаты исследований, проведенных на усовершенствованном стенде, можно использовать при проектировании и модернизации таких подсистем инновационных грузовых вагонов,

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

как буксовые узлы с подшипниками качения и тормозные колодки. На усовершенствованный стенд для комплексных исследований подана заявка на изобретение.

*Ключевые слова:* диагностический стенд; тормозная колодка; диагностирование; испытание; износ; колесная пара; грузовой вагон; буксовый узел

V. H. RAVLIUK<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Dep. «Cars», Ukrainian State University of Railway Transport, Feuerbach Sq., 7, Kharkiv, Ukraine, 61500, tel. +38 (057) 730 10 35, e-mail ravvg@ukr.net, ORCID 0000-0003-4818-9482

## IMPROVEMENT OF THE STAND FOR COMPREHENSIVE DIAGNOSIS OF FREIGHT CAR ASSEMBLIES

**Purpose.** This research is aimed at improving the design of the stand for the comprehensive diagnosis of axle boxes with rolling bearings and the study of the performance of brake pads of freight cars. **Methodology.** The expediency and possibility of improvement of the stand for carrying out of complex diagnostics of subsystems of axle boxes with rolling bearings and brake pads of freight cars concerning revealing their working capacity by application of operational loadings is substantiated. As a methodological development of this scientific direction, from the point of view of researches of diagnosing objects efficiency on the stand wear of tribotechnical pairs - friction surfaces of pads and wheels at braking is investigated. To assess the results of wear, the traditional test method is used by pressing the indenter into the appropriate friction surfaces. **Findings.** Expanding the capabilities of the stand for diagnosing axle boxes of freight cars with the possibility of testing for different types of brake pads of cars was obtained. During researches on the stand real operational conditions of work of wheel pair at diagnostics of subsystems of axle boxes and brake pads are created. During the study, different modes of wheel load are applied, the required humidity is provided and blowing is carried out in the test area of the counter pairs friction, as well as the temperature arising on the surfaces of brake pads and wheels is registered using a special device. **Originality.** The concept of improvement of the diagnostic stand for researches of axle boxes is theoretically proved and practically confirmed. For the first time with the help of an advanced stand, it is possible to study different types of brake pads of cars, to identify the phenomena of formation of different types of wear and provide recommendations for increasing their life. **Practical value.** The results of research conducted on an advanced stand can be used in the design and modernization of such subsystems of innovative freight cars as axle boxes with rolling bearings and brake pads. An application for an invention has been submitted for an improved stand for complex research.

*Keywords:* diagnostic stand; brake pad; diagnosing; testing; wear; wheel pair; freight car; axle box

### REFERENCES

1. *Instruktsiia z ekspluatatsii halm rukhomoho skladu na zaliznytsiakh Ukrainy: TsT-TsV-TsL-0015, No. 264-Ts.* (2004). Kyiv. (in Ukrainian)
2. Petrakov, D. I. (2011). Ispol'zovanie naturnyh ispytatel'nyh ustanovok dlya issledovaniya tyagovykh kachestv podvizhnogo sostava. *Mir transporta i tekhnologicheskikh mashin*, 4, 51-55. (in Russian)
3. Ravlyuk, V. G. (2019). Investigation of features of dual wear of pads in brake system of freight cars. *Science and Transport Progress*, 2(80), 111-126. DOI: <https://doi.org/10.15802/stp2019/166114> (in Ukrainian)
4. *Sistema diagnostiki mekhanizmov OMSD-02. Rukovodstvo po ekspluatatsii. PO 086.00.00.000 RE.* (2006). (in Russian)
5. Martynov, I. E., Ravlyuk, V. G., Nechvoloda, S. I., Mykhalkiv, S. V., Nechvoloda, K. S., Ravliuk, M. G., & Trufanova, A. V. (2012). *UA Patent № 99206 Ukrainyskyi instytut intelektual noivlasnosti* (Ukrpatent)
6. Eremeev, V. K., Cvik, L. B., Kuleshov, A. V., & Zapol'skij, D. V. (2011). *RU Patent № 2436061 Federal service for intellectual property* (Russian Federation)
7. Shakina, A. V. (2014). *Razrabotka effektivnoy tekhnologii polucheniya vagonnoy tormoznoy kolodki iz metallo-keramicheskogo friktsionnogo materiala* (PhD dissertation). Komsomolsk on Amur, Russia. (in Russian)

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

8. Cheng, Z. (2017). Residual Useful Life Prediction for Rolling Element Bearings Based on Multi-feature Fusion Regression. *2017 International Conference on Sensing, Diagnostics, Prognostics, and Control (SDPC)* (pp. 246-250). Shanghai, China. DOI: <https://doi.org/10.1109/SDPC.2017.54> (in English)
9. Fomin, O., Lovska, A., Kovtun, O., & Nerubatskyi, V. (2020). Defining patterns in the longitudinal load on a train equipped with the new conceptual couplers. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2/7(104), 33-40. DOI: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2020.198660> (in English)
10. Gerlici, J., Gorbunov, M., Kravchenko, K., Prosvirova, O., Lack, T., & Hauser, V. (2018). Assessment of Innovative Methods of the Rolling Stock Brake System Efficiency Increasing. *Manufacturing Technology*, 18(1), 35-38. DOI: <https://doi.org/10.21062/ujep/49.2018/a/1213-2489/mt/18/1/35> (in English)
11. Gu, X., Yang, S., Liu, Y., & Hao, R. (2018). A novel Pareto-based Bayesian approach on extension of the infogram for extracting repetitive transients. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 106, 119-139. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2017.12.034> (in English)
12. Iwnicki, S. (2006). *Handbook of Railway Vehicle Dynamics*. Boca Raton: CRC Press. DOI: <https://doi.org/10.1201/9781420004892> (in English)
13. Jaschinski, A., Chollet, H., Iwnicki, S. D., & Wickens, A. H. (1999). The Application of roller rigs to railway vehicle dynamics. *Vehicle System Dynamics*, 31(5-6), 345-392. DOI: <https://doi.org/10.1076/vesd.31.5.345.8360> (in English)
14. Kumbhar, S. G., & Sudhagar, P. E. (2021). Fault Diagnostics of Roller Bearings Using Dimension Theory. *ASME J Nondestructive Evaluation*, 4(1), 1-10. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.4047102> (in English)
15. Luke, M. (2001). *Eisenbahntechnische Rundschau*, 4, 211-217. (in English)
16. Mallareddy, T. T., Blaschke, P., Schneider, S., & Alarcón, D. J. (2017). Brake Impedance Test Stand - Modal Testing of Brake Pads under Pressurized Condition Using 3D SLDV and a Scalable Automatic Modal Hammer. *SAE Technical Paper 2017-01-2485*, 1-2. DOI: <https://doi.org/10.4271/2017-01-2485> (in English)
17. Miao, Y., Zhao, M., Lin, J., & Lei, Y. (2017). Application of an improved maximum correlated kurtosis deconvolution method for fault diagnosis of rolling element bearings. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 92, 173-195. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2017.01.033> (in English)
18. Nalepa, K., Miąskowski, W., Wilamowska-Korsak, M., & Puchowski, P. (2017). Research stand with electrodynamic brake. *Mechanik*, 90(7), 559-561. DOI: <https://doi.org/10.17814/mechanik.2017.7.72> (in English)
19. Suetti, A. G. L. (2019). Regressions of brake pads compressibility from experimental data. *SAE Technical Paper 2019-36-0014*, 1-5. DOI: <https://doi.org/10.4271/2019-36-0014> (in English)
20. Tang, G., Li, G., & Wang, H. (2017). Sparse Component Analysis Based on Support Vector Machine for Fault Diagnosis of Roller Bearings. *2017 International Conference on Sensing, Diagnostics, Prognostics, and Control (SDPC)* (pp. 415-420). Shanghai, China. DOI: <https://doi.org/10.1109/SDPC.2017.85> (in English)
21. Xing, Y., Xu, H., Pei, S., Zhang, X., & Chang, W. (2016). Mechanical analysis of spherical roller bearings due to misalignments between inner and outer rings. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 231(17), 3250-3262. DOI: <https://doi.org/10.1177/0954406216643108> (in English)
22. Xu, X., Zhao, M., Lin, J., & Lei, Y. (2016). Envelope harmonic-to-noise ratio for periodic impulses detection and its application to bearing diagnosis. *Measurement*, 91, 385-397. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.measurement.2016.05.073> (in English)

Надійшла до редколегії: 04.03.2020

Прийнята до друку: 04.08.2020

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

УДК 629.463.62.02:519.87

О. В. ФОМІН<sup>1</sup>, А. О. ЛОВСЬКА<sup>2\*</sup>, М. І. ГОРБУНОВ<sup>3</sup>, Ю. В. ФОМІНА<sup>4</sup><sup>1</sup>Каф. «Вагони та вагонне господарство», Державний університет інфраструктури і технологій, вул. Кирилівська, 9, Київ, Україна, 04071, тел. +380 (067) 813 97 88, ел. пошта fomin1985@ukr.net, ORCID 0000-0003-2387-9946<sup>2\*</sup>Каф. «Вагони», Український державний університет залізничного транспорту, пл. Фейєрбаха, 7, Харків, Україна, 61050, тел. +38 (057) 730 10 35, ел. пошта alyonalovska.yagons@gmail.com, ORCID 0000-0002-8604-1764<sup>3</sup>Каф. «Залізничний, автомобільний транспорт та підйомно-транспортні машини», Східноукраїнський національний університет імені В. Даля, пр. Центральний, 59-а, Сєвєродонецьк, Україна, 93400, тел. +38 (095) 309 10 39, ел. пошта gorbunov0255@gmail.com, ORCID 0000-0002-8556-3392<sup>4</sup>Каф. «Транспорт та підйомно-транспортна техніка», Жилінський університет в Жиліні, вул. Університетна, 8215/1, Жиліна, Словаччина, 01026, тел. +38 (050) 401 27 35, ел. пошта fominayul03@gmail.com, ORCID 0000-0003-0884-5107

## ВИЗНАЧЕННЯ ПОЗДОВЖНЬОЇ НАВАНТАЖЕНОСТІ НЕСУЧОЇ КОНСТРУКЦІЇ ВАГОНА-ПЛАТФОРМИ, ЗАВАНТАЖЕНОГО КОНТРЕЙЛЕРОМ

**Мета.** Це дослідження спрямоване на висвітлення особливостей визначення поздовжньої навантаженості несучої конструкції вагона-платформи, завантаженого контрейлером, за експлуатаційних режимів та обґрунтування можливості використання вагона-платформи моделі 13–401 для перевезення контрейлерів. **Методика.** Проведено математичне моделювання динамічної навантаженості несучої конструкції вагона-платформи моделі 13–401, завантаженого контрейлером. До уваги взято дві схеми взаємодії контрейлера з несучою конструкцією вагона-платформи: відсутність переміщень контрейлера відносно рами вагона-платформи під час руху, а також наявність переміщень контрейлера відносно рами вагона-платформи під час руху. Розв'язок диференціальних рівнянь руху здійснено в програмному забезпеченні MathCad. Отримані прискорення враховано для розрахунку на міцність несучої конструкції вагона-платформи. **Результати.** На підставі проведеного математичного моделювання динамічної навантаженості несучої конструкції вагона-платформи встановлено, що за відсутності переміщень контрейлера відносно рами вагона-платформи максимальне прискорення складає  $32 \text{ м/с}^2$ . За наявності переміщень контрейлера відносно рами вагона-платформи максимальне прискорення, яке діє на несучу конструкцію, складає близько  $40 \text{ м/с}^2$ , а на контрейлер – близько  $42 \text{ м/с}^2$ . Визначено основні показники міцності несучої конструкції вагона-платформи. Установлено, що максимальні еквівалентні напруження при цьому виникають у консольних частинах хребтової балки та складають близько 315 МПа, тобто не перевищують допустимі. Максимальні переміщення у вузлах конструкції складають 2,6 мм, максимальні деформації –  $2,5 \cdot 10^{-2}$ . **Наукова новизна.** Доопрацьовано математичну модель динамічної навантаженості несучої конструкції вагона-платформи, завантаженого контрейлером. При цьому враховано жорстке закріплення контрейлера відносно рами вагона-платформи, а також податливе. Уперше розроблено комп'ютерну модель для визначення міцності несучої конструкції вагона-платформи під час перевезення контрейлера. Модель дозволяє визначити основні показники міцності несучої конструкції за її поздовжньої навантаженості. **Практична значимість.** Проведені дослідження дозволяють зробити висновок, що перевезення контрейлерів на вагоні-платформі моделі 13–401 є можливим. Отримані результати сприятимуть створенню рекомендацій щодо проектування вагонів-платформ для контрейлерних перевезень, а також можуть бути корисними напрацюваннями для створення зйомних засобів контрейлерних перевезень.

*Ключові слова:* вагон-платформа; несуча конструкція; динамічна навантаженість; міцність; контрейлерні перевезення

### Вступ

Розвиток зовнішньоекономічних зв'язків України як транзитної держави з іншими державами євроазійського простору викликає необхідність упровадження в експлуатацію комбінованих систем транспорту. На сьогодні най-

більш перспективними серед таких є контейнерні та контрейлерні перевезення (рис. 1). Це пояснюється мобільністю контейнера та можливістю його перевезення майже всіма видами транспорту. У зв'язку з цим знайшли використання поїзди комбінованого транспорту. Так,

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

у 2003 р. на регулярній основі почав курсувати поїзд комбінованого транспорту «Вікінг» за маршрутом Україна – Білорусь – Литва. Дещо пізніше введено в експлуатацію поїзд комбінованого транспорту «Ярослав», а в 2009 р. – «ZUBR». На жаль, не всі ці поїзди виявилися життєздатними. Однак контейнерні перевезення залишаються одним із найбільш затребуваних видів комбінованих перевезень.

Перевезення контейнерів залізницею здійснюється на вагонах-платформах. Нестача рухомого складу зумовлює необхідність адаптації наявного парку вагонів під перевезення заданої номенклатури вантажів. Тому для підвищення ефективності експлуатації залізничного транспорту важливим є врахуванням на стадії модернізації уточнених динамічних навантажень. Це сприятиме забезпеченню безпеки руху комбінованих перевезень, а також підвищенню їх ефективності.

Визначення міцності вагона-платформи для перевезення автомобільних напівпричепів виконано в роботі [2]. Розроблено розрахункову схему, яка дозволяє усунути похибки на етапі проектування вагона.

Аналіз використання для перевезення контейнерів спеціалізованого та універсального рухомого складу, а також висвітлення питань модернізації універсальних вагонів наведено в роботі [8]. Визначено міцність несучої конструкції вагона-платформи на підставі комплексу розрахункових та експериментальних досліджень.

Для проведення розрахунків автори обмежилися нормативними значеннями навантажень, які діють на вагон в експлуатації. Тобто моделювання динамічної навантаженості вагона з метою визначення уточненого динамічного навантаження в роботі не проведено.

Визначення динамічних навантажень, які діють на транспортні засоби під час контрейлерних перевезеннях, наведено в [15]. Установлено залежності зміни значень динамічних навантажень для різних мас дорожніх транспортних засобів у поздовжній та поперечній площинах. Для визначення динамічних навантажень використано «Технічні умови для розміщення та фіксації вантажів в вагонах та контейнерах». Задача математичного моделювання динамічної

навантаженості несучої конструкції вагона-платформи автором не ставилася.

Дослідження динамічної навантаженості контейнера, розміщеного на вагоні-платформі в разі зчеплення, проведено в [11]. Розроблено методологію, яка дозволяє визначити динамічну навантаженість контейнера. Однак визначення динамічної навантаженості контрейлера, розміщеного на вагоні-платформі, автори не проводили.

Аналіз конструкції контейнера нового покоління проведено в роботі [21]. Особливістю контейнера є те, що він складається з вуглецевого волокна. Це дозволяє значно зменшити тару контейнера порівняно з прототипом. Разом із цим автор не зазначив, особливостей розрахункової схеми, яку враховують під час проектування контейнера.

Визначенню динамічної навантаженості контейнера за експлуатаційних режимів навантаження присвячено роботу [13]. Отримані величини динамічних навантажень враховано для розрахунків на міцність контейнера в середовищі програмного забезпечення Ansys.

Розрахунок на міцність підлоги 40-футового контейнера в програмному комплексі Abaqus/CAE v 6.1 зазначено у [12]. На підставі проведених досліджень запропоновано рекомендації щодо безпечної експлуатації цього типу контейнера.

Однак у цих роботах не висвітлено особливостей моделювання динамічної навантаженості контейнерів під час перевезень у складі комбінованих поїздів.

## Мета

Основною метою статті є висвітлення особливостей визначення поздовжньої навантаженості несучої конструкції вагона-платформи, завантаженого контрейлером, за експлуатаційних режимів та обґрунтування можливості використання вагона-платформи моделі 13–401 для перевезення контрейлерів. Для досягнення зазначеної мети поставлені такі завдання:

– визначити поздовжню навантаженість несучої конструкції вагона-платформи, завантаженого контрейлером, за відсутності його переміщень відносно рами;

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

– визначити поздовжню навантаженість несучої конструкції вагона-платформи, завантаженого контейнером, за наявності його переміщень відносно рами;

*a – a*



– визначити основні показники міцності несучої конструкції вагона-платформи, завантаженого контейнером.

*b – b*



Рис. 1. Комбіновані транспортні системи:  
*a* – контейнерні; *b* – контейнерні

Fig. 1. Combined transport systems:  
*a* – container; *b* – piggyback

### Методика

На цей час існує велика кількість технічних умов, які передбачають відповідну модернізацію вагонів під перевезення заданої номенклатури вантажів. Наприклад, із метою можливості перевезення контейнерів на вагоні-платформі моделі 13–401 розроблено ТУ 401М.00.00.000. «Дооборудование платформ модели 13–401 под перевозку контейнеров» за проектом НВЦ «Вагоны». Також є можливим використання цієї моделі вагона-платформи для контейнерних перевезень.

Для кріплення колісної техніки на вагоні-платформі запропоновано використання типових засобів (рис. 2, 3 [5]). Окрім цього, можна використовувати упори жорсткої конструкції. Упор, наведений на рис. 3, установлюють в отвори в підлозі вагона-платформи.

