



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



---

# НАУКА ТА ПРОГРЕС ТРАНСПОРТУ

№ 1(101)

---

•• 2023 ••

Український державний університет науки і технологій

## НАУКА ТА ПРОГРЕС ТРАНСПОРТУ

Науковий журнал

№ 1 (101) 2023

Виходить 4 рази 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

2023

Засновник:  
УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ НАУКИ І ТЕХНОЛОГІЙ

ГОЛОВНИЙ РЕДАКТОР ЖУРНАЛУ

Пічугов С. О., доктор фізико–математичних наук

ЗАСТУПНИК ГОЛОВНОГО РЕДАКТОРА

Козаченко Д. М., доктор технічних наук

ВІДПОВІДАЛЬНИЙ СЕКРЕТАР

Колесникова Т. О., кандидат наук із соціальних комунікацій

**ЧЛЕНИ РЕДАКЦІЙНОЇ КОЛЕГІЇ:**

Аврамовіс З. З., Белградський університет (Сербія); Бела І., Інститут логістики (Угорщина); Біляев М. М., УДУНТ (Україна); Богдєвичус М., Вільнюський технічний університет імені Гедимінаса (Литва); Боднар Б. Є., УДУНТ (Україна); Вакулєнко І. О., УДУНТ (Україна); Воронін С. В., УкрДУЗТ (Україна); Головка Л. С., УДУНТ (Україна); Єфременко В. Г., Приазовський держаний технічний університет (Україна); Жуковицький І. В., УДУНТ (Україна); Калівода Я., Чеський технічний університет (Чехія); Капіца М. І., УДУНТ (Україна); Капустян В. О., НТТУ «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського» (Україна); Кершіс Р., Каунаський технологічний університет (Литва); Кузнецов В. Г., Науково-дослідний інститут залізниць (Польща); Манашкин Л., Незалежний вчений (США); Марущак П. О., Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя (Україна); Мацюк В. І., Державний університет інфраструктури та технологій (Україна); Пітман Р., Антимонопольний відділ Департаменту юстиції (США); Ракша С. В., УДУНТ (Україна); Сладковскі А., Сілезький технологічний університет (Польща); Суглер Дж., Варшавська школа економіки (Польща); Тютькін О. Л., УДУНТ (Україна); Шинкаренко В. І., УДУНТ (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 27.02.2023 р., протокол № 5

Видавець Український державний університет науки і технологій (м. Дніпро)  
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 7709 від 14.12.2022 р.

Адреса засновника вул. Лазаряна, 2, кім. 267, Дніпро, Україна, 49010  
та редакції тел.: +38 (056) 371-51-05; e-mail: [stp.journal@ust.edu.ua](mailto:stp.journal@ust.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»

Ukrainian State University of Science and Technologies

**NAUKA TA PROGRES TRANSPORTU**

=

**SCIENCE AND TRANSPORT PROGRESS**

**Scientific journal**

**No. 1 (101) 2023**

Once a quarter ♦ ♦ ♦ ♦ ♦ 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

2023

Founder:

UKRAINIAN STATE UNIVERSITY OF SCIENCE AND TECHNOLOGIES

Editor-in-Chief  
Deputy Chief Editor  
Executive Secretary

Pichugov S. A., Doctor of Physics and Mathematics  
Kozachenko D. M., Doctor of Technical Sciences  
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., USUST (Ukraine); Bodnar B. E., USUST (Ukraine); Bogdevičius M., Vilniaus Gedimino technikos universitetas (Lithuania); Cygler J., Szkoła Główna Handlowa w Warszawie (Poland); Efremenko V. G., Priazovsky State Technical University (Ukraine); Golovkova L. S., USUST (Ukraine); Kalivoda J., Czech Technical University in Prague (Czech Republic); Kapitsa M. I., USUST (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); Masiuk V. I., State University of Infrastructure and Technology (Ukraine); Pittman R., Antitrust Division of the USA. Department of Justice (USA); Raksha S. V., USUST (Ukraine); Shinkarenko V. I., USUST (Ukraine); Śładkowski A., Politechnika Śląska w Gliwicach (Poland); Tiutkin O. L., USUST (Ukraine); Vakulenko I. O., USUST (Ukraine); Voronin S. V., UkrSURT (Ukraine); Zhukovitskiy I. V., USUST (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 27.02.2023, Protocol no. 5