Для забезпечення безпеки перевезень контейнерів за експлуатаційних режимів навантаження проведено математичне моделювання динамічної навантаженості несучої конструкції вагона-платформи за розрахункового режиму І (ривок – розтягнення). При цьому використано математичну модель, розроблену проф. Богомазом Г. І., яка характеризує динамічну навантаженість довгобазної конструкції вагона-платформи з трьома контейнерами-цистернами в разі маневрового співударяння. Тому в рамках цього дослідження модель була доопрацьована.

### Результати

На першому етапі враховано, що контейнер жорстко закріплений відносно несучої конструкції вагона-платформи. Розрахункова схема наведена на рис. 4.

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

*a – a*

*б – б*

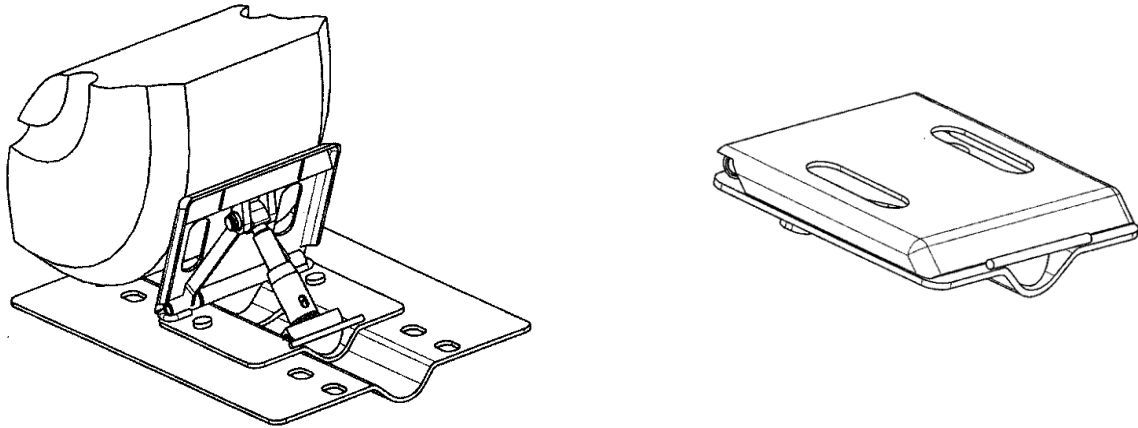


Рис. 2. Колісний упор із гвинтовим приводом:  
*a* – у робочому стані; *б* – у транспортному положенні

Fig. 2. Wheel stop with screw drive:  
*a* – in working condition; *b* – in transport position

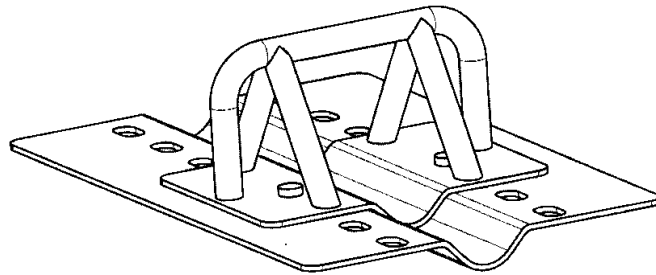


Рис. 3. Колісний упор жорсткої конструкції

Fig. 3. Wheel stop of rigid structure

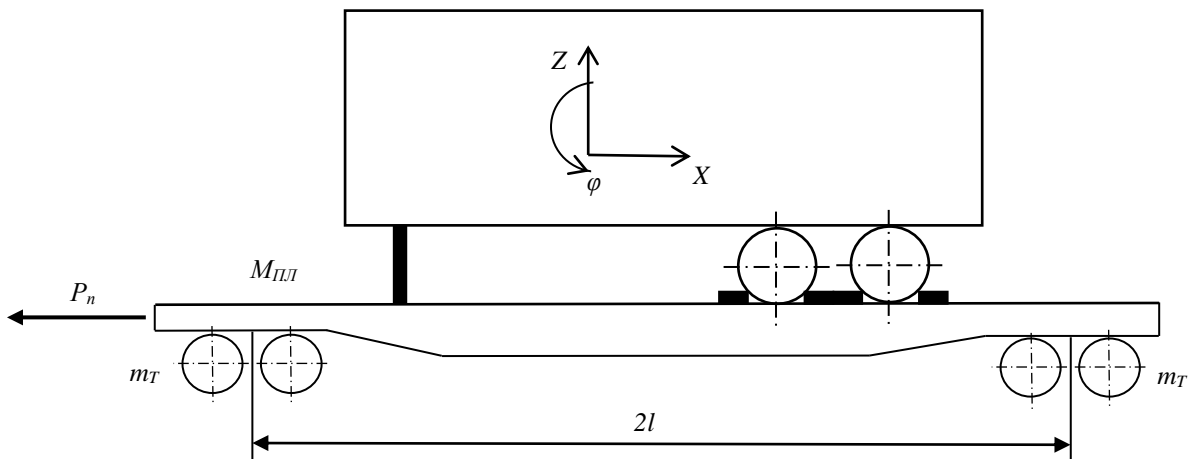


Рис. 4. Розрахункова схема

Fig. 4. Computation scheme

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

Диференціальні рівняння руху вагона-платформи, завантаженого контрейлером:

$$M'_{\text{ПЛ}} \cdot \ddot{x} + M'_{\text{ПЛ}} \cdot \ddot{\phi} = P_n; \quad (1)$$

$$I_B \cdot \ddot{\phi} + M' \cdot \ddot{x} - g \cdot \phi \cdot M' = l \cdot F_{\text{ТР}} (\text{sign} \dot{\Delta}_1 - \text{sign} \dot{\Delta}_2) + l(C_1 - C_2); \quad (2)$$

$$M_{\text{ПЛ}} \cdot \ddot{z} = C_1 + C_2 - F_{\text{ТР}} (\text{sign} \dot{\Delta}_1 - \text{sign} \dot{\Delta}_2), \quad (3)$$

причому

$$M'_{\text{ПЛ}} = M_{\text{ПЛ}} + 2 \cdot m_T + \frac{n \cdot I_{\text{КП}}}{r^2}; \quad M'_{\text{ПЛ}} = M_{\text{ПЛ}} \cdot h; \quad C_1 = k_1 \cdot \Delta_1; \quad C_2 = k_2 \cdot \Delta_2;$$

$$\Delta_1 = z - l \cdot \phi; \quad \Delta_2 = z + l \cdot \phi,$$

де  $M_{\text{ПЛ}}$  – маса несучої конструкції вагона-платформи;  $I_{\text{ПЛ}}$  – момент інерції вагона-платформи;  $P_n$  – величина поздовжньої сили на передні упори автозчепу;  $m_T$  – маса візка;  $I_{\text{КП}}$  – момент інерції колісної пари;  $r$  – радіус середньозношеного колеса;  $n$  – кількість осей візка;  $l$  – половина бази вагона;  $F_{\text{ТР}}$  – абсолютне значення сили сухого тертя в ресорному комплекті;  $k_1, k_2$  – жорсткість пружин ресорного підвищення візків вагона;  $x, \phi, z$  – координати, що відповідають, відповідно, поздовжньому, кутовому навколо поперечної осі та вертикальному переміщенню вагона.

Розв'язання диференціальних рівнянь здійснено в програмному комплексі MathCad [6, 7, 10, 14]. При цьому їх було зведено до нормальної форми Коші, а після цього інтегровано за

$$M'_{\text{ПЛ}} \cdot \ddot{x}_{\text{ПЛ}} + M_{\text{ПЛ}} \cdot h \cdot \ddot{\phi}_{\text{ПЛ}} = P_n - F_{\text{ТР}}^{\kappa}; \quad (4)$$

$$I_{\text{ПЛ}} \cdot \ddot{\phi}_{\text{ПЛ}} + M_{\text{ПЛ}} \cdot h \cdot \ddot{x}_{\text{ПЛ}} - g \cdot \phi_{\text{ПЛ}} \cdot M_{\text{ПЛ}} \cdot h = l \cdot F_{\text{ТР}} (\text{sign} \dot{\Delta}_1 - \text{sign} \dot{\Delta}_2) + l(k_1 \cdot \Delta_1 - k_2 \cdot \Delta_2); \quad (5)$$

$$M_{\text{ПЛ}} \cdot \ddot{z}_{\text{ПЛ}} = k_1 \cdot \Delta_1 + k_2 \cdot \Delta_2 - F_{\text{ТР}} (\text{sign} \dot{\Delta}_1 - \text{sign} \dot{\Delta}_2); \quad (6)$$

$$m_i \cdot \ddot{x}_i + (m_i \cdot z_{ci}) \cdot \ddot{\phi}_i = F_{\text{ТР}}^{\kappa}; \quad (7)$$

$$I_i \cdot \ddot{\phi}_i + (m_i \cdot z_{ci}) \cdot \ddot{x}_i - g \cdot (m_i \cdot z_{ci}) \cdot (\phi_{\text{ПЛ}} - \phi_i) = 0; \quad (8)$$

$$m_i \cdot \ddot{z}_{\text{ПЛ}} = 0, \quad (9)$$

причому  $M'_{\text{ПЛ}} = M_{\text{ПЛ}} + 2 \cdot m_T + \frac{n \cdot I}{r^2}$ ;  $\Delta_1 = z_{\text{ПЛ}} - l \cdot \phi_{\text{ПЛ}}$ ;  $\Delta_2 = z_{\text{ПЛ}} + l \cdot \phi_{\text{ПЛ}}$ ,

де  $F_{\text{ТР}}^{\kappa}$  – сила тертя, що виникає між контрейлером та рамою вагона-платформи;  $m_i$  – маса контрейлера;  $z_{ci}$  – висота центру ваги контрейлера;  $I_i$  – момент інерції контрейлера;  $x_i, \phi_i$  – координати, що відповідають, відповід-

допомогою методу Рунге–Кутта.

Початкові переміщення та швидкості задано рівними нулю. Вхідними параметрами математичної моделі є технічні характеристики вагона-платформи та контрейлера, а також значення поздовжньої сили, що діє на передні упори автозчепу (2,5 МН). Враховано, що вантажопідйомність контрейлера складає 20 т.

Результати досліджень дозволили зробити висновок, що прискорення, яке діє на несучу конструкцію вагона-платформи складає близько 32 м/с<sup>2</sup>.

За наявності переміщень контрейлера відносно рами вагона-платформи, математична модель для визначення їх динамічної навантаженості матиме вигляд:

но, поздовжньому та кутовому переміщенню контрейлера.

Проведені розрахунки засвідчують, що з урахуванням можливих переміщень між контрейлером та рамою вагона-платформи макси-

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

мальне прискорення, яке діє на контрейлер у поздовжній площині, складає близько  $42 \text{ м/с}^2$ , а на вагон-платформу – близько  $40 \text{ м/с}^2$ . Отже, під час переміщень контрейлера відносно несучої конструкції вагона-платформи максимальні прискорення, які діють на неї, збільшуються на 20 % порівняно з жорсткою схемою закріплення контрейлера.

Отримані динамічні навантаження враховано для розрахунку на міцність несучої конструкції вагона-платформи. Графічні роботи проведено в програмному комплексі SolidWorks. Розрахунок на міцність реалізований у програмному забезпеченні CosmosWorks із використанням методу скінченних елементів [1, 16–18]. Як скінченні елементи використано ізо-

параметричні тетраедри. При цьому оптимальна кількість елементів визначена графоаналітичним методом [19, 20]. Закріплення моделі здійснено в зонах спирання несучої конструкції вагона-платформи на візки. Матеріал конструкції – сталь марки 09Г2С. Для складання розрахункової схеми узято такі навантаження: поздовжнє, яке діє на передні упори автозчепу та складає 2,5 МН, вертикальні навантаження, обумовлені вагою бруто контрейлера  $P_v$ , а також горизонтальні динамічні навантаження  $P_T$  в зонах спирання контрейлера на раму (рис. 5).

Результати розрахунку на міцність несучої конструкції вагона-платформи наведено на рис. 6, 7.

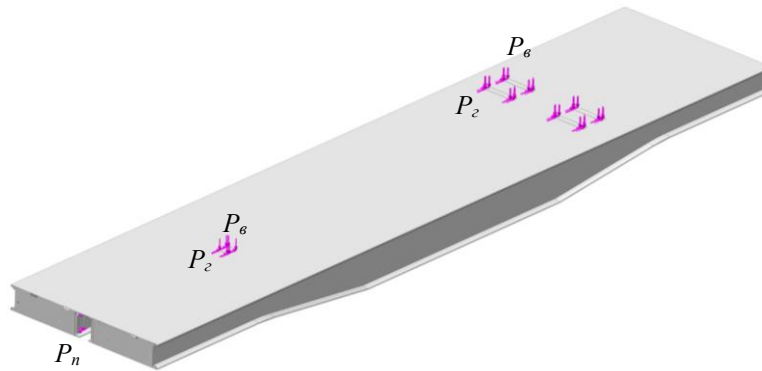


Рис. 5. Розрахункова схема несучої конструкції вагона-платформи

Fig. 5. Computation scheme of supporting structure of the flat car

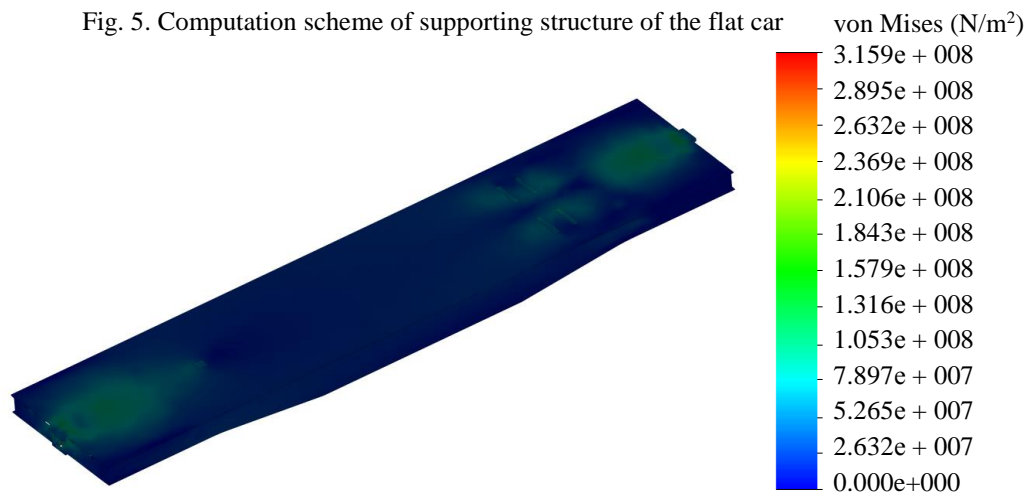


Рис. 6. Напружений стан несучої конструкції вагона-платформи (вид зверху)

Fig. 6. Stress state of supporting structure of the flat car (top view)

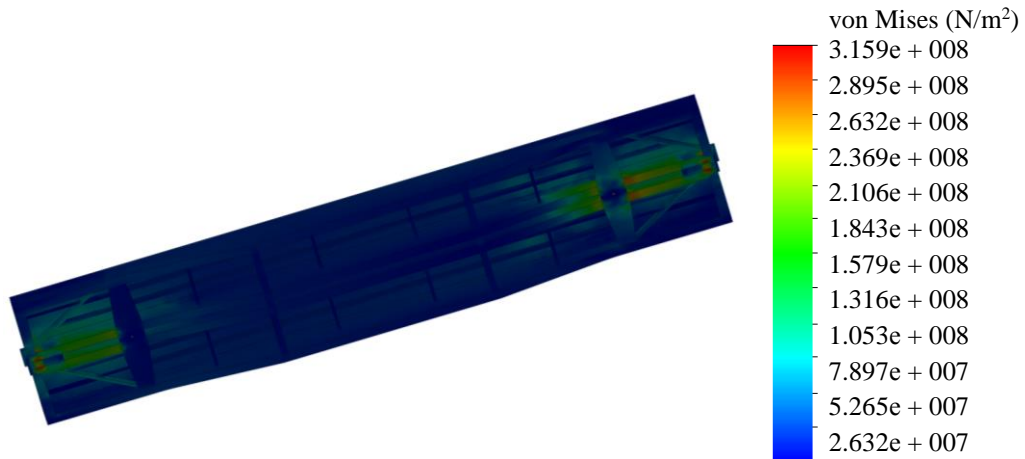


Рис. 7. Напружений стан несучої конструкції вагона-платформи (вид знизу)

Fig. 7. Stress state of supporting structure of the flat car (bottom view)

Максимальні еквівалентні напруження при цьому виникають у консольних частинах хребтової балки та складають близько 315 МПа, тобто не перевищують допустимі (рис. 7) [3, 4, 9].

Максимальні переміщення у вузлах конструкції зафіксовано в зоні розміщення передніх упорів автозчепу, вони складають 2,6 мм, а максимальні деформації –  $2,5 \cdot 10^{-2}$ .

Отже, перевезення контейнерів на вагоні-платформі моделі 13–401 є можливим. Отримані результати сприятимуть створенню рекомендацій щодо проектування вагонів-платформ для контейнерних перевезень. Також проведені дослідження можуть бути корисними напрацюваннями для створення зйомних засобів контейнерних перевезень.

#### Наукова новизна та практична значимість

Доопрацьовано математичну модель динамічної навантаженості несучої конструкції вагона-платформи, завантаженого контейнером. При цьому враховано жорстке закріплення контейнера відносно рами вагона-платформи, а також податливе. Уперше розроблено комп'ютерну модель для визначення міцності несучої конструкції вагона-платформи під час перевезення контейнера. Модель дозволяє визначити основні показники міцності несучої конструкції вагона-платформи за поздовжньої навантаженості.

#### Висновки

1. Визначено поздовжню навантаженість несучої конструкції вагона-платформи, завантаженого контейнером за відсутності його переміщень відносно рами. Для цього проведено математичне моделювання динамічної навантаженості несучої конструкції вагона-платформи за розрахункового режиму I (ривок – розтягнення). Установлено, що прискорення, яке діє на несучу конструкцію вагона-платформи, складає близько  $32 \text{ м/с}^2$ .

2. Визначено поздовжню навантаженість несучої конструкції вагона-платформи, завантаженого контейнером за наявності його переміщень відносно рами. При цьому максимальне прискорення, яке діє на контейнер у поздовжній площині, складає близько  $42 \text{ м/с}^2$ , а на вагон-платформу – близько  $40 \text{ м/с}^2$ . Таким чином, унаслідок переміщень контейнера відносно несучої конструкції вагона-платформи максимальні прискорення, які діють на неї, збільшуються на 20 % порівняно з жорсткою схемою закріплення контейнера.

3. Установлено основні показники міцності несучої конструкції вагона-платформи, завантаженого контейнером. Розрахунок проведено за методом скінченних елементів у програмному середовищі CosmosWorks. З'ясовано, що максимальні еквівалентні напруження, які виникають у консольних частинах хребтової бал-

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

ки, не перевищують допустимі значення. Максимальні переміщення виникають у зоні розміщення передніх упорів автозчепу, вони складають 2,6 мм, а максимальні деформації –  $2,5 \cdot 10^{-2}$ .

У результаті проведеного дослідження можемо констатувати, що на вагоні-платформі моделі 13–401 можна перевозити контейнери.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Алямовский А. А. *SolidWorks/COSMOSWorks 2006 – 2007. Инженерный анализ методом конечных элементов*. Москва : МДК, 2007. 784 с.
2. Бондаренко А. И., Панин А. Ю. Теоретическая и экспериментальная оценка прочности вагона-платформы для перевозки автомобильных полуприцепов. *Транспорт РФ*. 2014. № 3 (52). С. 33–35.
3. *ГОСТ 33211-2014. Вагоны грузовые. Требования к прочности и динамическим качествам*. [Действующий от 2016-07-01]. Москва, 2016. 54 с.
4. *ДСТУ 7598:2014. Вагони вантажні. Загальні вимоги до розрахунків та проектування нових і модернізованих вагонів колії 1520 мм (несамохідних)*. [Чинний від 2015-07-01]. Київ, 2015. 250 с.
5. Дьомін Ю. В. *Залізнична техніка міжнародних транспортних систем (вантажні перевезення)*. Київ : Юніком-Прес, 2001. 342 с.
6. Дьяконов В. *MATHCAD 8/2000 : спец. справ.* Санкт-Петербург : Питер, 2000. 592 с.
7. Кирьянов Д. В. *Mathcad 13*. Санкт-Петербург : БХВ-Петербург, 2006. 608 с.
8. Рейдемейстер А. Г., Калашник В. А., Шикинов А. А. Модернизация как способ улучшения использования универсальных вагонов. *Наука та прогрес транспорту*. 2016. № 2 (62). С. 148–156. DOI: <https://doi.org/10.15802/stp2016/67334>
9. *BS EN 12663-2:2010 Railway applications. Structural requirements of railway vehicle bodies. Freight wagons*. British Standards Document, 2010. 54 с. DOI: <https://doi.org/10.3403/30152552>
10. Kondratiev A. V., Gaidachuk V. E., Kharchenko M. E. Relationships between the ultimate strengths of polymer composites in static bending, compression, and tension. *Mechanics of Composite Materials*. 2019. Vol. 52. Iss. 2. P. 259–266. DOI: <https://doi.org/10.1007/s11029-019-09808-x>
11. Nikitchenko A., Artiukh V., Shevchenko D., Prakash R. Evaluation of Interaction Between Flat Car and Container at Dynamic Coupling of Flat Cars. *MATEC Web of Conferences*. 2016. Vol. 73. P. 1–10. DOI: <https://doi.org/10.1051/mateconf/20167304008>
12. Rzeczycki A., Wiśnicki B. Strength analysis of shipping container floor with gooseneck tunnel under heavy cargo load. *Solid State Phenomena*. 2016. Vol. 252. P. 81–90. DOI: <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/ssp.252.81>
13. Tiernan S., Fahy M. Dynamic FEA modelling of ISO tank containers. *Journal of materials processing technology*. 2002. Vol. 124. Iss. 1–2. P. 126–132. DOI: [https://doi.org/10.1016/s0924-0136\(02\)00196-6](https://doi.org/10.1016/s0924-0136(02)00196-6)
14. Tkachenko V., Saprionova S., Kulbovskiy I., Fomin O. Research of resistance to the motion of vehicles related to the direction by railway. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2017. Vol. 5. Iss. 7 (89). P. 65–72. DOI: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2017.109791>
15. Tsyganov A. Loads of road vehicles during piggyback transportation. *MATEC Web of Conferences*. 2019. Vol. 298. P. 1–6. DOI: <https://doi.org/10.1051/mateconf/201929800109>
16. Fomin O., Lovska A., Kulbovskiy I., Holub H., Kozarchuk I., Kharuta V. Determining the dynamic loading on a semi-wagon when fixing it with a viscous coupling to a ferry deck. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2019. Vol. 2. Iss. 7 (98). P. 6–12. DOI: <https://doi.org/10.15587/17294061.2019.160456>
17. Fomin O., Lovska A., Masliyev V., Tsymbaliuk A., Burlutski O. Determining strength indicators for the bearing structure of a covered wagon's body made from round pipes when transported by a railroad ferry. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2019. Vol. 1. Iss. 7 (97). P. 33–40. DOI: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2019.154282>
18. Fomin O., Kulbovskiy I., Sorochinska E., Saprionova S., Bambura O. Research of the strength of the bearing structure of the flat wagon body from round pipes during transportation on the railway ferry. *MATEC Web of Conferences*. 2018. Vol. 235. P. 1–5. DOI: <https://doi.org/10.1051/mateconf/201823500003>
19. Fomin O., Kulbovskiy I., Sorochinska E., Saprionova S., Bambura O. Experimental confirmation of the theory of implementation of the coupled design of center girder of the hopper wagons for iron ore pellets. *Eastern-*

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

- European Journal of Enterprise Technologies*. 2017. Vol. 5. Iss. 1 (89). P. 11–18.  
DOI: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2017.109588>
20. Vatulia G., Falendysh A., Orel Y., Pavliuchenkov M. Structural improvements in a tank wagon with modern software packages. *Procedia engineering*. 2017. Vol. 187. P. 301–307.  
DOI: <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2017.04.379>
21. Yildiz T. Design and Analysis of a Lightweight Composite Shipping Container Made of Carbon Fiber Laminates. *Logistics*. 2019. Vol. 3. Iss. 3. P. 1–20. DOI: <https://doi.org/10.3390/logistics3030018>

А. В. ФОМИН<sup>1</sup>, А. А. ЛОВСКАЯ<sup>2\*</sup>, Н. И. ГОРБУНОВ<sup>3</sup>, Ю. В. ФОМИНА<sup>4</sup>

<sup>1</sup>Каф. «Вагоны и вагонное хозяйство», Государственный университет инфраструктуры и технологий, ул. Кирилловская, 9, Киев, Украина, 04071, тел. +380 (067) 813 97 88, эл. почта [fomin1985@ukr.net](mailto:fomin1985@ukr.net), ORCID 0000-0003-2387-9946

<sup>2\*</sup>Каф. «Вагоны», Украинский государственный университет железнодорожного транспорта, пл. Фейербаха, 7, Харьков, Украина, 61500, тел. +38 (057) 730 10 35, эл. почта [alyonalovskaya.vagons@gmail.com](mailto:alyonalovskaya.vagons@gmail.com), ORCID 0000-0002-8604-1764

<sup>3</sup>Каф. «Железнодорожный, автомобильный транспорт и подъемно-транспортные машины», Восточноукраинский национальный университет имени В. Даля, пр. Центральный, 59-а, Северодонецк, Украина, 93400, тел. +38 (095) 309 10 39, эл. почта [gorbunov0255@gmail.com](mailto:gorbunov0255@gmail.com), ORCID 0000-0002-8556-3392

<sup>4</sup>Каф. «Транспорт и подъемно-транспортная техника», Жилинский университет в Жилине, ул. Универзитная, 8215/1, Жилина, Словакия, 01026, тел. +380 (50) 401 27 35, эл. почта [fominayul03@gmail.com](mailto:fominayul03@gmail.com), ORCID 0000-0003-0884-5107

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРОДОЛЬНОЙ НАГРУЖЕННОСТИ НЕСУЩЕЙ КОНСТРУКЦИИ ВАГОНА-ПЛАТФОРМЫ, ЗАГРУЖЕННОГО КОНТРЕЙЛЕРОМ

**Цель.** Это исследование направлено на освещение особенностей определения продольной нагруженности несущей конструкции вагона-платформы, загруженного контрейлером, при эксплуатационных режимах и обоснование возможности использования вагона-платформы модели 13–401 для перевозки контрейлеров.

**Методика.** Проведено математическое моделирование динамической нагруженности несущей конструкции вагона-платформы модели 13–401, загруженного контрейлером. Во внимание приняты две схемы взаимодействия контрейлера с несущей конструкцией вагона-платформы: отсутствие перемещений контрейлера относительно рамы вагона-платформы при движении, а также наличие перемещений контрейлера относительно рамы вагона-платформы при движении. Решение дифференциальных уравнений движения осуществлено в программном обеспечении MathCad. Полученные ускорения учтены при расчете на прочность несущей конструкции вагона-платформы. **Результаты.** На основании проведенного математического моделирования динамической нагруженности несущей конструкции вагона-платформы установлено, что при отсутствии перемещений контрейлера относительно рамы вагона-платформы максимальное ускорение составляет  $32 \text{ м/с}^2$ . При наличии перемещений контрейлера относительно рамы вагона-платформы максимальное ускорение, которое действует на несущую конструкцию составляет около  $40 \text{ м/с}^2$ , а на контрейлер – около  $42 \text{ м/с}^2$ . Определены основные показатели прочности несущей конструкции вагона-платформы. Установлено, что максимальные эквивалентные напряжения при этом возникают в консольных частях хребтовой балки и составляют около 315 МПа, то есть не превышают допустимые. Максимальные перемещения в узлах конструкции составляют 2,6 мм, максимальные деформации –  $2,5 \cdot 10^{-2}$ . **Научная новизна.** Доработано математическую модель динамической нагруженности несущей конструкции вагона-платформы, загруженного контрейлером. При этом учтено жесткое закрепление контрейлера на раме вагона-платформы, а также податливое. Впервые разработана компьютерная модель для определения прочности несущей конструкции вагона-платформы при перевозке контрейлера. Модель позволяет определить основные показатели прочности несущей конструкции при её продольной нагруженности. **Практическая значимость.** Проведенные исследования позволяют сделать вывод, что перевозка контрейлеров на вагоне-платформе модели 13–401 возможна. Полученные результаты будут способствовать созданию рекомендаций по проектированию вагон-платформ для контрейлерных перевозок, а также могут быть полезными наработками при создании съемных средств контрейлерных перевозок.

**Ключевые слова:** вагон-платформа; несущая конструкция; динамическая нагруженность; прочность; контрейлерные перевозки

O. V. FOMIN<sup>1</sup>, A. O. LOVSKA<sup>2\*</sup>, M. I. HORBUNOV<sup>3</sup>, YU. V. FOMINA<sup>4</sup><sup>1</sup>Dep. «Cars and Carriage Facilities», State University of Infrastructure and Technologies, Kyrylivska St., 9, Kyiv, Ukraine, 04071, tel. +380 (067) 813 97 88, e-mail fomin1985@ukr.net, ORCID 0000-0003-2387-9946<sup>2\*</sup>Dep. «Wagons», Ukrainian State University of Railway Transport, Feuerbach Sq., 7, Kharkiv, Ukraine, 61500, tel. +38 (057) 730 10 35, e-mail alyonalovskaya.wagons@gmail.com, ORCID 0000-0002-8604-1764<sup>3</sup>Dep. «Railway and Road transport, Handling Machines», Volodymyr Dahl East Ukrainian National University, Tsentralnyi Av., 59a, Severodonetsk, Ukraine, 93400, tel. +38 (095) 309 10 39, e-mail gorbunov0255@gmail.com, ORCID 0000-0002-8556-3392<sup>4</sup>Dep. «Transport and Handling Equipment», University of Zilina in Zilina, Univerzitna St., 8215/1, Zilina, Slovakia, 01026, tel. +38 (050) 401 27 35, e-mail fominayul03@gmail.com, ORCID 0000-0003-0884-5107

## DETERMINATION OF THE LONGITUDINAL LOAD OF SUPPORTING STRUCTURE OF THE FLAT CAR LOADED WITH A PIGGYBACK

**Purpose.** This study is aimed at highlighting the features of determining the longitudinal load of the supporting structure of a flat car loaded with a piggyback under operating conditions and substantiating the possibility of using a flat car model 13-401 for transportation of piggyback. **Methodology.** Mathematical modeling of the dynamic loading of the supporting structure of a flat car model 13-401 loaded with a piggyback was carried out. Two schemes of interaction between the piggyback and the supporting structure of the flat car are taken into account: the lack of movements of the piggyback relative to the frame of the flat car during movement and the presence of movements of the piggyback relative to the frame of the flat car during movement. Solution of the differential equations is implemented in the MathCad software. The obtained accelerations were taken into account motion when calculating the strength of the supporting structure of the platform car. The strength calculation of the supporting structure of the platform car was carried out. Obtained accelerations are taken into account to calculate the strength of supporting structure of the flat car. **Findings.** Based on the mathematical modeling of the dynamic loading of supporting structure of the flat car, it was found that in the absence of piggyback movements relative to the flat car frame, the maximum acceleration was 32 m/sec<sup>2</sup>. If the piggyback moves relative to the flat car frame, the maximum acceleration acting on the supporting structure is about 40 m/sec<sup>2</sup>, and about 42 m/sec<sup>2</sup> on the piggyback. The main strength indicators of the supporting structure of the flat car are determined. It was established that the maximum equivalent stresses in this case arise in the cantilever parts of the center sill and are about 315 MPa, that is, do not exceed the permissible ones. The maximum displacements in the structure nodes are 2.6 mm, the maximum deformations are  $2.5 \cdot 10^{-2}$ . **Originality.** The mathematical model of the dynamic loading of supporting structure of a flatcar loaded with a piggyback is improved. At the same time, the rigid piggyback fastening to the flat car frame, as well as the flexible one, is taken into account. For the first time, a computer model has been developed to determine the strength of the supporting structure of a flat car during the piggyback transportation. The model makes it possible to determine the strength main indicators of supporting structure with its longitudinal loading. **Practical value.** The conducted studies allow us to conclude that the transportation of piggyback on the flat car model 13-401 is possible. The results of the studies will contribute to the creation of recommendations on the flat car design for piggyback transportation, and can also be useful developments when creating removable means of piggyback transportation.

*Key words:* flat car; supporting structure; dynamic loading; strength; piggyback transportations

### REFERENCES

1. Alyamovskiy, A. A. (2007). *SolidWorks/COSMOSWorks 2006-2007. Inzhenernyy analiz metodom konechnykh elementov*. Moscow: MDK. (in Russian)
2. Bondarenko, A. I., & Panin, A. Yu. (2014). Teoreticheskaya i eksperimentalnaya otsenka prochnosti vagona-platformy dlya perevozki avtomobilnykh polupritsepov. *Transport Rossiyskoy Federatsii*, 3(52), 33-35. (in Russian)
3. *Vagony gruzovye. Trebovaniya k prochnosti i dinamicheskim kachestvam, 54 GOST 33211-2014* (2016). (in Russian)
4. *Vagoni vantazhni. Zagalni vimogi do rozrahunkiv ta proektuvannya novih i modernizovanih vagoniv koliyi 1520 mm (nasamohidnih), 250 DSTU 7598:2014* (2015). (in Ukrainian)
5. Domin, Yu. V. (2001). *Zaluznichna tekhnika mizhnarodnikh transportnikh sistem (vantazhni perevezennya)*. Kiev: Yunikom-Pres. (in Ukrainian)

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

6. Dyakonov, V. (2000). *MATHCAD 8/2000: Spetsialnyy spravochnik*. Saint Petersburg: Piter. (in Russian)
7. Kiryanov, D. V. (2006). *Mathcad 13*. Saint Petersburg: BHV-Peterburg. (in Russian)
8. Reidemeister, O. H., Kalashnyk, V. O., & Shygunov, O. A. (2016). Modernization as a way to improve the use of universal cars. *Science and Transport Progress*, 2(62), 148-156.  
DOI: <https://doi.org/10.15802/stp2016/67334>. (in Russian)
9. *Railway applications. Structural requirements of railway vehicle bodies. Freight wagons: BS EN 12663-2:2010*. (2010). (in English)
10. Kondratiev, A. V., Gaidachuk, V. E., & Kharchenko, M. E. (2019). Relationships Between the Ultimate Strengths of Polymer Composites in Static Bending, Compression, and Tension. *Mechanics of Composite Materials*, 55(2), 259-266. DOI: <https://doi.org/10.1007/s11029-019-09808-x> (in English)
11. Nikitchenko, A., Artiukh, V., Shevchenko, D., & Prakash, R. (2016). Evaluation of Interaction Between Flat Car and Container at Dynamic Coupling of Flat Cars. *MATEC Web of Conferences*, 73, 1-10.  
DOI: <https://doi.org/10.1051/mateconf/20167304008> (in English)
12. Rzeczycki, A., & Wiśnicki, B. (2016). Strength Analysis of Shipping Container Floor with Gooseneck Tunnel under Heavy Cargo Load. *Solid State Phenomena*, 252, 81-90.  
DOI: <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/ssp.252.81> (in English)
13. Tiernan, S., & Fahy, M. (2002). Dynamic FEA modelling of ISO tank containers. *Journal of Materials Processing Technology*, 124(1-2), 126-132. DOI: [https://doi.org/10.1016/s0924-0136\(02\)00196-6](https://doi.org/10.1016/s0924-0136(02)00196-6) (in English)
14. Tkachenko, V., Sapronova, S., Kulbovskiy, I., & Fomin, O. (2017). Research of resistance to the motion of vehicles related to the direction by railway. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 5(7(89)), 65-72. DOI: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2017.109791> (in English)
15. Tsyganov, A. (2019). Loads of road vehicles during piggyback transportation. *MATEC Web of Conferences*, 298, 1-6. DOI: <https://doi.org/10.1051/mateconf/201929800109> (in English)
16. Fomin, O., Lovska, A., Kulbovskiy, I., Holub, H., Kozarchuk, I., & Kharuta, V. (2019). Determining the dynamic loading on a semi-wagon when fixing it with a viscous coupling to a ferry deck. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2(7(98)), 6-12.  
DOI: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2019.160456> (in English)
17. Fomin, O., Lovska, A., Masliyev, V., Tsybaliuk, A., & Burlutski, O. (2019). Determining strength indicators for the bearing structure of a covered wagon's body made from round pipes when transported by a railroad ferry. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 1(7(97)), 33-40.  
DOI: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2019.154282> (in English)
18. Fomin, O., Gerlici, J., Lovskaya, A., Kravchenko, K., Prokopenko, P., Fomina, A., & Hauser, V. (2018). Research of the strength of the bearing structure of the flat wagon body from round pipes during transportation on the railway ferry. *MATEC Web of Conferences*, 235, 1-5.  
DOI: <https://doi.org/10.1051/mateconf/201823500003> (in English)
19. Fomin, O., Kulbovsky, I., Sorochinska, E., Sapronova, S., & Bambura, O. (2017). Experimental confirmation of the theory of implementation of the coupled design of center girder of the hopper wagons for iron ore pellets. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 5(1(89)), 11-18.  
DOI: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2017.109588> (in English)
20. Vatulia, G., Falendysh, A., Orel, Y., & Pavliuchenkov, M. (2017). Structural Improvements in a Tank Wagon with Modern Software Packages. *Procedia Engineering*, 187, 301-307.  
DOI: <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2017.04.379> (in English)
21. Yildiz, T. (2019). Design and Analysis of a Lightweight Composite Shipping Container Made of Carbon Fiber Laminates. *Logistics*, 3(3), 1-20. DOI: <https://doi.org/10.3390/logistics3030018> (in English)