Publisher Ukrainian State University of Science and Technologies (Dnipro)  
Certificate of Publisher ДК no. 7709 from 14.12.2022

Address  
of Founder

Lazaryana St., 2, room 267, Dnipro, Ukraine, 49010, tel.: +38 (056) 371-51-05;  
e-mail: stp.journal@ust.edu.ua; journal site: <http://stp.diit.edu.ua/>

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»

# ЕКСПЛУАТАЦІЯ ТА РЕМОНТ ЗАСОБІВ ТРАНСПОРТУ

УДК 629.424-82

Б. Є. БОДНАР<sup>1\*</sup>, О. Б. ОЧКАСОВ<sup>2\*</sup>, Є. Б. БОДНАР<sup>3\*</sup>

<sup>1\*</sup>Каф. «Локомотиви», Український державний університет науки і технологій, вул. Лазаряна, 2, Дніпро, Україна, 49010, тел. + 38 (056) 733 19 01, ел. пошта bodnarz@nz.diiit.edu.ua, ORCID 0000-0002-3591-4772

<sup>2\*</sup>Каф. «Локомотиви», Український державний університет науки і технологій, вул. Лазаряна, 2, Дніпро, Україна, 49010, тел. + 38 (056) 733 19 61, ел. пошта abochkasov@gmail.com, ORCID 0000-0002-7719-7214

<sup>3\*</sup>Каф. «Локомотиви», Український державний університет науки і технологій, вул. Лазаряна, 2, Дніпро, Україна, 49010, тел. + 38 (056) 733 19 61, ел. пошта Melnar78@gmail.com, ORCID 0000-0001-6040-913X

## Визначення періодичності діагностування вузлів гідравлічної передачі тепловозів

**Мета.** Сучасні методології утримання технічних об'єктів орієнтовані на одночасне забезпечення заданого рівня надійності обладнання та мінімізації витрат на системного утримання. Побудова систем утримання, як правило, базується на використанні даних про надійність обладнання, аналізі результатів діагностування та прогнозуванні залишкового ресурсу обладнання локомотивів. Окрім того, під час розробки систем утримання враховують витрати на проведення технічного обслуговування та ремонту вузлів. Основна мета роботи полягає в підвищенні ефективності використання локомотивного парку за рахунок зменшення витрат на утримання локомотивів з урахуванням технічного стану його вузлів. **Методика.** Для досягнення поставленої мети запропоновано методику визначення раціональних періодів діагностування вузлів локомотива, засновану на мінімізації витрат на проведення діагностування та виконання технічного обслуговування й ремонту обладнання. Для визначення періодичності контролю використано дані про надійність вузлів і деталей, отримані на основі обробки статистичної інформації щодо роботи локомотивів в умовах експлуатації, а також дані щодо витрат на відновлення вузлів у разі виникнення відмов. **Результати.** Запропоновано метод визначення раціональних періодів діагностування вузлів локомотива, заснований на мінімізації витрат на проведення діагностування та відновлення в разі його відмови. На основі аналізу надійності гідравлічних передач локомотивів в умовах їх експлуатації визначено показники надійності вузлів і деталей гідропередачі у вигляді залежностей середньої кількості відмов гідропередач від напрацювання тепловоза. Розроблено технологіко-економічну карту ремонту гідропередачі та техніко-економічну карту її діагностування. Наведено результати визначення періодичності діагностування гідропередачі УП750–1200ПР тепловозів ТГМ4 та ТГМ6. **Наукова новизна.** Подальший розвиток отримала методологія визначення періодичності контролю технічного стану вузлів локомотивів за рахунок обліку впливу системи профілактичних, планових ремонтів і діагностування на надійність локомотива. **Практична значимість.** Використання запропонованої методики для формування системи ремонту й діагностування локомотивів та їх вузлів дозволить формувати систему утримання локомотивів з урахуванням їх фактичного стану.

*Ключові слова:* система утримання; періодичність контролю; мінімізація витрат на систему утримання; гідравлічна передача тепловоза

### Вступ

Управління технічним станом локомотивів є багатофакторним завданням. Воно має бути спрямоване на виявлення, попередження та усунення несправностей вузлів і деталей, що до-

зволяє запобігти подальшим відмовам в експлуатації та підвищити безпеку руху.