Надійшла до редколегії: 03.03.2020

Прийнята до друку: 04.08.2020

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

УДК 629.463.62:656.225

О. В. ШАТУНОВ<sup>1\*</sup>, А. О. ШВЕЦЬ<sup>2\*</sup>

<sup>1\*</sup>Каф. «Вагони та вагонне господарство», Дніпровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна, вул. Лазаряна, 2, Дніпро, Україна, 49010, тел. +38 (067) 953 60 14, ел. пошта shatunov220648@gmail.com, ORCID 0000-0002-1115-0093

<sup>2\*</sup>Каф. «Теоретична та будівельна механіка», Дніпровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна, вул. Лазаряна, 2, Дніпро, Україна, 49010, тел. +38 (050) 214 14 19, ел. пошта angela\_Shvets@ua.fm, ORCID 0000-0002-8469-3902

## ДИНАМІКА ЗЧЕПУ ВАГОНІВ-ПЛАТФОРМ ПІД ЧАС ПЕРЕВЕЗЕННЯ ДОВГОМІРНОГО ВАНТАЖУ

**Мета.** У зв'язку з тенденцією до інтенсифікації перевізного процесу в умовах підвищених осьових навантажень та швидкостей руху поїздів у статті передбачено дослідити динамічну навантаженість зчепу двох вагонів-платформ з довгомірним вантажем, а також визначити динамічні сили взаємодії під впливом квазістатичних поздовжніх сил. **Методика.** Основою дослідження є метод математичного та комп'ютерного моделювання динамічної навантаженості поздовжньо-згинальних коливань штабеля вантажу довжиною 22 м, розташованого на зчепі з двох вагонів-платформ моделі 13–4012. Кінетична й потенціальна енергії системи складені з урахуванням кінетичної й потенціальної енергії вантажу, які обчислюють за відомими фундаментальними функціями. Для визначення фундаментальних функцій розв'язано задачі про згинальні коливання вантажу як балки на двох пружних опорах. Для визначення фундаментальних функцій за поздовжніх переміщень використано диференціальне рівняння вільних поздовжніх коливань стрижня постійного перетину. Теоретичні дослідження проведені за умови руху зчепу платформ із типовими візками 18–100 зі швидкостями в інтервалі від 60 до 100 км/год по прямій ділянці залізничної колії. **Результати.** У дослідженні взято до уваги рух зчепу вагонів-платформ по синусоїдальній нерівності довжиною 25 м і різною глибиною у випадку дії поздовжніх стискових або розтягальних сил, а також на вибігу. У ході виконання теоретичних досліджень і після проведення моделювання з урахуванням процесів коливання вагона-платформи й довгомірного вантажу, за наявності квазістатичних поздовжніх сил, отримано залежності основних динамічних показників від величини швидкості руху. **Наукова новизна.** Для визначення динамічної навантаженості зчепу вагонів-платформ розроблено математичну модель поздовжньо-згинальних коливань у вертикальній площині системи штабель вантажу – зчеп вагонів-платформ. Запропонована математична модель дає можливість теоретично визначити динамічні показники системи та забезпечити розроблення способів транспортування довгомірних вантажів відповідно вимог безпеки руху поїздів. **Практична значимість.** У результаті проведених теоретичних досліджень вирішено актуальне та практично важливе завдання визначення навантаженості платформ зчепу під час транспортування довгомірного вантажу, що дозволить розробити технічні умови для реалізації ресурсозбережних технологій.

**Ключові слова:** вагон-платформа; довгомірний вантаж; динамічні показники; зчеп вагонів; поздовжні сили; швидкість руху

### Вступ

Технічне переоснащення залізничного транспорту є досить складним, дорогим, але необхідним завданням. У сучасний кризовий період актуальним є вирішення питань, пов'язаних із більш інтенсивним використанням наявного рухомого складу. До числа таких питань належать ресурсозбережні способи транспортування довгомірних вантажів на відкритому рухомому складі [9, 14, 15].

Під час вибору типу рухомого складу для перевезення того чи іншого вантажу, як правило, доводиться вирішувати досить принципове питання: створювати спеціалізовані або застосовувати універсальні вагони. Однозначної відповіді не існує. Тільки техніко-економічний розрахунок конкретного способу транспортування вантажу із застосуванням того чи іншого типу універсального або спеціалізованого рухомого складу дозволяє відповісти на це питання [10, 12, 13].

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

У ряді випадків перевезення досить жорстких довгомірних вантажів виконують зчепами з трьох вагонів, один із них (середній) завантажений, а два інших – порожні платформи – забезпечують прикриття консолей вантажу, які виступають. Такі перевезення вкрай неекономічні. Виникає необхідність організації перевезень таких вантажів на зчепі із двох вагонів із максимально повним використанням їх вантажопідйомності. Це стає можливим тільки із застосуванням спеціальних опорно-кріпильних пристроїв. Проблема безпечного та раціонального перевезення довгомірних вантажів на універсальному рухомому складі пов'язана з вирішенням декількох завдань, із яких основними є:

- дослідження статичної та динамічної навантаженості елементів конструкції вагона-платформи та оцінка її міцності;
- розробка спеціальних опорно-кріпильних пристроїв;
- визначення допустимої ваги вантажу, можливих його габаритів і способів перевезення.

Аналіз принципів схем кріпильних пристроїв дозволяє відзначити, що розвиток їх конструкції йде не тільки в напрямі підвищення міцності, надійності, забезпечення безперешкодного проходження кривих ділянок колії та роботи ударно-тягових приладів вагонів зчепу, але і в напрямі надання турнікетним опорам демпфувальних та зворотньо-поворотних властивостей із метою зменшення впливу поздовжніх інерційних сил на вантаж.

У зв'язку з цим залишається актуальною розробка методики теоретичних та експериментальних досліджень навантаженості і відповідно, оцінки міцності рухомого складу під час транспортування довгомірних вантажів, а також розробка способів їх розміщення і кріплення [9].

### Мета

З огляду на викладене метою цього теоретичного дослідження є вивчення динамічної навантаженості зчепу з двох вагонів-платформ із довгомірним вантажем, визначення динамічних сил взаємодії під впливом квазістатичних поздовжніх сил під час руху по синусоїдальній нерівності з різною глибиною.

### Методика

Теоретичні дослідження динамічної поздовжньої навантаженості вагона (зчепу вагонів) в експлуатації знайшли відображення в багатьох роботах. Реалізовані при цьому математичні моделі дають рішення, які добре узгоджуються з експериментальними даними [1, 5, 6].

Наведена в роботі [9] методика розрахунку та оцінки напруженого стану елементів рами вагона за нештатних схем передачі навантаження дозволяє вибрати раціональні ресурсозбережні способи перевезення довгомірних вантажів. Крім того, досліджено спосіб транспортування штабеля довгомірного вантажу на зчепі з двох вагонів-платформ із застосуванням комплексу багатооборотних металевих опор. Специфікою кріплення є відсутність обв'язок у рухомій опорі, що забезпечує передачу тягових та гальмівних зусиль між платформами зчепу через їх автозчеплення. Зміна бази зчепу в ході роботи поглинальних апаратів під час маневрів, проходження горба сортувальної гірки не порушує кріплення вантажу, тому що рухомий кінець штабеля компенсує хід поглинальних апаратів вагона-платформи, а розміщення обв'язок у площині опори не викликає їх розтягнення за відносного переміщення підлоги й вантажу на переломах профілю колії.

Теоретичний аналіз міцності конструкції вагона-платформи за різних варіантів позаштатних завантажень зчепу дозволив вибрати найбільш доцільний спосіб розміщення вантажу, який дозволяє за максимальної ваги отримати значення напружень в елементах вагона, що не перевищують допустимих та забезпечують їх надійність і безпеку руху.

У роботі [9] наведено також математичну модель поздовжньо-згинальних коливань штабеля вантажу довжиною 22 м, розташованого на зчепі з двох вагонів-платформ моделі 13–4012. Розрахункова схема коливання зчепу вагонів-платформ та штабеля довгомірного вантажу у вертикальній поздовжній площині симетрії представлена на рис. 1, де показані додатні напрямки переміщень і кутів повороту, а позначення тіл системи наведені в табл. 1.

Особливістю цієї розрахункової схеми є необхідність урахування зав'язок між штабелями – опорами – рамами (підлогами) платформ.

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

Кожну платформу розглядають як систему з трьох твердих тіл: рами 1, двох візків 5 моделі 18–100 з ресорними комплектами 4, які мають жорсткість  $k_z$  і коефіцієнт відносного тертя  $\varphi_z$ . Рами платформ з'єднані між собою автозчепленням 3 через поглинаючі апарати 2 з жорсткістю  $k_x$  і коефіцієнтом відносного тертя  $\varphi_x$ .

На платформах розміщено штабель довгомірного вантажу, що складається з нижнього 6 та верхнього 7 ярусів. Нижній ярус укладено на жорсткі опори, одна з яких шарнірно-рухома 8, а друга шарнірно-нерухома 9. Опори 10 верхнього ярусу розглядають як пружні з жорсткістю  $k_v$ . У процесі руху зчепу обидва яруси роблять поздовжньо-згинальні коливання. Передбачено, що ці коливання не пов'язані між собою.

На рис. 1 уведено такі позначення:

$2l$  – база вагона, 9,72 м;  $2l_T$  – база візка, 1,85 м;  $l_1$  – відстань від шкворневого перетину до осі зчеплення вагонів, 2,46 м;  $l_a$  – відстань від осі зчеплення до осі клина автозчеплення, 0,93 м;  $l_e$  – ексцентриситет закріплення опор 8 та 9 відносно центра мас вагона в поздовжньому напрямку, 0,81 м;  $l_c$  – відстань між пружними опорами верхнього ярусу штабеля вантажу, 13,0 м;  $l_k$  – довжина консольної частини верхнього ярусу штабеля вантажу, 4,325 м.

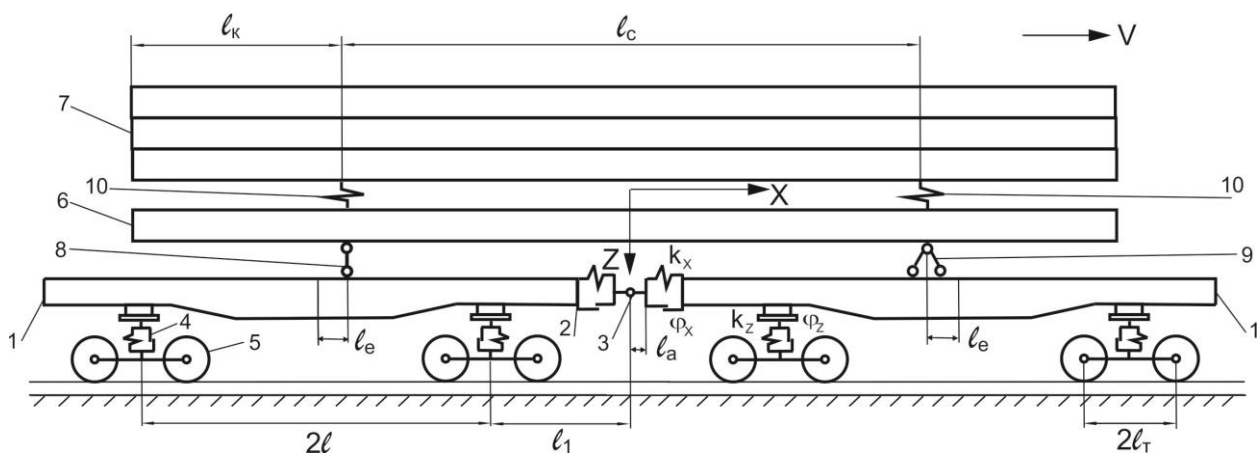


Рис. 1. Розрахункова схема зчепу вагонів-платформ зі штабелем довгомірного вантажу

Fig. 1. Computation scheme of flat cars coupling with long stack of cargo

## Лінійні та кутові переміщення тіл системи

Table 1

## Linear and angular movements of system bodies

Тіла системи	Переміщення		
	Лінійні уздовж осей		Кутові відносно осі
	X	Z	Z
	Перша платформа		
Рама платформи	$x_r$	$z_r$	$\Psi_r$
Візок	$x_{ri}$	$z_{ri}$	$\Psi_{ri}$
Колісні пари	$x_{rij}$	$z_{rij}$	$\Psi_{rij}$
	Друга платформа		
Рама платформи	$x_r$	$z_r$	$\Psi_r$
Візок	$x_{ri}$	$z_{ri}$	$\Psi_{ri}$
Колісні пари	$x_{rij}$	$z_{rij}$	$\Psi_{rij}$
	Штабель		
Нижній ярус	$u_n, x_n$	$w_n, z_n$	$\Psi_n$
Верхній ярус	$u_b, x_b$	$w_b, z_b$	$\Psi_b$

На систему накладені такі наступні зв'язки:  
– переміщення всіх тіл першої платформи з нерухомою опорою та балок штабеля уздовж осі колії однакові:

$$x_1 = x_{11} = x_{12} = x_{111} = x_{112} = x_{121} = x_{122} = x_n = x_b; \quad (1)$$

– переміщення кузова й візків другої платформи уздовж осі колії однакові:

$$x_2 = x_{21} = x_{22} = x_{211} = x_{212} = x_{221} = x_{222}; \quad (2)$$

– колісні пари рухаються без проковзування:

$$\Psi_{rij} = x_{rij}/R, \quad (r, i, j = 1, 2), \quad (3)$$

де  $R$  – радіус колеса, 0,475 м;

– через відсутність пружних елементів у буксовому підвишуванні підстрибування та

поздовжня хитавиця візків визначаються підстрибуванням колісних пар:

$$z_{ri} = \frac{1}{2}(z_{ri1} + z_{ri2}), \quad (4)$$

$$\Psi_{ri} = \frac{1}{2\ell_t}(z_{ri1} - z_{ri2}), \quad (r, i = 1, 2); \quad (5)$$

– підстрибування та поздовжня хитавиця нижнього ярусу визначається вертикальними переміщеннями точок кузова в місцях обпирання.

Оскільки опори нижнього ярусу розглянуто як шарнірно-нерухомі (перша платформа) та шарнірно-рухомі (друга платформа), аналітичні вирази для визначення підстрибування й поздовжньої хитавиці можна отримати з рис. 3, а. Вертикальні переміщення точок кузова в місцях опор:

$$(z_1 - \ell_e \cdot \Psi_1); (z_2 + \ell_e \cdot \Psi_2). \quad (6)$$

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

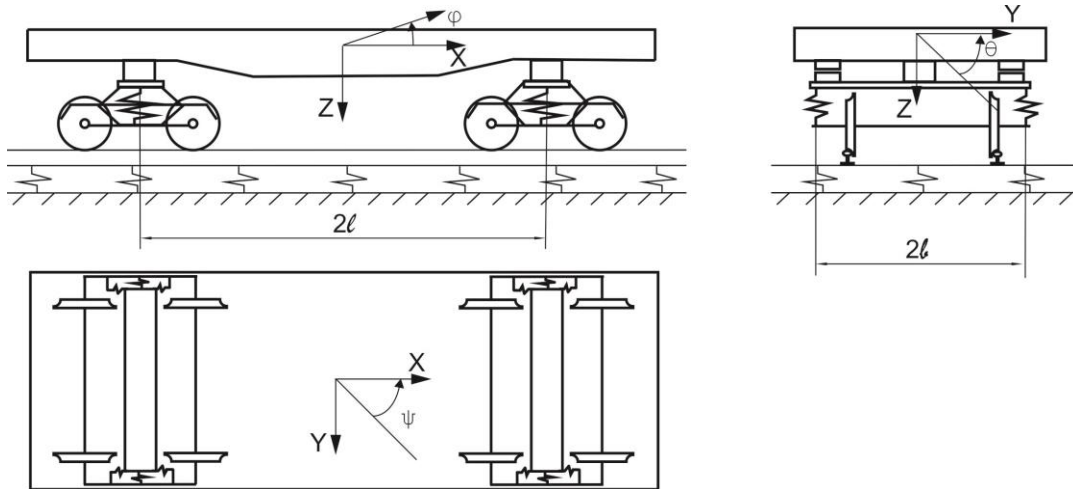


Рис. 2. Розрахункова схема 4-вісного вагона-платформи

Fig. 2. Calculation scheme of a 4-axle flat car

Підстрибування й поздовжня хитавиця нижнього ярусу як твердого тіла дорівнюють:

$$z_H = \frac{1}{2} [(z_1 - l_e \cdot \psi_1) + (z_2 + l_e \cdot \psi_2)]; \quad (7)$$

$$\psi_H = \frac{1}{l_e} [(z_1 - l_e \cdot \psi_1) - (z_2 + l_e \cdot \psi_2)]. \quad (8)$$

Верхній ярус штабеля вантажу є пружною балкою, що розташована на пружних опорах і здійснює згинальні та поздовжні коливання (рис. 3, б). Опора  $A_1$  не рухається в поздовжньому напрямку, а опора  $A_2$  має можливість такого переміщення (рис. 3, в). Передбачено, що опори є пружними тільки у вертикальному напрямку.