За останні роки у світі для підвищення рівня надійності технічних засобів застосовували кілька стратегій їх технічного обслуговування та ремонту, а саме [8, 15–18]:

## ЕКСПЛУАТАЦІЯ ТА РЕМОНТ ЗАСОБІВ ТРАНСПОРТУ

– реактивна стратегія (ремонт за фактом раптової відмови);

– планово-попереджувальна стратегія ремонту (ППР діє на Укрзалізниця та ряді інших залізниць світу);

– ремонт за технічним станом обладнання (контроль розвитку передвідмовних станів через прогнозування значення залишкового ресурсу);

– рекомендаційна стратегія утримання (розрахунок індивідуальної системи ремонту для кожної одиниці обладнання).

У перелічених стратегіях утримання обладнання використовують різноманітні підходи та методології. Найбільш сучасними є такі:

– Reliable Centered Maintenance (RCM) – система обслуговування, орієнтована на надійність вузлів;

– Risk Based Maintenance (RBM) – система обслуговування, орієнтована на мінімізацію ризиків відмов обладнання.

Перехід до сучасної методології утримання вимагає значних витрат ресурсів та часу, у зв'язку з цим використовують комбінацію різноманітних підходів. Одним із них є Total Productive Maintenance (TPM) – це комплексний підхід, який використовує методологію бережливого виробництва Lean і який вважають перехідним від планово-попереджувальної до превентивної стратегії [13, 17].

У реалізації стратегії обслуговування та ремонту локомотивів з урахуванням їх технічного стану особливої актуальності набувають задачі організації роботи систем діагностування, зокрема визначення періодичності діагностування вузлів та систем локомотива.

### Мета

Основною метою роботи є скорочення витрат на систему утримання тягового рухомого складу за рахунок удосконалення підходів до визначення періодичності контролю технічного стану його вузлів.

### Методика

Аналіз літературних джерел [1, 2, 9, 14] з визначення періодичності діагностування вузлів та агрегатів транспортних засобів свідчить, що найбільше поширення отримали методи, які

використовують для розв'язання названих задач, а саме:

– статистичний, що ґрунтується на допустимому рівні ймовірності безвідмовної роботи;

– індивідуальний – за отриманою реалізацією діагностичного параметра;

– економіко-ймовірнісний – за сукупністю реалізації діагностичного параметра;

– економіко-ймовірнісний – за дискретними значеннями діагностичного параметра.

Статистичний метод визначення періодичності діагностування за допустимим рівнем ймовірності безвідмовної роботи (рис. 1) простий і зручний, однак він не точний і не економічний, особливо за великих варіацій зміни технічного стану об'єкта. Цей метод доцільно використовувати в разі технічного обслуговування об'єктів, не обладнаних засобами діагностування. Як правило, це прості технічні об'єкти, характер розвитку несправності яких відомий. Окрім того, необхідно враховувати умови експлуатації об'єктів, зміна умов експлуатації призведе до зміни характеру кривої безвідмовної роботи (рис. 1.)

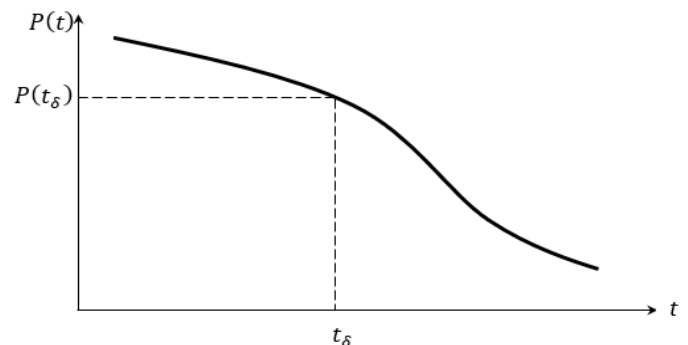


Рис. 1. Визначення періодичності діагностування за заданою ймовірністю відмов (статистичний метод):

$P(t)$  – ймовірність безвідмовної роботи;

$t$  – напрацювання об'єкта

Fig. 1. Determining the frequency of diagnostics for a given failure probability (statistical method):

$P(t)$  – probability of failure-free operation;

$t$  – operating time of the object

Метод визначення періодичності діагностування за отриманою реалізацією діагностичного параметра (екстраполяційний метод) заснований на розв'язанні функції, що апроксимує зміни діагностичного параметра від початкової величини  $S_n$  до граничної  $S_c$  (рис. 2).