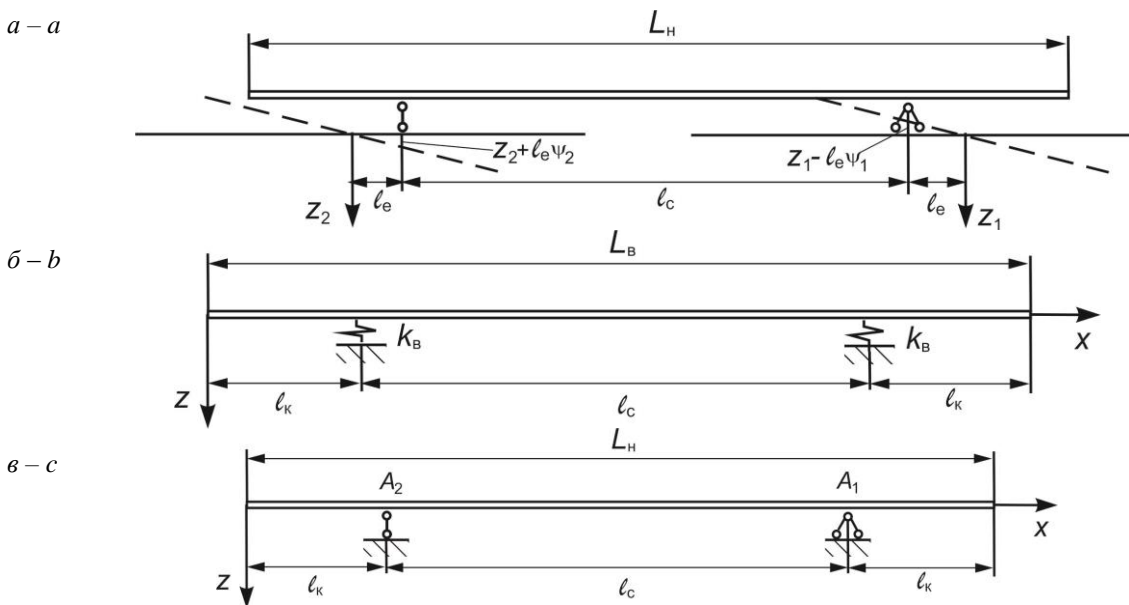


Рис. 3. Схематичне подання ярусів штабеля довгомірного вантажу та їх опор: а – для визначення вертикальних переміщень точок кузова в місцях опор; б – верхній ярус на пружних опорах; в – нижній ярус на жорстких опорах

Fig. 3. Schematic representation of the stack tiers of long cargo and their supports: а – to determine the vertical displacements of body points in the support places; б – the upper tier on elastic supports; с – the lower tier on rigid supports

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

На рис. 3 позначено:  $L_b, L_n$  – довжина відповідно верхнього та нижнього ярусів довгомірного вантажу, які узяті однаковими зі значенням 22 м;  $k_b$  – жорсткість пружних опор верхнього ярусу штабеля вантажу, 20 000 кН/м.

З урахуванням накладених зв'язків та узагальнених координат балок штабеля як пружних тіл, механічна система має двадцять ступенів свободи. За узагальнені координати взято такі величини:  $q_1 = z_1, q_2 = z_2, q_3 = \psi_1, q_4 = \psi_2, q_5 = z_{111}, q_6 = z_{112}, q_7 = z_{121}, q_8 = z_{122}, q_9 = z_{211}, q_{10} = z_{212}, q_{11} = z_{221}, q_{12} = z_{222}, q_{13} = x_1, q_{14} = x_1 - x_2, q_{15} = z_b, q_{16} = \psi_b, q_{17} = q_{nz}, q_{18} = q_{nx}, q_{19} = q_{bz}, q_{20} = q_{bx}$ .

Розглянемо взаємні переміщення верхнього та нижнього ярусів вантажу. За вертикальних коливань відбувається стискання пружних опор першої і другої платформ на величину:

$$\Delta_{1w} = q_{15} + \frac{1}{2} l_e \cdot q_{16} + w_{1b} \left( \frac{l_c}{2} \right) q_{19} - (q_1 - l_e \cdot q_3) - w_{1n} \left( \frac{l_c}{2} \right) q_{17}; \quad (9)$$

$$\Delta_{2w} = q_{15} - \frac{1}{2} l_e \cdot q_{16} + w_{1b} \left( -\frac{l_c}{2} \right) q_{19} - (q_2 + l_e \cdot q_4) - w_{1n} \left( -\frac{l_c}{2} \right) q_{17}, \quad (10)$$

де  $w_{1b} \left( \frac{l_c}{2} \right), w_{1n} \left( \frac{l_c}{2} \right)$  – фундаментальні функції

під час вигину верхнього й нижнього ярусів, які визначають із розв'язку задачі про власні коливання відповідного ярусу вантажу [8, 9].

Припускаємо, що в поздовжньому напрямку взаємні переміщення верхнього й нижнього ярусів на опорі першої платформи відсутні, а мають місце на опорі другої платформи:

$$\Delta_{bu} = u_{1b} \left( -\frac{l_c}{2} \right) q_{20} - u_{1n} \left( -\frac{l_c}{2} \right) q_{18}, \quad (11)$$

де  $u_{1b} \left( -\frac{l_c}{2} \right), u_{1n} \left( -\frac{l_c}{2} \right)$  – фундаментальні функції під час поздовжніх переміщень верхнього й нижнього ярусів, які визначають із розв'язку задачі про власні коливання відповідного ярусу вантажу.

У процесі руху мають місце взаємні переміщення нижнього ярусу відносно другої платформи в поздовжньому напрямку:

$$\Delta_{nu} = u_{1n} \left( -\frac{l_c}{2} \right) q_{18} - (q_{13} - q_{14}). \quad (12)$$

оскільки колія передбачена пружно-в'язкою безінерційною, будемо вважати, що розподілені параметри колії можна замінити на зосереджені, наведені до точок контакту коліс із рейками. Вертикальні переміщення наведених пружно-в'язких елементів колії дорівнюють:

$$z_{rij}^n = z_{rij} - \eta_{rij}, \quad (13)$$

де  $\eta_{rij}$  – поточна ордината геометричної нерівності колії. Їх задають із запізнюванням  $ij$ -ої колісної пари відносно до першої колісної пари першої платформи.

Взаємні переміщення кузовів платформ у поздовжньому напрямку визначають залежністю:

$$q_{14} = x_1 - x_2 = \Delta_{12}^x. \quad (14)$$

Поздовжню силу, що діє на перший і другий вагон зчепу з боку відкинутих частин поїзда (рис. 4), позначено відповідно  $S_1^x$  та  $S_2^x$ , значення яких у будь-який момент часу визначають із розв'язку задачі поздовжньої динаміки поїзда [2, 3, 11].

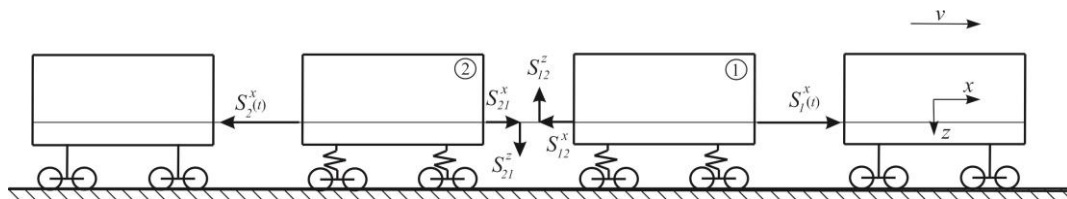


Рис. 4. Розрахункова схема зчепу з двох вагонів-платформ у складі поїзда

Fig. 4. Computation scheme of coupling of two flat cars in the train

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

Поздовжні сили вважають позитивними, якщо вони викликають розтягнення. Поздовжні сили  $S_{12}^x$  та  $S_{21}^x$ , які виникають у поглинальних апаратах платформ зчепу, визначають відповідно до [2, 3].

Крім взаємних поздовжніх переміщень платформ зчепу, у процесі руху виникають також взаємні вертикальні переміщення, які визначають таким чином:

$$\left\{ \begin{array}{l} S_{12}^z = \bar{S}_{12}^z \text{ за } \frac{1}{2} \Delta_{12}^z < \Delta_0; \\ S_{12}^z = k_a \Delta_{12}^z + \beta_a \dot{\Delta}_{12}^z + \bar{S}_{12}^z \text{ за } \Delta_0 < \frac{1}{2} \Delta_{12}^z \text{ та } \frac{1}{2} \Delta_{12}^z \frac{\ell_p}{\ell_a} < \Delta_a; \\ S_{12}^z = k_p \Delta_{12}^z + \beta_p \dot{\Delta}_{12}^z + \bar{S}_{12}^z \text{ за } \frac{1}{2} \Delta_{12}^z \frac{\ell_p}{\ell_a} > \Delta_a; \\ S_{12}^z = \bar{S}_{12}^z \frac{1}{2} \Delta_{12}^z, \end{array} \right. \quad (16)$$

де  $\Delta_0$  – зазор у контурі зачеплення, 0,005 м;  $\Delta_a$  – зазор між тілами хвостовика автозчеплення й обмежувальними поличками розетки, 0,04 м;  $k_a$  – вертикальна жорсткість пружин центральної балочки, 26 000 кН/м;  $\beta_a$  – коефіцієнт в'язкого тертя за вертикальних переміщень автозчеплення в межах вікна розетки;  $\ell_p$  – відстань від осі клина автозчеплення до ударної поверхні розетки, 0,43 м;  $k_p$ ,  $\beta_p$  – відповідно вертикальна жорсткість і коефіцієнт в'язкого тертя розетки,  $k_p = 85\,000$  кН/м;  $S_{12}^z$ ,  $S_{21}^z$  – вертикальна складова поздовжньої сили в автозчепленні.

Визначимо добавки до узагальнених сил ( $\Delta Q_n^s$ ;  $s = x, z, \psi$ ;  $n = 1, 2$ ), які входять до правих частин диференціальних рівнянь, що описують коливання кузовів розглянутих вагонів. Добавки до узагальнених сил, що входять до рівняння першої платформи, описують залежностями (17), а другої – (18):

$$\left\{ \begin{array}{l} \Delta Q_1^x = S_{12}^x - S_1^x, \\ \Delta Q_1^z = -S_{12}^z, \\ \Delta Q_1^\psi = (\ell + \ell_1 - \ell_a) \cdot (S_1^x + S_{12}^x) \cdot \psi_1; \end{array} \right. \quad (17)$$

$$\Delta_{12}^z = z_1 - (\ell + \ell_1 - \ell_a) \cdot \psi_1 - z_2 - (\ell + \ell_1 - \ell_a) \cdot \psi_2. \quad (15)$$

Під час цих переміщень виникають вертикальні сили:

$$\left\{ \begin{array}{l} \Delta Q_2^x = S_{21}^x - S_2^x, \\ \Delta Q_2^z = S_{21}^z, \\ \Delta Q_2^\psi = (\ell + \ell_1 - \ell_a) \cdot (S_2^x + S_{21}^x) \cdot \psi_2. \end{array} \right. \quad (18)$$

Диференціальні рівняння коливання системи складені з використанням рівняння Лагранжа II роду:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_n} \right) + \frac{\partial \Pi}{\partial q_n} + \frac{\partial R}{\partial \dot{q}_n} = Q_n + F_n, \quad (19)$$

де  $T$ ,  $\Pi$  – кінетична й потенціальна енергії системи;  $R$  – функція розсіювання енергії системи;  $q_n$  – узагальнені координати;  $Q_n$  – відповідні їм узагальнені сили, що є сумою сил взаємодії колеса й рейки та сил, що діють у з'єднаннях між вагонами під час руху поїзда;  $F_n$  – зовнішні сили тяги або гальмування;  $n = 1, 20$  – число ступенів свободи.

Кінетична та потенціальна енергії системи визначено за залежностями:

$$T = \frac{1}{2} \sum_{n=1}^{20} a_{nn} \cdot \dot{q}_n^2 + \sum_{i=1}^{20} \sum_{j=1}^{20} a_{ij} \cdot \dot{q}_i \cdot \dot{q}_j; \quad (20)$$

$$\Pi = \frac{1}{2} \sum_{n=1}^{20} c_{nn} \cdot q_n^2, \quad (21)$$

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

де  $a_{mn}$ ,  $a_{ij}$  – інерційні коефіцієнти;  $c_{mn}$  – коефіцієнти жорсткості;  $q_n$  – узагальнені координати.

Функція розсіювання енергії системи містить внутрішню енергію розсіювання в матеріалі ярусів довгомірного вантажу, вона пропорційна відповідній кінетичній енергії та дорівнює:

$$R = \frac{1}{2} \sum_{n=1}^{20} b_{nn} \cdot \dot{q}_n; \quad (22)$$

$$b_{mn} = \chi \cdot a_{mn} \quad (n = \overline{17, 20}), \quad (23)$$

$$b_{mn} = 0 \quad (n = \overline{1, 16}),$$

де  $\chi$  – коефіцієнт розсіювання енергії.

Кінетична й потенціальна енергії системи складені з урахуванням кінетичної й потенціальної енергії вантажу, яку обчислюють за відомими фундаментальними функціями. Для визначення фундаментальних функцій розв'язують задачу про згинальні коливання вантажу як балки на двох пружних опорах [8, 9].

Власні частоти коливань верхнього ярусу на двох пружних опорах як стрижня з розподіленою рівномірно по довжині погонною масою, визначають із розв'язання характеристичного рівняння, записаного в узагальнених функціях А. Н. Крилова й отриманого шляхом розв'язання диференційного рівняння вигину стержня довжиною  $L_b$  із зосередженими включеннями в жорсткість. Характеристичне рівняння системи:

$$\Phi_0''(L_b) \cdot \Phi_1'''(L_b) - \Phi_1''(L_b) \cdot \Phi_0'''(L_b) = 0. \quad (24)$$

Цим частотам відповідають власні форми, які визначають виразом для фундаментальної функції  $w_k(x)$ :

$$w_k(x) = \Phi_0(x) - \frac{\Phi_0''(L_b)}{\Phi_1''(L_b)} \cdot \Phi_1(x). \quad (25)$$

де  $\Phi_s(x)$ ,  $s=0, 1$  – узагальнені функції А. Н. Крилова, що належить до класу сплайнів.

Граничний перехід  $K_n \rightarrow \infty$  дає можливість визначити частоти й форми коливань вільного

нижнього ярусу довжиною  $L_n$  як стрижня на жорстких опорах. Після визначення фундаментальних функцій можна визначити переміщення верхнього й нижнього ярусів. Оскільки розглянуто одну форму згинальних коливань ярусів, вирази для визначення переміщень мають такий вигляд:

– для верхнього ярусу:

$$w_b(x, t) = w_{01}(x) \cdot z_b + w_{02}(x) \cdot \psi_b + w_{1b}(x) \cdot q_{bz}; \quad (26)$$

– для нижнього ярусу:

$$w_n(x, t) = w_{01}(x) \cdot z_n + w_{02}(x) \cdot \psi_n + w_{1n}(x) \cdot q_{nz}. \quad (27)$$

Оскільки в поздовжньому напрямку опори верхнього та нижнього ярусів вантажу працюють однаково (жорсткість усіх опор у поздовжньому напрямку не беруть до уваги), то поздовжні коливання обох ярусів розглядають за однаковою розрахунковою схемою. Для визначення фундаментальних функцій за поздовжніх переміщень використано диференціальне рівняння вільних поздовжніх коливань стрижня постійного перетину в припущенні, що виникає поздовжня реакція [8].

Фундаментальну функцію  $u_k(x)$  для поздовжніх переміщень верхнього ярусу вантажу визначаються за виразом:

$$u_k(x) = \cos \bar{n}_{kb} \cdot x + \frac{\sin \bar{n}_{kb} L_b}{\cos \bar{n}_{kb} \ell_k} \sin \bar{n}_{kb} (x - x_{A2}), \quad (28)$$

де  $x_{A2} = \ell_c + \ell_k$  – координата опори нижнього ярусу вантажу  $A_2$  уздовж осі  $x$ .

Характеристичне рівняння задачі за поздовжніх коливань має вигляд:

$$\cos \bar{n}_{kb} \cdot x_2 = 0. \quad (29)$$

Розв'язок цього рівняння має вигляд:

$$\bar{n}_{kb} \cdot x_2 = \frac{\pi}{2} \cdot (2k + 1), \quad (k = 1, 2, 3, \dots). \quad (30)$$

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

$$\bar{n}_{\text{кв}}^2 = \frac{\rho_{\text{в}} \cdot \bar{\gamma}_{\text{кв}}^2}{EA_{\text{в}}}, \quad \rho_{\text{в}} = \frac{m_{\text{в}}}{\ell_{\text{с}} + 2\ell_{\text{к}}}, \quad (31)$$

де  $m_{\text{в}}$  – маса верхнього ярусу вантажу;  $\bar{\gamma}_{\text{кв}}$  – частота  $k$ -го тону власних поздовжніх коливань верхнього ярусу;  $EA_{\text{в}}$  – жорсткість під час розтягування верхнього ярусу вантажу.

Для поздовжніх переміщень нижнього ярусу вантажу розв’язок здобувають за аналогічним алгоритмом. Оскільки в розрахунках береться до уваги одна форма поздовжніх коливань стрижнів, то вирази для визначення поздовжніх переміщень мають такий вигляд:

– для верхнього ярусу:

$$u_{\text{в}}(x, t) = u_{0\text{в}}(x) \cdot x_{\text{в}} + u_{1\text{в}}(x) \cdot q_{\text{вх}}; \quad (31)$$

– для нижнього ярусу:

$$u_{\text{н}}(x, t) = u_{0\text{н}}(x) \cdot x_{\text{н}} + u_{1\text{н}}(x) \cdot q_{\text{нх}}; \quad (32)$$

де  $u_{0\text{в}}(x) = u_{0\text{н}}(x) = 1$  – фундаментальні функції за поздовжніх переміщень ярусів як твердих тіл [8].

Параметри, які використовують для визначення показників динамічних якостей та власних частот коливань штабелів довгомірного вантажу, зведені в табл. 2.

Таблиця 2

## Вихідні дані для розрахунків

Table 2

## Initial data for calculations

Позначення	Параметр	Значення	Розмірність
$EA_{\text{в}}$	жорсткість за розтягування верхнього ярусу вантажу	$5,069 \cdot 10^5$	т
$EA_{\text{н}}$	жорсткість за розтягування нижнього ярусу вантажу	$2,486 \cdot 10^5$	т
$EI_{\text{в}}$	згинальна жорсткість верхнього ярусу вантажу	$1,067 \cdot 10^5$	т · м <sup>2</sup>
$EI_{\text{н}}$	згинальна жорсткість нижнього ярусу вантажу	$0,186 \cdot 10^5$	т · м <sup>2</sup>
$I_{\text{в}}$	осьовий момент інерції верхнього ярусу вантажу	$0,594 \cdot 10^{-2}$	м <sup>4</sup>
$I_{\text{н}}$	осьовий момент інерції нижнього ярусу вантажу	$0,093 \cdot 10^{-2}$	м <sup>4</sup>
$I_{\text{в}}^*$	момент інерції відносно центральної осі верхнього ярусу вантажу	976,06	т · м <sup>2</sup>
$I_{\text{н}}^*$	момент інерції відносно центральної осі нижнього ярусу вантажу	1774,67	т · м <sup>2</sup>
$I_{\text{у}}$	момент інерції кузова платформи відносно головної осі	270	т · м <sup>2</sup>
$I_{\text{т}}$	момент інерції візка (без колісних пар та надресорних балок)	27	т · м <sup>2</sup>
$m_{\text{в}}$	маса верхнього ярусу вантажу	44,0	т
$m_{\text{н}}$	маса нижнього ярусу вантажу	24,0	т
$m_{\text{т}}$	маса візка	4,7	т
$k_{\text{п}}$	приведена жорсткість колії	14160	кН/м
$\mu_{\text{н}}$	коефіцієнт тертя пари сталь-сталь	0,3	
$\mu_{\text{в}}$	коефіцієнт тертя пари сталь-дерево	0,4	

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

Система диференціальних рівнянь має динамічні зв'язки між координатами й приведена до нормальної форми Коші. Для інтегрування рівнянь руху зчепу використано комбінований метод. Початок розв'язку (розгін) – проведено з використанням одно крокового методу Рунге–Кутта, а продовження із використанням багатокрокового (ітераційного) методу Адамса–Башфорта.

У ході теоретичних досліджень найбільшу увагу було приділено аналізу залежності власних частот коливань від відстані між опорами ярусів вантажу, оскільки ця величина може змінюватися. Також досліджено частоти згинальних коливань вантажу за різної жорсткості опор і довжини консолі штабеля. Установлено, що за довжини консолі  $0,22 \div 0,24$  від загальної довжини вантажу жорсткість опор практично не впливає на частоту згинальних коливань вантажу. Зміна значень довжини консолі поза вказаним інтервалом призводить до зростання

частоти на пружних опорах і зниження – на жорстких.

Питання вертикальної динаміки рухомого складу набувають особливо важливого значення у зв'язку з тенденцією до інтенсифікації перевізного процесу в умовах підвищених осьових навантажень та швидкостей руху поїздів. Основна увага наведеного теоретичного дослідження приділена таким показникам: максимальним коефіцієнтам динамічної добавки обресорених  $K_{дв}^o$  частин, максимальним вертикальним  $[a_v]$  прискоренням у частках  $g$ ; максимальним значенням коефіцієнтів вертикальної динаміки за силами взаємодії колісних пар і рейок  $K_{дп}$ . Нормативні значення динамічних показників елементів вантажного вагона відповідно до нормативної документації наведені в табл. 3 [7].

Таблиця 3

## Рівні оцінки й допустимі значення показників динамічних якостей

Table 3

## Levels of estimation and admissible values of dynamic qualities indicators

Показник	Рівень оцінки	Допустимі значення	
		порожній	завантажений
Максимальний коефіцієнт динамічної добавки обресорених частин (коефіцієнт вертикальної динаміки центрального ступеня підвішування) $K_{дв}^o$	відмінно	0,5	0,2
	добре	0,6	0,35
	задовільно	0,7	0,4
	допустимий	0,75	0,65
Максимальне вертикальне прискорення обресорених частин у частках від прискорення вільного падіння $[a_v]$	відмінно	0,5	0,2
	добре	0,6	0,35
	задовільно	0,7	0,45
	допустимий	0,75	0,65
Коефіцієнт стійкості від сходження колеса з рейок $K_{ст}$	допустимий	1,3	
Коефіцієнт стійкості від сходження колеса з рейок у разі дії стискних поздовжніх сил $K_{ст}$	допустимий	1,2	

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

## Результати

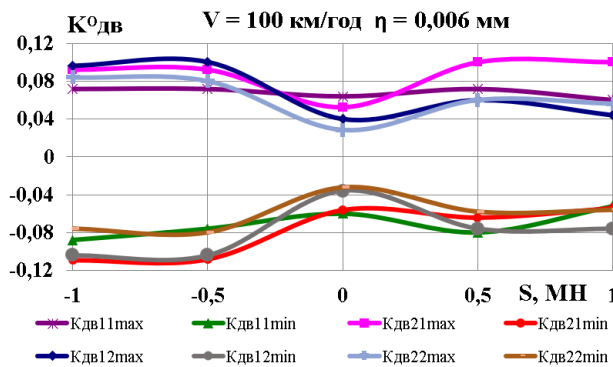
Теоретичні дослідження проведені за умови руху вагонів-платформ моделі 13–4012 з типовими візками 18–100 зі швидкостями в інтервалі від 60 до 100 км/год на прямій ділянці залізничної колії. Під час проведення теоретичних досліджень динамічних показників платформ зчепу як збурювання використано випадкові вертикальні геометричні нерівності колії. У дослідженні взято до уваги рух зчепу вагонів-платформ по синусоїдальній нерівності довжиною 25 м і різною глибиною у випадку дії поздовжніх стискних або розтягальних сил, а також на вибігу.

Графіки зміни досліджуваних динамічних показників наведені на рис. 5–7. На неведених

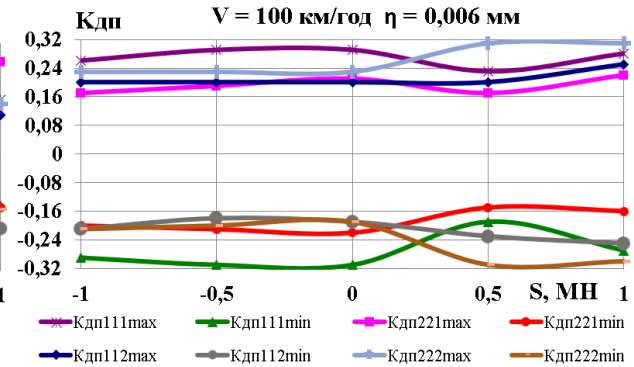
графічних залежностях представлено максимальні та мінімальні значення: коефіцієнтів динамічної добавки обресорених частин (вертикальної динаміки в центральному ресорному підвішуванні)  $K_{дв}^o$ ; коефіцієнтів вертикальної динаміки колії за силами взаємодії коліс та рейок  $K_{дп}$ ; вертикального прискорення обресорених частин  $a_b$  в частках від прискорення вільного падіння  $g$ .

У теоретичному дослідженні розглянуто вплив квазістатичних поздовжніх розтягальних та стискних сил у діапазоні  $S = \pm 1$  МН за швидкості 100 км/год та величини синусоїдальної нерівності глибиною  $\eta = 0,006$  мм (рис. 5).

a – a



b – b



c – c

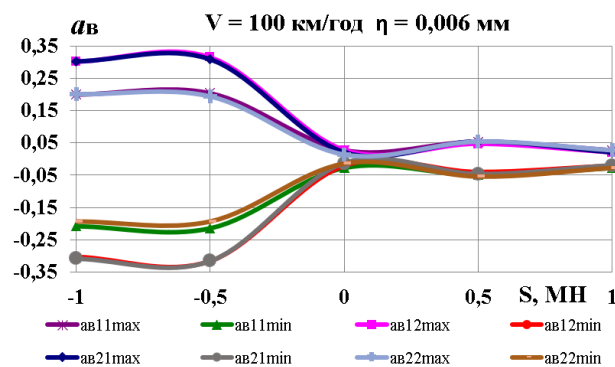


Рис. 5. Графіки залежності від швидкості руху та глибини нерівності:

a – коефіцієнти динамічної добавки обресорених частин; б – коефіцієнти вертикальної динаміки колії за силами взаємодії коліс та рейок;  
в – вертикальні прискорення обресорених частин

Fig. 5. Dependence graphs on speed and depth of inequality:

a – coefficients of dynamic addition of the sprung parts; b – vertical dynamics coefficients of the track according to the interaction forces of wheels and rails; c – vertical accelerations of the sprung parts

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

Аналіз отриманих результатів показує, що за такої швидкості коефіцієнти вертикальної динаміки за силами взаємодії коліс та рейок  $K_{дп}$  (рис. 5, б) мало залежать від поздовжньої стискної сили. Більшою мірою поздовжні сили впливають на коефіцієнти динаміки в центральному підвішуванні  $K_{дв}^o$  (рис. 5, а), особливо на прискорення п'ятників платформ  $a_v$  (рис. 5, в). У разі дії поздовжньої стискної сили значення цих параметрів збільшуються. Зі зміною значення поздовжньої сили від розтягання величиною 1 МН; 0,5 МН; 0 і до стискання 0,5 МН; 1 МН значно змінюються значення вертикального прискорення обресорених частин  $a_v$  для заднього візка першої платформи та переднього візка другої платформи зчепу.

Відповідно до допустимого динамічного погонного навантаження на залізничну колію від групи осей візка величиною 168 кН/м допустиме значення коефіцієнта вертикальної динаміки колії  $K_{дп}$  для досліджуваного типу рухомого складу становить  $[K_{дп}] = 0,5$  [4]. Коефіцієнт вертикальної динаміки колії  $K_{дп}$  (рис. 5, б) не перевищує допустимого значення.

Рівень оцінок:  $K_{дв}^o$  – «відмінно»,  $a_v$  – «добре»,  $K_{дп}$  – менше допустимого значення [4, 7].

На рис. 6 наведено залежності динамічних показників від швидкості руху за глибини нерівності колії 6 мм та за наявності стискної поздовжньої сили величиною 1 МН.

Різде зменшення коефіцієнтів динамічної добавки обресорених частин (вертикальної динаміки в центральному ресорному підвішуванні)  $K_{дв}^o$  (рис. 6, а) та показників вертикального прискорення обресорених частин  $a_v$  (рис. 6, в) за швидкості 80 км/год пояснюється тим, що за цієї швидкості галопування платформ, викликане нерівністю колії під дією моментів стискних сил, мають різні знаки. Доказом цього є відсутність екстремумів за швидкості руху 80 км/год на графіках залежності динамічних показників за відсутності поздовжньої стискної сили (рис. 6, б, е).

Рівень оцінок: коефіцієнтів динамічної добавки обресорених частин  $K_{дв}^o$  – «відмінно», коефіцієнтів вертикальної динаміки за силами взаємодії коліс та рейок  $K_{дп}$  – менше допустимого значення, вертикального прискорення обресорених частин  $a_v$  – у середньому «добре» в розглянутому діапазоні швидкостей [4, 7].

На рис. 7 наведені залежності досліджуваних показників за швидкості руху 100 км/год і стискної сили 1 МН від глибини нерівності колії.

Як видно з наведених графічних залежностей, із ростом глибини нерівності показники  $K_{дв}^o$  (рис. 7, а) та  $K_{дп}$  (рис. 7, б) збільшуються. Однак можна відзначити, що це збільшення несуттєве для вертикального прискорення обресорених частин  $a_v$  п'ятників платформ (рис. 7, в). Значення  $a_v$  для заднього візка першої платформи та переднього візка другої платформи зчепу в разі збільшення глибини синусоїдальної нерівності в середньому у 1,5 раза вище.

Рівень оцінок: коефіцієнтів динамічної добавки обресорених частин  $K_{дв}^o$  – «відмінно», коефіцієнтів вертикальної динаміки за силами взаємодії коліс та рейок  $K_{дп}$  – менше допустимого значення, вертикального прискорення обресорених частин  $a_v$  – у середньому «добре» [4, 7].

У ході проведення теоретичних досліджень установлено, що під час руху зчепу зі швидкостями до 100 км/год мінімальні значення коефіцієнта стійкості від сходження колеса з рейок не нижче 1,5 (табл. 3). При цьому в діапазоні швидкостей руху 70 ÷ 90 км/год коефіцієнт  $K_{ст}$  мінімальний, а поза цим діапазоном збільшується. У кривих ділянках колії  $K_{ст}$  наближається до гранично допустимих значень, тоді як на прямих має запас. Для колісних пар, що набігають, за швидкостей руху 80 ÷ 100 км/год коефіцієнт стійкості від сходження колеса з рейок мало залежить від місця знаходження колісної пари в зчепі. Отримані результати свідчать про забезпечення безпеки руху зчепу за швидкостей до 100 км/год на прямих ділянках залізничної колії.

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

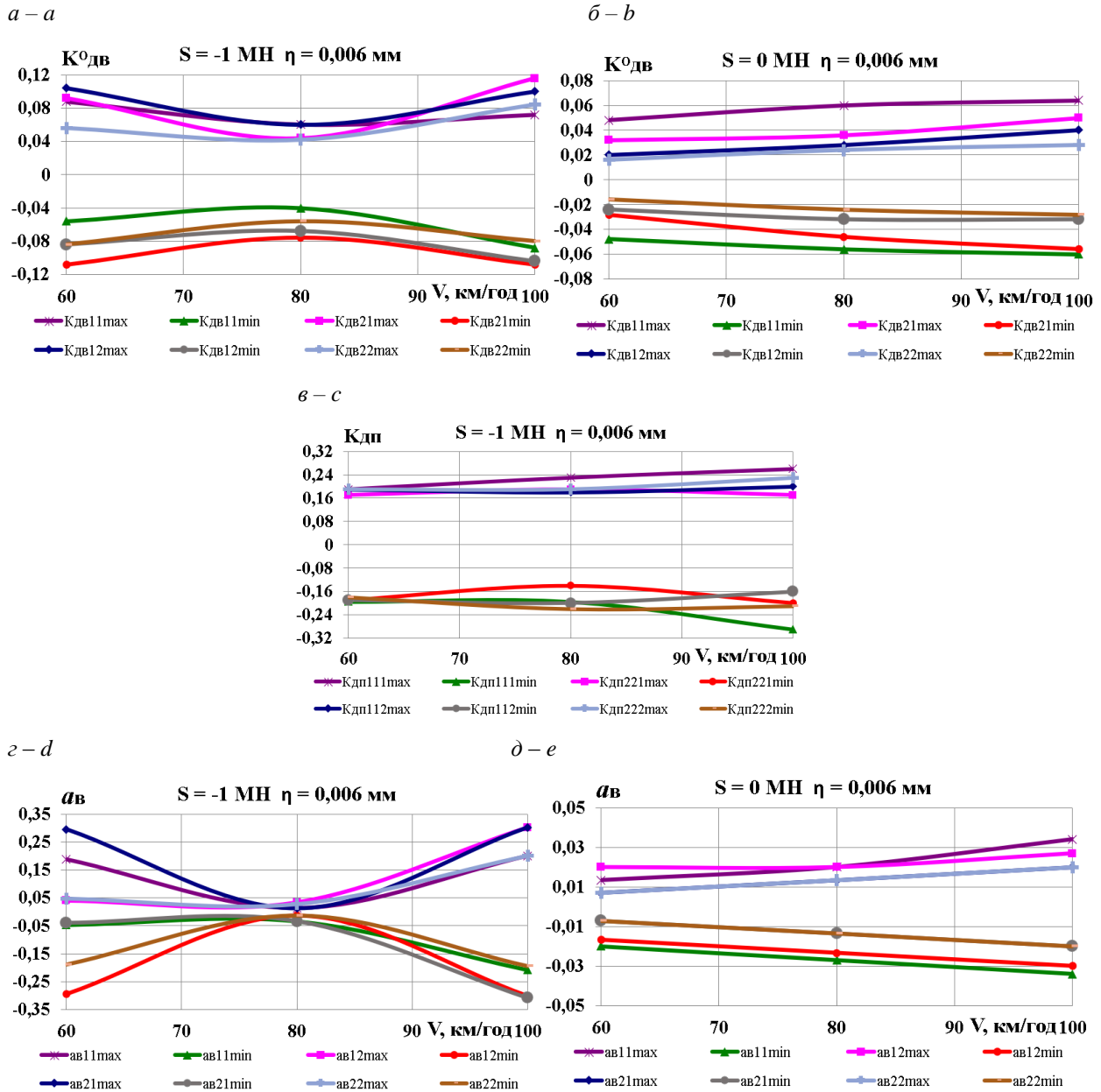


Рис. 6. Графіки залежності від поздовжньої сили та глибини нерівності:

*a*, *b* – коефіцієнти динамічної добавки обресорених частин;*c* – коефіцієнти вертикальної динаміки колії за силами взаємодії коліс та рейок;*d*, *e* – вертикальні прискорення обресорених частин

Fig. 6. Dependence graphs on the longitudinal force and depth of inequality:

*a*, *b* – coefficients of dynamic addition of the sprung parts;*c* – vertical dynamics coefficients of the track according to the interaction forces of wheels and rails;*d*, *e* – vertical accelerations of the sprung parts