## ЕКСПЛУАТАЦІЯ ТА РЕМОНТ ЗАСОБІВ ТРАНСПОРТУ

Повний ресурс вузла, який діагностують, визначають за формулою:

$$S_n = S_z + V^L, \quad (1)$$

де  $V$  – інтенсивність зміни параметрів;  $L$  – показник ступеня, що визначає характер зміни параметра.

Недоліком цього методу є необхідність постійного обчислення випереджувального нормативу діагностичного параметра та вимірювання параметрів зношування деталей. Використання цього методу виправдано в разі діагностування складних та дорогих вузлів.

Використання статистичного та екстраполяційного методів у поєднанні з методологією ТРМ дозволяє зменшити витрати на проведення діагностування обладнання. Зменшення витрат забезпечується шляхом упровадження елементів автономного обслуговування із залученням персоналу, який експлуатує обладнання, до організації періодичних вимірювань контрольних параметрів.

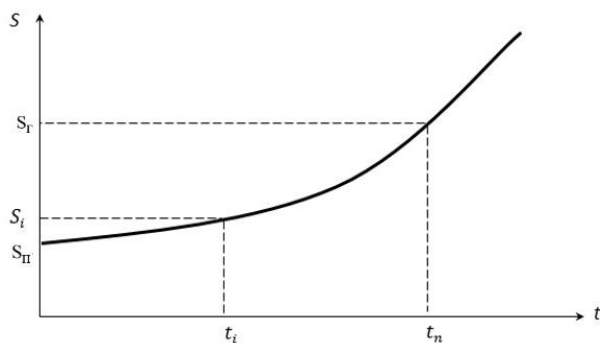


Рис. 2. Визначення періодичності діагностування з використанням отриманої реалізації діагностичного параметра (екстраполяційний метод):

$S_n$  – значення діагностичного параметра в початковий період;  $S_r$  – граничне значення діагностичного параметра;  $t$  – напрацювання об'єкта

Fig. 2. Determining the frequency of diagnostics using the obtained realization of the diagnostic parameter (extrapolation method):

$S_n$  – value of the diagnostic parameter in the initial period;  $S_r$  – limit value of the diagnostic parameter;  $t$  – operating time of the object

Використання інформаційних систем управління технічним станом обладнання ЕАМ (Enterprise Asset Management) скорочує витрати на

обробку результатів, прогнозування залишкового ресурсу та ймовірності відмови.

Економіко-ймовірнісний метод визначення періодичності діагностування за сукупністю реалізації діагностичного параметра дозволяє встановити періодичність діагностування, яка є постійною і єдиною величиною допустимого (випереджувального) нормативу для всієї сукупності об'єктів. Сутність методу полягає в оптимізації періодів діагностування за критерієм мінімуму сумарних питомих витрат на ремонт, профілактику та діагностування.

Економіко-ймовірнісний метод визначення періодичності діагностування за дискретними значеннями діагностичного параметра застосовують у тих випадках, коли діагностичний параметр і діагностичні засоби забезпечують виявлення несправностей об'єкта діагностування в поточний момент, але не дозволяють встановити загальну закономірність його технічного стану протягом міжконтрольного періоду.

У цьому методі оптимізацію періодичності діагностування здійснюють за мінімумом сумарних експлуатаційних витрат до відновлення. Ці витрати визначають вартістю всіх діагностичних перевірок до відновлення, а також додатковими витратами на несвоєчасне виявлення несправностей.

Аналіз методів визначення періодичності діагностування технічних об'єктів показує, що кожен із них можна використати на певному етапі розробки систем діагностування. Загальним недоліком наявних методів є те, що під час визначення періодичності діагностування не враховують вплив системи профілактичних, планових ремонтів та діагностування на надійність об'єкта.

## Результати

Пропонуємо метод визначення раціональних періодів діагностування вузлів локомотива, заснований на мінімізації витрат на проведення діагностування та відновлення у разі їх відмови, із використанням даних про надійність вузлів та деталей, отриманих на основі обробки статистичної інформації щодо роботи локомотивів в умовах експлуатації.

Обробка статистичної інформації для отримання показників надійності, по-перше, врахо-

## ЕКСПЛУАТАЦІЯ ТА РЕМОНТ ЗАСОБІВ ТРАНСПОРТУ

вує конкретні умови експлуатації локомотива, режими його роботи, особливості профілю колії та ряд інших, що залежать від характеру виконуваної локомотивом роботи, а по-друге, дає можливість визначити періоди діагностування та встановити періоди проведення технічного обслуговування й ремонту з урахуванням технічного стану та умов експлуатації локомотивів.

Як показник оцінки технічного стану локомотива використовують значення середньої кількості відмов  $H(t)$ . Якщо після відмови вузла проводять його відновлення в повному обсязі, то середню кількість відмов  $H(t)$  за період роботи  $t$  визначають з рівняння відновлення [11–14]:

$$H(t) = F(t) + \int_0^t H(t-x)dF(x), \quad (2)$$

де  $F(t)$  – функція розподілу напрацювання до відмови.

Якщо після періоду напрацювання у проводять діагностичні перевірки вузлів локомотива, то деяку частину відмов буде попереджено. У цьому випадку функція напрацювання до відмови буде залежати від періодів діагностування  $y$ , що позначимо записом  $F(t/y)$ . Ця функція буде відповідати рівнянню відновлення, розв'язок якого  $H(t/y)$  є середньою кількістю відмов за напрацювання за умови, що через період напрацювання  $y$  проводять діагностичні перевірки.

Очевидно, що процедура діагностування є процесом попередження відмов. Якщо врахувати ефективність діагностування як коефіцієнт  $k(y)$ , то середню кількість відмов вузла з урахуванням діагностування визначаємо за формулою:

$$H(t/y) = k(y) \cdot H(t). \quad (3)$$

Такий підхід дозволяє обійти значні математичні труднощі під час побудови функції  $F(t/y)$  та розв'язання рівняння відновлення.

Виходячи з визначення коефіцієнта  $k(y)$ , встановимо його властивості:

1)

$$\lim_{y>0} k(y) = \ell, \quad (4)$$

де  $\ell$  – частка відмов, які не можна попередити проведеним діагностуванням.

Якщо діагностування вичерпні, то  $\ell = 0$ ;  
2)

$$\lim_{y>\infty} k(y) = 1. \quad (5)$$

Ця властивість відображає той факт, що зі зростанням періодів діагностування його ефективність зменшується.

Як одну з можливих моделей діагностування, модель проріджування потоку відмов, можна взяти такий період роботи вузла або агрегата  $\tau(y)$ , що є наступним після діагностування і в якому відчутний вплив діагностування.

Тоді з урахуванням наведеного коефіцієнта  $k(y)$  можна виразити так:

$$k(y) = 1 - \frac{\tau(y)}{y}. \quad (6)$$

А оскільки  $\tau(y) \leq y$ , то, виходячи з властивостей (1 та 2), отримаємо:

$$\lim_{y \rightarrow 0} \frac{\tau(y)}{y} = 1 - \ell; \quad (7)$$

$$\lim_{y \rightarrow \infty} \frac{\tau(y)}{y} = 0. \quad (8)$$

Вибір функції  $\tau(y)$  дозволяє побудувати значну кількість математичних моделей діагностування.

Для вичерпного діагностування, коли  $\ell = 0$ , як наближене значення для  $\tau/y$  можна взяти  $P(y)$ , тоді коефіцієнт  $k(y)$  дорівнюватиме функції  $F(y)$  розподілу напрацювання до відмови без урахування діагностування.

Як наступне наближення, відповідно до описування моделі діагностування, відношення  $\tau/y$  можна записати у вигляді:

$$\frac{\tau(y)}{y} = \frac{a \cdot \sin(b) \cdot y}{y}, \quad (9)$$

тоді з урахуванням умови (1) параметри  $a$  і  $b$  повинні задовольняти умові  $a \cdot b = 1 - \ell$ , і, відповідно:

## ЕКСПЛУАТАЦІЯ ТА РЕМОНТ ЗАСОБІВ ТРАНСПОРТУ

$$\frac{\tau}{y} = \frac{(1-\ell) \cdot \sin(b) \cdot y}{b \cdot y}; \quad \tau = \frac{(1-\ell)}{b} \sin(b) \cdot y, \quad (10)$$

де  $b$  – характеристика ступеня відновлення локомотива за взятої системи діагностування.