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

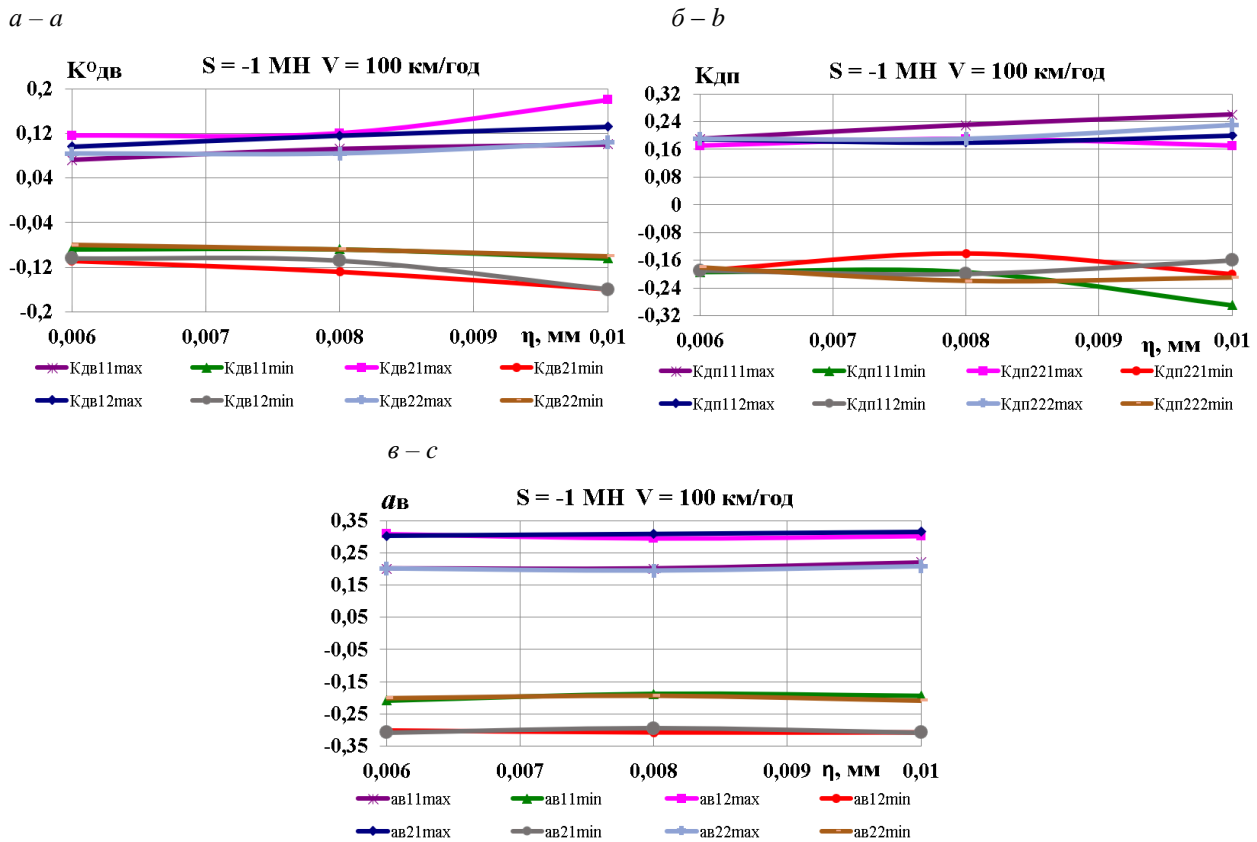


Рис. 7. Графіки залежності від швидкості руху та поздовжньої сили:  
 а – коефіцієнти динамічної добавки обресорених частин;  
 б – коефіцієнти вертикальної динаміки колії за силами взаємодії коліс та рейок;  
 в – вертикальні прискорення обресорених частин

Fig. 7. Dependence graphs on speed and longitudinal force:  
 а – coefficients of dynamic addition of the sprung parts;  
 б – vertical dynamics coefficients of the track according to the interaction forces of wheels and rails;  
 с – vertical accelerations of the sprung parts

### Наукова новизна та практична значимість

Виконаний комплекс теоретичних досліджень дозволив вирішити актуальне та практично важливе завдання визначення навантаженості платформ зчепу під час транспортування довгомірного вантажу й розробити технічні умови для реалізації ресурсозбережних технологій.

Запропонована математична модель оцінки динамічної навантаженості поздовжньо-згинальних коливань у вертикальній площині системи штабелів вантажу – зчеп вагонів-

платформ дає можливість теоретично визначити динамічні показники системи та забезпечити розроблення таких способів транспортування довгомірних вантажів, які відповідають вимогам безпеки руху поїздів.

### Висновки

У процесі досліджень під час руху зчепу вагонів-платформ, завантажених довгомірним вантажем, було вивчено: коефіцієнти динамічної добавки обресорених частин (вертикальної динаміки в центральному ресорному підвішуванні)  $K_{дв}^o$ ; коефіцієнти вертикальної динаміки

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

колії за силами взаємодії коліс та рейок  $K_{\text{дп}}$ ; вертикальне прискорення обресорених частин  $a_{\text{в}}$  в частках від прискорення вільного падіння  $g$ , а також частота коливань пакета довгомірного вантажу.

На підставі аналізу проведених теоретичних досліджень динамічних якостей можна зробити такі висновки:

– максимальні значення коефіцієнта  $K_{\text{дв}}^{\circ}$  отримані за швидкості руху 100 км/год, але їх величина не перевищує 0,35, що свідчить про задовільні ходові якості дослідного зчепу в разі вертикальних коливань;

– за дії поздовжньої стискної сили значно збільшуються значення вертикального прискорення обресорених частин  $a_{\text{в}}$  для заднього візка першої платформи та переднього візка дру-

гої платформи зчепу. Максимальні значення вертикальних прискорень  $a_{\text{в}}$  становлять 0,35, що не перевищує допустимих для рівня оцінки «добре»;

– коефіцієнти вертикальної динаміки за силами взаємодії коліс та рейок  $K_{\text{дп}}$  менше допустимого значення у всіх розглянутих варіантах розрахунків;

– значення динамічних показників (коефіцієнти динамічної добавки обресорених частин і коефіцієнт стійкості колеса на рейці, прискорення вагона й вантажу) задовольняють безпеці руху зчепу, завантаженого довгомірним вантажем, у діапазоні швидкостей руху до 100 км/год на прямолінійній ділянці залізничної колії.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Анисимов П. С. Модель пространственных колебаний платформы с длинномерным грузом. *Мир транспорта*. 2013. № 4. С. 6–13.
2. Блохин Е. П., Манашкин Л. А. *Динамика поезда (нестационарные продольные колебания)* : монография. Москва : Транспорт, 1982. 222 с.
3. Блохин Е. П., Манашкин Л. А., Стамблер Е. Л., Маслеева Л. Г., Михайличенко В. М., Грановская Н. И. *Расчеты и испытания тяжеловесных поездов*. Москва : Транспорт, 1986. 263 с.
4. Даніленко Е. І. *Залізнична колія* : підруч. для вищ. навч. закл. : у 2 т. Київ : Інпрес, 2010. Т. 2. 456 с.
5. Данович В. Д. *Пространственные колебания вагонов на инерционном основании* : дис. ... д-ра техн. наук. Днепропетр. ин-т инж. ж.-д. трансп. Днепропетровск, 1981. 465 с.
6. Данович В. Д., Малышева А. А. Математическая модель пространственных колебаний сцепа пяти вагонов, движущихся по прямолинейному участку пути. *Транспорт. Нагруженность и прочность подвижного состава* : сб. науч. тр. Днепропетр. гос. техн. ун-т ж.-д. трансп. Днепропетровск, 1998. С. 62–69.
7. *ДСТУ ГОСТ 33211:2017. Вагони вантажні. Вимоги до міцності та динамічних якостей (ГОСТ 33211-2014, IDT)*. [Чинний від 2017-07-01]. Київ : УкрНДНЦ, 2017. 58 с.
8. Лазарян В. А., Конашенко С. И. *Обобщённые функции в задачах механики*. Киев : Наукова думка, 1974. 194 с.
9. Шатунов А. В. *Нагруженность сцепа из двух платформ при ресурсосберегающем способе транспортировки длинномерных грузов* : автореф. дис. ... канд. техн. наук. Днепропетр. ин-т инж. ж.-д. трансп. Днепропетровск, 1992. 17 с.
10. Швець А. О. Вплив поздовжнього та поперечного зміщення центру ваги вантажу в піввагонах на їх динамічні показники. *Наука та прогрес транспорту*. 2018. № 5 (77). С. 115–128. DOI: <https://doi.org/10.15802/stp2018/146432>
11. Blochinas E., Dailydka S., Lingaitis L., Ursuliak L. *Nestacionarieji ir kvazistatiniai geležinkelio traukinių judėjimo režimai*. Vilnius : Technika, 2016. 168 p. DOI: <https://doi.org/10.3846/2321-m>
12. Kurhan M., Kurhan D. Providing the Railway Transit Traffic Ukraine–European Union. *Pollack Periodica*. Vol. 14. Iss. 2. P. 27–38. DOI: <https://doi.org/10.1556/606.2019.14.2.3>
13. McKinnon A. C. Freight Transport Deceleration: Its Possible Contribution to the Decarbonisation of Logistics. *Transport Reviews*. 2016. Vol. 36. Iss. 4. P. 418–436. DOI: <https://doi.org/10.1080/01441647.2015.1137992>
14. Shatunov O. V., Shvets A. O. Study of dynamic indicators of flat wagon with load centre shift. *Наука та прогрес транспорту*. 2019. № 2 (80). P. 127–143. DOI: <https://doi.org/10.15802/stp2019/165160>

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

15. Shatunov O. V., Shvets A. O., Kirilchuk O. A., Shvets A. O. Research of Wheel-Rail Wear Due to Non-Symmetrical Loading of a Flat Car. *Наука та прогрес транспорту*. 2019. № 4 (82). P. 102–117. DOI: <https://doi.org/10.15802/stp2019/177457>

А. В. ШАТУНОВ<sup>1\*</sup>, А. А. ШВЕЦ<sup>2\*</sup>

<sup>1\*</sup>Каф. «Вагоны и вагонное хозяйство», Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна, ул. Лазаряна, 2, Днепро, Украина, 49010, тел. +38 (067) 953 60 14, эл. почта [shatunov220648@gmail.com](mailto:shatunov220648@gmail.com), ORCID 0000-0002-1115-0093

<sup>2\*</sup>Каф. «Теоретическая и строительная механика», Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна, ул. Лазаряна, 2, Днепро, Украина, 49010, тел. +38 (050) 214 14 19, эл. почта [angela\\_Shvets@ua.fm](mailto:angela_Shvets@ua.fm), ORCID 0000-0002-8469-3902

## ДИНАМИКА СЦЕПА ВАГОНОВ-ПЛАТФОРМ ПРИ ПЕРЕВОЗКЕ ДЛИННОМЕРНЫХ ГРУЗОВ

**Цель.** В связи с тенденцией к интенсификации перевозочного процесса в условиях повышенных осевых нагрузок и скоростей движения поездов в статье предусмотрено исследовать динамическую нагруженность сцепа двух вагонов-платформ с длинномерным грузом, а также определить динамические силы взаимодействия под влиянием квазистатических продольных сил. **Методика.** Основой исследования является метод математического и компьютерного моделирования динамической нагруженности продольно-изгибных колебаний штабеля груза длиной 22 м, расположенного на сцепе из двух вагонов-платформ модели 13–4012. Кинетическая и потенциальная энергии системы составлены с учетом кинетической и потенциальной энергии груза, которые вычисляются по известным фундаментальным функциям. Для определения фундаментальных функций решалась задача о изгибных колебаниях груза как балки на двух упругих опорах. Для определения фундаментальных функций при продольных перемещениях использовано дифференциальное уравнение свободных продольных колебаний стержня постоянного сечения. Теоретические исследования проведены при движении сцепа платформ с типовыми тележками 18–100 со скоростями в интервале от 60 до 100 км/ч на прямом участке железнодорожного пути. **Результаты.** В исследовании принято во внимание движение сцепа вагонов-платформ по синусоидальной неровности длиной 25 м и разной глубиной при действии продольных сжимающих или растягивающих сил, а также на выбеге. В ходе выполнения теоретических исследований и после проведения моделирования с учетом процессов колебания вагона-платформы и длинномерного груза, при наличии квазистатических продольных сил, получены зависимости основных динамических показателей от величины скорости движения. **Научная новизна.** Для определения динамической нагруженности сцепа вагонов-платформ разработана математическая модель продольно-изгибных колебаний в вертикальной плоскости системы штабель груза – сцеп вагонов-платформ. Предложенная математическая модель дает возможность теоретически определить динамические показатели системы и обеспечить разработку способов транспортировки длинномерных грузов в соответствии с требованиями безопасности движения поездов. **Практическая значимость.** В результате проведенных теоретических исследований решена актуальная и практически важная задача определения нагруженности платформ сцепа при транспортировке длинномерного груза, что позволит разработать технические условия для реализации ресурсосберегающих технологий.

**Ключевые слова:** вагон-платформа; длинномерный груз; динамические показатели; сцеп вагонов; продольные силы; скорость движения

О. V. SHATUNOV<sup>1\*</sup>, А. О. SHVETS<sup>2\*</sup>

<sup>1\*</sup>Dep. «Cars and Car Facilities», Dnipro National University of Railway Transport named after Academician V. Lazaryan, Lazaryana St., 2, Dnipro, Ukraine, 49010, tel. +38 (067) 953 60 14, e-mail [shatunov220648@gmail.com](mailto:shatunov220648@gmail.com), ORCID 0000-0002-1115-0093

<sup>2\*</sup>Dep. «Theoretical and Structural Mechanics», Dnipro National University of Railway Transport named after Academician V. Lazaryan, Lazaryana St., 2, Dnipro, Ukraine, 49010, tel. +38 (050) 214 14 19, e-mail [angela\\_Shvets@ua.fm](mailto:angela_Shvets@ua.fm), ORCID 0000-0002-8469-3902

## FLAT CARS COUPLING DYNAMICS WHEN TRANSPORTING LONG CARGO

**Purpose.** In connection with the tendency to intensify the transportation process under conditions of increased axial loads and train speeds the article aims to investigate the dynamic loading of the coupling of two flat cars with a long load, as well as to determine the dynamic forces of interaction under the action of quasi-static longitudinal forces. **Methodology.** The research is based on the method of mathematical and computer modeling of dynamic loading of longitudinal-and-flexural vibrations of a 22 m long stack of cargo, located on the coupling of two flat cars of 13-4012 model. The kinetic and potential energies of the system are compiled taking into account the kinetic and potential energies of the load, which are calculated using the known fundamental functions. To determine the fundamental functions, the problem of flexural vibrations of a load as a beam on two elastic supports was solved. To determine the fundamental functions for longitudinal displacements, the differential equation of free longitudinal vibrations of a bar of constant cross section was used. Theoretical studies were carried out when moving of flat cars with typical bogies 18-100 at speeds in the range from 60 to 100 km/h on a straight section of the railway track. **Findings.** During the study it was taken into account the movement of flat car coupling along a sinusoidal irregularity with a length of 25 m and different depths under the action of longitudinal compressive or tensile forces, as well as during running out. In the course of theoretical studies and after the modeling, taking into account the oscillation processes of the flat car and long cargo, in the presence of quasi-static longitudinal forces, the dependences of the main dynamic indicators on the movement speed were obtained. **Originality.** To determine the dynamic loading of the flat car coupling, a mathematical model of longitudinal-and-flexural vibrations in the vertical plane of the cargo stack-platform car coupling system has been developed. The proposed mathematical model makes it possible to theoretically determine the dynamic parameters of the system and ensure the development of methods for transporting long cargo in accordance with the safety requirements of train traffic. **Practical value.** As a result of the theoretical studies, a relevant and practically important problem of determining the loading of flat car coupling during the transportation of long cargo was solved, which will allow developing technical conditions for the implementation of resource-saving technologies.

**Keywords:** flat car; long cargo; dynamic indicators; coupling of cars; longitudinal forces; movement speed

### REFERENCES

1. Anisimov, P. S. (2013). Model of spatial oscillations of a flat car with long goods. *Mir transporta*, 4, 6-13. (in Russian)
2. Blokhin, Ye. P., & Manashkin, L. A. (1982). *Dinamika poyezda (nestatsionarnyye prodolnyye kolebaniya)*: monograph. Moscow: Transport. (in Russian)
3. Blokhin, Ye. P., Manashkin, L. A., Stambler, Ye. L., Masleeva, L. G., Mikhaylichenko, V. M., & Granovskaya, N. I. (1986). *Raschety i ispytaniya tyazhelovesnykh poezdov*. Moscow: Transport. (in Russian)
4. Danilenko, E. I. (2010). *Zaliznychna koliia*. (Vol. 2). Kyiv: Impres. (in Ukrainian)
5. Danovich, V. D. (1982). *Spatial Cars Oscillations in Inertia Track*. (Dysertatsiia doktora tekhnichnykh nauk). Dnepropetrovsk Institute of Railway Transport Engineering, Dnepropetrovsk. (in Russian)
6. Danovich, V. D., & Malysheva, A. A. (1998). Mathematical Model of Spatial Oscillations of the Coupling of Five Cars Moving Along a Rectilinear Section of the Track. *In Transport. Stress loading and durability of a rolling stock*, 62-69. Dnepropetrovsk. (in Russian)
7. *Vahony vantazhni. Vymohy do mitsnosti ta dynamichnykh yakosti*, 58 DSTU 33211:2017 (2017). (in Ukrainian)
8. Lazaryan, V. A., & Konashenko, S. I. (1974). *Obobshchennyye funktsii v zadachakh mekhaniki*. Kiev: Naukova dumka. (in Russian)
9. Shatunov, A. V. (1992). *Nagruzhennost stsepa iz dvukh platform pri resursosberegayushchem sposobe transportirovki dlinnomernykh gruzov*. (Extended abstract of PhD dissertation). Dnepropetrovsk Institute of Railway Transport Engineering, Dnepropetrovsk. (in Russian)
10. Shvets, A. O. (2018). Influence of the longitudinal and transverse displacement of the center of gravity of the load in gondola cars on their dynamic indicators. *Science and Transport Progress*, 5(77), 115-128. DOI: <https://doi.org/10.15802/stp2018/146432> (in Ukrainian)

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

---

11. Blochinas, E., Dailydka, S., Lingaitis, L. P., & Ursuliak, L. (2015). *Nestacionarieji ir kvazistatiniai geležinkelio traukinių judėjimo režimai*. Vilnius : Technika. DOI: <https://doi.org/10.3846/2321-m> (in Lithuanian)
12. Kurhan, M., & Kurhan, D. (2019). Providing the railway transit traffic Ukraine–European Union. *Pollack Periodica*, 14(2), 27-38. DOI: <https://doi.org/10.1556/606.2019.14.2.3> (in English)
13. McKinnon, A. C. (2016). Freight Transport Deceleration: Its Possible Contribution to the Decarbonisation of Logistics. *Transport Reviews*, 36(4), 418-436. DOI: <https://doi.org/10.1080/01441647.2015.1137992> (in English)
14. Shatunov, O. V., & Shvets, A. O. (2019). Study of dynamic indicators of flat wagon with load centre shift. *Science and Transport Progress*, 2(80), 127-143. DOI: <https://doi.org/10.15802/stp2019/165160> (in English)
15. Shatunov, O. V., Shvets, A. O., Kirilchuk, O. A., & Shvets, A. O. (2019). Research of Wheel-Rail Wear Due to Non-Symmetrical Loading of a Flat Car. *Science and Transport Progress*, 4(82), 102–117. DOI: <https://doi.org/10.15802/stp2019/177457>