Питомі витрати коштів на проведення діагностування локомотива та його відновлення у випадку відмови можна представити у вигляді:

$$Z = \frac{1}{T} \sum_{i=1}^N \left[ C_i^n \left( \frac{T}{y_i} \right) + C_i^A \cdot k_i(y_i) \cdot H_i(T) \right], \quad (11)$$

де  $T$  – напрацювання локомотива;  $C_i^n$  – вартість проведення перевірки  $i$ -го вузла локомотива;  $C_i^A$  – середня вартість аварійного відновлення  $i$ -го вузла локомотива;  $k_i(y_i) = F_i(y_i)$  – імовірність відмови  $i$ -го вузла локомотива;  $N$  – кількість вузлів локомотива.

Очевидно, що перший член рівняння  $C_i^n \left( \frac{T}{y_i} \right)$  представляє вартість проведених перевірок  $i$ -го вузла, а другий  $C_i^A \cdot k_i(y_i) \cdot H_i(T)$  – вартість відновлення  $i$ -го вузла з урахуванням проведення діагностування через періоди  $y_i$ .

Для розв'язання задачі оптимізації періодів проведення діагностичних перевірок рівняння представимо у вигляді:

$$\lim_{T \rightarrow \infty} Z = \sum_{i=1}^N \left[ \frac{C_i^n}{y_i} + C_i^A \cdot k_i(y_i) \cdot \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{H_i(T)}{T} \right], \quad (12)$$

де  $\lim_{T \rightarrow \infty} \frac{H_i(T)}{T} = \varpi$  – середня кількість відмов вузлів локомотива за одиницю напрацювання.

З урахуванням цього, розв'язок рівняння (12) запишемо у вигляді:

$$\lim_{T \rightarrow \infty} Z = \sum_{i=1}^N \left[ \frac{C_i^n}{y_i} + C_i^A \cdot k_i(y_i) \cdot \varpi \right] \rightarrow \min, \quad (13)$$

за умові  $0 \leq y \leq \infty$ .

Складові  $\frac{C_i^n}{y_i}$  рівняння (13) являють собою гіперболу, характер зміни якої подано на рис. 3.

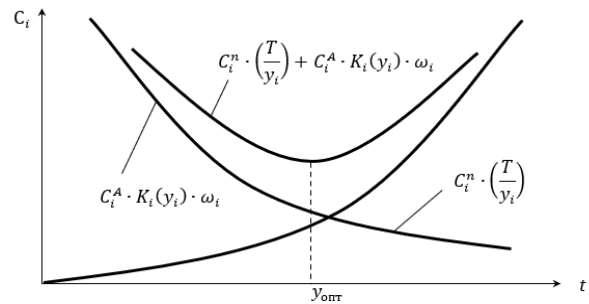


Рис. 3. Характер зміни вартості проведення діагностичних перевірок та вартості відновлення вузлів локомотива, що відмовили:

$$C_i^n \frac{T}{y_i} - \text{вартість виконаних } \left( \frac{T}{y_i} \right) \text{ разів} \\ \text{перевірок } i\text{-го вузла;}$$

$$C_i^A \cdot k_i(y_i) \cdot \omega_i - \text{вартість відновлення відмови } i\text{-го вузла} \\ \text{з урахуванням проведення діагностування} \\ \text{через періоди } y_i$$

Fig. 3. Changes in the cost of diagnostic checks and the cost of restoring failed locomotive components:

$$C_i^n \frac{T}{y_i} - \text{the cost of checking the } i\text{-th node } \left( \frac{T}{y_i} \right) \text{ times;}$$

$$C_i^A \cdot k_i(y_i) \cdot \omega_i - \text{the cost of restoring the failure of the } i\text{-th} \\ \text{node, taking into account the diagnostics in periods}$$

$$\text{Дослідження функції } \left[ \frac{C_i^n}{y_i} + C_i^A \cdot k_i(y_i) \cdot \omega_i \right]$$

показали, що вона є унімодальною, а це означає, що існує оптимальне значення, за якого витрати на проведення діагностичних перевірок і відновлення  $i$ -го вузла локомотива будуть мінімальні і це рішення є єдиним.

Вартість проведення діагностичних перевірок та вартість відновлення вузлів локомотива визначають на основі техніко-економічних та технологічних карт. В основу розробки технологічної карти ремонту вузла гідропередачі покладено її поділ на елементи, зв'язки між якими обумовлені мережевими графіками на її ремонт або перевірку.

Техніко-економічна карта (ТЕК) ремонту агрегата містить перелік технологічних операцій ремонту його вузлів гідропередачі, витрати коштів і часу на їх виконання, а також витрати на аварійне відновлення вузлів у разі непланових ремонтів [3, 4, 7].

## ЕКСПЛУАТАЦІЯ ТА РЕМОНТ ЗАСОБІВ ТРАНСПОРТУ

ТЕК діагностування гідропередачі містить інформацію про надійність її вузлів, перелік діагностичних операцій та їх економічну оцінку.

Витрати коштів на виконання кожної операції позначимо через  $C_j^n$ , а витрати часу –  $t_j^n$ , тоді витрату коштів на відновлення  $i$ -го вузла визначиться за формулою:

$$C_{(v)}^n = \sum_{j=1}^N C_{(j)}^n \cdot \delta(\sum_{i \in v} T_{ij}), \quad (14)$$

де  $N$  – кількість елементарних операцій відновлення;  $v$  – кількість елементів, які ремонтують (обсяг ремонту);

$$\delta(x) = \begin{cases} 1, & x > 0 \\ 0, & x < 0 \end{cases}. \quad (15)$$

Тривалість ремонту (витрати часу)  $i$ -го елемента визначимо за формулою:

$$t_i^n = \sum_{j=1}^N t_j^n \cdot T_{ij}. \quad (16)$$

Тривалість ремонту агрегата або локомотива в цілому визначає та його складова на ремонт, для якої необхідно найбільше часу.

Витрати часу на виконання ремонту в обсязі  $v$  визначаємо за формулою:

$$t^n(v) = \max_{i \in v} \sum_{j=1}^N t_j^n \cdot T_{ij}. \quad (17)$$

Витрати коштів на виконання аварійного відновлення під час виконання непланових ремонтів  $i$ -го елемента визначаємо за формулою:

$$C_i^A = C_i^n + t_i^n \cdot C_{л2} + t_{mp} \cdot C_{л2}, \quad (18)$$

де  $C_i^n$  – вартість проведення планового ремонту агрегата;  $t_i^n$  – тривалість простою тепловоза на плановому ремонті;  $C_{л2}$  – вартість локомотивогодини;  $t_{mp}$  – час транспортування тепловоза до місця ремонту та час повернення до місця експлуатації.

Витрати часу на виконання непланового ремонту визначаємо за формулою:

$$t_i^A = t_i^n + t_{mp}. \quad (19)$$

Вартість проведення діагностичних перевірок та витрати часу на їх проведення становлять:

$$C_i^{\partial n} = \sum_{j=1}^N c_j^{\partial n}; \quad t_i^n = \sum_{j=1}^N t_j^{\partial n}, \quad (20)$$

де  $c_j^{\partial n}$  та  $t_j^{\partial n}$  – витрати коштів і часу відповідно на проведення діагностування  $i$ -го елемента.

Для реалізації наведеної методики як об'єкт дослідження було обрано уніфіковану гідравлічну передачу УГП750–1200ПР, установлену на тепловозах ТГМ6 та ТГМ4.

Вибір гідравлічної передачі для практичної реалізації запропонованої методики обумовлений тим, що гідравлічна передача є одним із найважливіших вузлів маневрових тепловозів. Відмова гідравлічної передачі в процесі експлуатації може призвести до повної зупинки тепловоза. Умови експлуатації тепловозів із гідравлічною передачею на промислових підприємствах є складними, тому впровадження діагностування та періодичного контролю стану передачі з використанням засобів діагностування дозволить значно підвищити надійність тепловоза в цілому.

Методи та засоби випробування гідравлічних передач розглянуто в [4]. Результати досліджень щодо розробки засобів і методів випробування гідравлічних передач у режимі вибігу під час стендових випробувань наведено в роботах [3, 12]. Перспективи використання нейронних мереж для аналізу результатів діагностування гідравлічних передач наведено в [19]. Ураховуючи складність гідравлічної передачі, сучасні системи випробування та діагностування гідравлічних передач будують на базі інформаційно-вимірювальних систем. Розробці та вдосконаленню інформаційно-вимірювальних систем гідравлічних передач під час стендових випробувань присвячено роботи [10, 11, 20]. Розглянуті методи та засоби випробування гідравлічних передач орієнтовано на стендові випробування після капітальних ремонтів.