Надійшла до редколегії: 25.02.2020

Прийнята до друку: 27.07.2020

## ЗМІСТ

### **АВТОМАТИЗОВАНІ ТА ТЕЛЕМАТИЧНІ СИСТЕМИ НА ТРАНСПОРТІ**

**І. В. ЖУКОВИЦЬКИЙ, І. О. ПЕДЕНКО**  
АНАЛІЗ БЕЗПЕКИ БЕЗДРОТОВИХ МЕРЕЖ WI-FI  
В АВТОМАТИЗОВАНИХ СИСТЕМАХ ЗАЛІЗНИЧНОГО  
ТРАНСПОРТУ ..... 7

### **ЕЛЕКТРИЧНИЙ ТРАНСПОРТ, ЕНЕРГЕТИЧНІ СИСТЕМИ ТА КОМПЛЕКСИ**

**А. М. МУХА, Д. В. УСТИМЕНКО**  
МЕТОДИКА ОЦІНКИ НАГРІВАННЯ МІСЦЯ  
КОНТАКТУ КОНТАКТНОГО ПРОВОДУ ІЗ  
ВСТАВКОЮ СТРУМОПРИЙМАЧА ..... 22

### **ЗАЛІЗНИЧНА КОЛІЯ ТА АВТОМОБІЛЬНІ ДОРОГИ**

**Р. ЧЕПКЕ**  
АНАЛІЗ ВЗАЄМОДІЇ В СИСТЕМІ  
КОЛЕСО – РЕЙКА ПО КРИВИХ МАЛОГО  
РАДІУСА ..... 36

### **ІНФОРМАЦІЙНО-КОМУНІКАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ**

**Ю. О. ДАВІДІЧ, І. В. ЧУМАЧЕНКО, А. С. ГАЛКІН,  
Н. В. ДАВІДІЧ, Є. І. КУШ**  
ІНФОРМАЦІЙНИЙ ПІДХІД ДО ВИЗНАЧЕННЯ  
МАРШРУТІВ РУХУ ВОДІЯМИ ТРАНСПОРТНИХ  
ЗАСОБІВ У МІСТАХ ..... 51

**В. В. СКАЛОЗУБ, В. М. ІЛЬМАН, Б. Б. БІЛИЙ**  
КОНСТРУКТИВНІ БАГАТОШАРОВІ МОДЕЛІ ДЛЯ  
ВПОРЯДКУВАННЯ ПОСЛІДОВНОСТЕЙ  
З УРАХУВАННЯМ СКЛАДНОСТІ ОПЕРАЦІЙ  
ФОРМУВАННЯ ..... 61

### **МАТЕРІАЛОЗНАВСТВО**

**О. А. ГЛОТКА, В. Ю. ОЛЬШАНЕЦЬКИЙ,  
С. В. ГАЙДУК**  
МАТЕМАТИЧНЕ ПРОГНОЗУВАННЯ ВЛАСТИВОСТЕЙ  
ЖАРОМІЦНИХ НІКЕЛЕВИХ СПЛАВІВ ..... 77

### **РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ**

**В. Г. РАВЛЮК**  
УДОСКОНАЛЕННЯ СТЕНДА ДЛЯ КОМПЛЕКСНОГО  
ДІАГНОСТУВАННЯ ВУЗЛІВ ВАНТАЖНИХ  
ВАГОНІВ ..... 86

**О. В. ФОМІН, А. О. ЛОВСЬКА, М. І. ГОРБУНОВ,  
Ю. В. ФОМІНА**  
ВИЗНАЧЕННЯ ПОЗДОВЖНЬОЇ НАВАНТАЖЕНОСТІ  
НЕСУЧОЇ КОНСТРУКЦІЇ ВАГОНА-ПЛАТФОРМИ,  
ЗАВАНТАЖЕНОГО КОНТРЕЙЛЕРОМ ..... 103

**О. В. ШАТУНОВ, А. О. ШВЕЦЬ**  
ДИНАМІКА ЗЧЕПУ ВАГОНІВ-ПЛАТФОРМ ПІД ЧАС  
ПЕРЕВЕЗЕННЯ ДОВГОМІРНОГО ВАНТАЖУ ..... 114

## СОДЕРЖАНИЕ

### **АВТОМАТИЗИРОВАННЫЕ И ТЕЛЕМАТИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ НА ТРАНСПОРТЕ**

**И. В. ЖУКОВИЦКИЙ, И. А. ПЕДЕНКО**  
АНАЛИЗ БЕЗОПАСНОСТИ БЕСПРОВОДНЫХ СЕТЕЙ  
WI-FI В АВТОМАТИЗИРОВАННЫХ СИСТЕМАХ  
ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА ..... 7

### **ЭЛЕКТРИЧЕСКИЙ ТРАНСПОРТ, ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ И КОМПЛЕКСЫ**

**А. М. МУХА, Д. В. УСТИМЕНКО**  
МЕТОДИКА ОЦЕНКИ НАГРЕВА МЕСТА КОНТАКТА  
КОНТАКТНОГО ПРОВОДА СО ВСТАВКОЙ  
ТОКОПРИЕМНИКА ..... 22

### **ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫЙ ПУТЬ И АВТОМОБИЛЬНЫЕ ДОРОГИ**

**Р. ЧЕПКА**  
АНАЛИЗ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ В СИСТЕМЕ  
КОЛЕСО – РЕЛЬС ПО КРИВЫМ МАЛОГО  
РАДИУСА ..... 36

### **ИНФОРМАЦИОННО- КОММУНИКАЦИОННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ**

**Ю. А. ДАВИДИЧ, И. В. ЧУМАЧЕНКО,  
А. С. ГАЛКИН, Н. В. ДАВИДИЧ, Е. И. КУШ**  
ИНФОРМАЦИОННЫЙ ПОДХОД К ОПРЕДЕЛЕНИЮ  
МАРШРУТОВ ДВИЖЕНИЯ ВОДИТЕЛЯМИ  
ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ  
В ГОРОДАХ ..... 51

**В. В. СКАЛОЗУБ, В. М. ИЛЬМАН, Б. Б. БЕЛЫЙ**  
КОНСТРУКТИВНЫЕ МНОГОСЛОЙНЫЕ МОДЕЛИ  
ДЛЯ УПОРЯДОЧЕНИЯ ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЕЙ  
С УЧЕТОМ СЛОЖНОСТИ ОПЕРАЦИЙ  
ФОРМИРОВАНИЯ ..... 61

### **МАТЕРИАЛОВЕДЕНИЕ**

**А. А. ГЛОТКА, В. Е. ОЛЬШАНЕЦКИЙ,  
С. В. ГАЙДУК**  
МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ПРОГНОЗИРОВАНИЕ СВОЙСТВ  
ЖАРОПРОЧНЫХ НИКЕЛЕВЫХ СПЛАВОВ ..... 77

### **ПОДВИЖНОЙ СОСТАВ И ТЯГА ПОЕЗДОВ**

**В. Г. РАВЛЮК**  
УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СТЕНДА ДЛЯ  
КОМПЛЕКСНОЙ ДИАГНОСТИКИ УЗЛОВ ГРУЗОВЫХ  
ВАГОНОВ ..... 86

**А. В. ФОМИН, А. А. ЛОВСКАЯ,  
Н. И. ГОРБУНОВ, Ю. В. ФОМИНА**  
ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРОДОЛЬНОЙ НАГРУЖЕННОСТИ  
НЕСУЩЕЙ КОНСТРУКЦИИ ВАГОНА-ПЛАТФОРМЫ,  
ЗАГРУЖЕННОГО КОНТРЕЙЛЕРОМ ..... 103

**А. В. ШАТУНОВ, А. А. ШВЕЦ**  
ДИНАМИКА СЦЕПА ВАГОНОВ-ПЛАТФОРМ ПРИ  
ПЕРЕВОЗКЕ ДЛИННОМЕРНЫХ ГРУЗОВ ..... 114

# CONTENTS

## ***AUTOMATED AND TELEMATIC SYSTEMS ON TRANSPORT***

**I. V. ZHUKOVYTS'KYI, I. A. PEDENKO**  
WIRELESS WI-FI SECURITY ANALYSIS IN  
AUTOMATED RAILWAY SYSTEMS ..... 7

## ***ELECTRIC TRANSPORT, POWER SYSTEMS AND COMPLEXES***

**A. M. MUKHA, D. V. USTYMENKO**  
ESTIMATION METHODOLOGY OF HEATING THE  
CONTACT PLACE OF CONTACT WIRE WITH  
CONTACT STRIP OF PANTOGRAPH..... 22

## ***RAILROAD AND ROADWAY NETWORK***

**R. CSÉPKE**  
ANALYSIS OF RAIL-WHEEL INTERACTION IN  
CURVES WITH SMALL RADII ..... 36

## ***INFORMATION AND COMMUNICATION TECHNOLOGIES AND MATHEMATICAL MODELLING***

**Y. O. DAVIDICH, I. V. CHUMACHENKO,  
A. S. GALKIN, N. V. DAVIDICH, Y. I. KUSH**  
INFORMATION APPROACH TO DETERMINING  
THE TRAFFIC ROUTE BY VEHICLES DRIVERS  
IN CITIES ..... 51

**V. V. SKALOZUB, V. M. ILMAN, B. B. BILYI**  
CONSTRUCTIVE MULTI-LAYER MODELS FOR  
ORDERING A SET OF SEQUENCES, TAKING INTO  
ACCOUNT THE COMPLEXITY OPERATIONS OF  
FORMATION ..... 61

## ***MATERIAL SCIENCE***

**O. A. HLOTKA, V. Y. OLSHANETSKYI,  
S. V. HAIDUK**  
MATHEMATICAL PREDICTION OF THE PROPERTIES  
OF HEAT-RESISTANT NICKEL ALLOYS ..... 77

## ***ROLLING STOCK AND TRAIN TRACTION***

**V. H. RAVLIUK**  
IMPROVEMENT OF THE STAND FOR  
COMPREHENSIVE DIAGNOSIS OF FREIGHT CAR  
ASSEMBLIES ..... 86

**O. V. FOMIN, A. O. LOVSKA, M. I. HORBUNOV,  
Yu. V. FOMINA**  
DETERMINATION OF THE LONGITUDINAL LOAD  
OF SUPPORTING STRUCTURE OF THE FLAT CAR  
LOADED WITH A PIGGYBACK ..... 103

**O. V. SHATUNOV, A. O. SHVETS**  
FLAT CARS COUPLING DYNAMICS WHEN  
TRANSPORTING LONG CARGO ..... 114

## ВИМОГИ ДО ОФОРМЛЕННЯ СТАТЕЙ

До публікації в журналі приймаються статті українською, російською або англійською мовами проблемного, узагальнюючого, методичного характеру, оригінальні наукові, практичні дослідження, які раніше ніде не видавалися.

Матеріали необхідно надавати в друкованому та електронному вигляді у програмі Microsoft Word. Для набору формул використовується MathType.

Наукова стаття повинна відповідати вимогам п. 3 Постанови ВАК України № 7-05/1 від 15.01.2003 року.

Матеріали рецензуються членами редакційної колегії журналу та сторонніми незалежними експертами, виходячи з принципу об'єктивності та з позицій вищих міжнародних академічних стандартів якості, та редагуються. Редакція залишає за собою право на стилістичну правку рукопису.

### Вимоги щодо обсягу наукових статей, повідомлень, відгуків та рецензій:

- оглядові та проблемні статті – до 45 000 знаків з пробілами (7–10 с.);
- загальні статті за рубриками видання – до 30 000 знаків з пробілами (5–7 с.);
- наукове повідомлення – до 8 000 знаків з пробілами (до 2,5 с.);
- відгук або рецензія – до 6 000 знаків з пробілами (до 2 с.).

Матеріал надається у форматі А4, враховуючи таблиці, ілюстрації, список використаних джерел. Статті, більші за обсягом, можуть бути прийняті до розгляду на підставі рішення редколегії.

### Для здачі статті до друку авторам необхідно надати наступні документи:

1) файл зі статтею та друкований примірник рукопису з підписами всіх співавторів на останньому аркуші роботи;

2) оригінал Ліцензійного договору з підписами всіх співавторів;

3) файл з відомостями про кожного з авторів – прізвище, ім'я, по-батькові повністю, посада, місце роботи, наукове звання, науковий ступінь, контактна інформація (телефон, адреса електронної пошти), код ORCID. Відомості про авторів подаються трьома мовами – українською, російською та англійською;

4) Оригінал експертного висновку.

**Увага! Згідно з міжнародними стандартами якості наукових публікацій необхідним є:** наявність авторських розширених (250-300 слів) і структурованих резюме (рефератів – abstracts), у т.ч. англійською мовою, рецензій, пристатейних списків літератури в романському алфавіті тощо.

### Виклад основного матеріалу статті повинен мати такі елементи:

- **вступ:** постановка проблеми, аналіз останніх досліджень;
- **мету;**
- **методику:** виклад основного матеріалу дослідження з повним обґрунтуванням отриманих наукових результатів. Докладно описують загальну методику дослідження, щоб його результати могли бути відтворені: описується послідовність виконання дослідження, обґрунтовується вибір використовуваних і викладається суть запропонованих методів і моделей, змістовно визначається, що саме досліджувалося кожним методом;
- **результати:** містять експериментальні чи теоретичні дані, отримані в роботі, для демонстрації того, що отримано нове рішення проблеми, і що робота є значним кроком вперед у порівнянні з попередніми дослідженнями. Дані подаються у формі таблиць, графіків, діаграм, рівнянь, фотографій, рисунків, статистичними оцінками. Результати повинні бути викладені коротко і чітко, при цьому містити досить інформації для оцінки зроблених висновків, також має бути очевидно, чому для аналізу обрані саме ці дані;
- **наукову новизну та практичну значимість.** Наукова новизна отриманих результатів викладається аргументовано, коротко і чітко. До наукової новизни не можна відносити прикладні результати (способи, пристрої, методики, схеми, алгоритми). Практичне значення отриманих результатів становлять відомості про використання результатів досліджень або рекомендації з їх використання;
- **висновки:** необхідно навести досягнуті кількісні та якісні показники дослідження, викласти рекомендації з їх використання.

### З усіх питань звертайтеся до редакції журналу за адресою:

Науково-технічна бібліотека (ауд. 166),

Дніпровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна,

вул. Лазаряна, 2, м. Дніпро, Україна,

49010

e-mail: visnik@diit.edu.ua

Сайт журналу: <http://stp.diit.edu.ua/>

Наукове видання

**НАУКА ТА ПРОГРЕС ТРАНСПОРТУ.  
ВІСНИК ДНІПРОПЕТРОВСЬКОГО НАЦІОНАЛЬНОГО УНІВЕРСИТЕТУ  
ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ ІМЕНІ АКАДЕМІКА В. ЛАЗАРЯНА**

№ 4 (88) 2020

(українською, російською та англійською мовами)

Відповідальний за випуск – О. В. Помінова

Комп'ютерне верстання – О. В. Помінова

Літературна обробка – С. П. Лагдан

Формат 60×84<sup>1</sup>/<sub>8</sub>. Ум. друк. арк. 15,81. Тираж 100 пр. Зам. №02/04

**Дніпровський національний університет залізничного транспорту  
імені академіка В. Лазаряна**

*Адреса редакції, видавця:*

вул. Лазаряна, 2, кім. 267, м. Дніпро, 49010, Україна

*Тел.:* +38 (056) 371-51-05

*E-mail:* lib@b.diit.edu.ua, visnik@diit.edu.ua

*Друк:*

Видавництво «Герда», 49000, м. Дніпро, пр. Д. Яворницького, 60

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи серія ДК № 397 від 03.04.2001 р.



Научное издание

**НАУКА ТА ПРОГРЕС ТРАНСПОРТУ.  
ВІСНИК ДНІПРОПЕТРОВСЬКОГО НАЦІОНАЛЬНОГО УНІВЕРСИТЕТУ  
ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ ІМЕНІ АКАДЕМІКА В. ЛАЗАРЯНА**

№ 4 (88) 2020

(на українском, русском и английском языках)

Ответственный за выпуск – О. В. Помінова

Компьютерная верстка – О. В. Помінова

Литературная обработка – С. П. Лагдан

Формат 60×84<sup>1</sup>/<sub>8</sub>. Ус. печат. лист. 15,81. Тираж 100 экз. Зак. №02/04

**Дніпровський національний університет залізничного транспорту  
імені академіка В. Лазаряна**

*Адрес редакції, видавця:*

ул. Лазаряна, 2, ком. 267, г. Дніпро, 49010, Украина

*Тел.:* +38 (056) 371-51-05

*E-mail:* lib@b.diit.edu.ua, visnik@diit.edu.ua

*Печать:*

Издательство «Герда», 49000, г. Дніпро, пр. Д. Яворницького, 60

Свидетельство субъекта издательского дела серия ДК № 397 от 03.04.2001 г.



Scientific Edition

**NAUKA TA PROGRES TRANSPORTU.  
VİSNIK DNİPROPETROVS'KOGO NACIONAL'NOGO UNİVERSITETU  
ZALİZNIČNOGO TRANSPORTU**

=

**SCIENCE AND TRANSPORT PROGRESS**

No. 4 (88) 2020

(in Ukrainian, Russian and English languages)

Responsible for issue – O. V. Pominova

Desktop publishing – O. V. Pominova

Redaction – S. P. Lahdan

Format 60×84<sup>1</sup>/<sub>8</sub>. Conventional printed sheet 15,81. Circulation 100. Order no. 02/04

**Dnipro National University of Railway Transport named after Academician V. Lazaryan**

Address of editor and editorial office

Lazaryan St., 2, r. 267, Dnipro, 49010, Ukraine

*Tel.:* +38 (056) 371-51-05

*E-mail:* lib@b.diit.edu.ua, visnik@diit.edu.ua

*Printing*

Publishing house «Gerda», 49000, Dnipro, Yavornitsky av., 60