Питання вибору періодичності діагностування гідравлічної передачі в процесі експлуатації

## ЕКСПЛУАТАЦІЯ ТА РЕМОНТ ЗАСОБІВ ТРАНСПОРТУ

тації недостатньо розглянуто в роботах, що підтверджує актуальність нашого дослідження. На основі аналізу надійності гідравлічних передач в умовах експлуатації визначено показники надійності вузлів і деталей гідропередачі у вигляді залежностей середньої кількості відмов від напрацювання тепловоза  $H(t = f(t))$ , а також розроблено технологічно-економічну карту ремонту гідропередачі й техніко-економічну карту її діагностування.

Характеристики надійності вузлів гідропередачі УГП750–1200ПР у ТЕК подано у вигляді коефіцієнтів, апроксимованих за дослідними залежностями середньої кількості відмов від напрацювання тепловоза  $H(t) = f(t)$ .

У зв'язку з тим, що діагностування тепловоза проводять під час планових видів ремонту, витрати коштів і часу на транспортування до

місця ремонту й назад до місця експлуатації враховано в ТЕК ремонту. Під час складання ТЕК діагностування ці витрати не враховували.

Для складання ТЕК ремонту гідропередачі вартість і час виконання кожної операції взято на підставі технічно обґрунтованих норм часу на слюсарні роботи за заводського ремонту тепловозів.

Для ТЕК діагностування гідропередачі час проведення операцій контролю визначено дослідним шляхом, а вартість виконання кожної операції розраховано за тарифною сіткою залежно від витрат часу. Рациональні періоди діагностування визначено з використанням наведеної методики на ЕОМ.

За результатами розрахунку визначено рациональні та оптимальні періоди діагностування вузлів гідропередачі, які наведено в табл. 1.

Таблиця 1

**Періоди діагностування вузлів гідропередачі УГП750–1200ПР тепловозів ТГМ4 та ТГМ6**

Table 1

**Diagnostic periods of power transmission units UGP750–1200PR of diesel locomotives TGM4 and TGM6**

Найменування вузла гідропередачі УГП750–1200ПР	Періоди діагностування вузлів УГП, тисяч годин	
	раціональні	оптимальні
Вал привідний	7...10	7,1
Вал головний та гідроапарати	4...7	4,7
Вал відбору потужності	4...7	4,7
Вал вторинний та вал реверса	4...10	7,1
Насос живлення	4...7	7,1
Насос відкачувальний	11...15	11,8
Фільтр магнітний	2...4	2,4
Фільтр УГП	4...7	4,7
Клапан підпірний	28...35	28,3
Коробка золотникова	9...15	9,4
Вентиль електрогідравлічний	28...35	28,3
Вентиль електропневматичний	30...35	30,7
Клапан блокувальний	7...10	7,1
Привід реверса та режиму	4...7	4,7

### Наукова новизна та практична значимість

У роботі отримала розвиток методологія визначення періодичності контролю технічного стану вузлів локомотивів за рахунок обліку впливу системи профілактичних, планових ремонтів та діагностування на надійність локомотива. Використання запропонованої методики під час формування системи ремонту та діагностування локомотивів і їх вузлів дозволить формувати систему утримання локомотивів з урахуванням їх фактичного стану.

### Висновки

На основі аналізу стратегій та підходів до технічного обслуговування й ремонту обладнання локомотивів обґрунтовано необхідність

удосконалення методики визначення періодичності діагностування їх вузлів та систем.

Запропоновано метод визначення раціональних періодів діагностування вузлів локомотива, оснований на мінімізації витрат на проведення діагностування та його відновлення в разі відмови, з використанням даних про надійність вузлів і деталей, отриманих на основі обробки статистичної інформації щодо роботи локомотивів в умовах експлуатації. Методику визначення періодичності діагностування можна використовувати під час формування системи утримання локомотивів з урахуванням їх фактичного стану, що визначають за результатами діагностування.

Наведені результати визначення періодичності діагностування гідروпередачі УГП750–1200ПР тепловозів ТГМ4 та ТГМ6 можна використовувати для формування системи ремонту та діагностування вказаних тепловозів.

### СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Аулін В. В., Каліч В. М., Гриньків А. В., Голуб Д. В. Прогнозування залишкового ресурсу агрегатів та систем транспортних засобів сільськогосподарського виробництва за їх технічним станом. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин*. 2015. Вип. 45 (2). С. 28–36.
2. Боднар Б. Е. *Теоретические основы, опыт создания систем испытания и диагностирования тепловозов с гидродинамической передачей* : дис. ... докт. техн. наук. Днепропетровский государственный технический университет ж/д транспорта. Днепропетровск, 1997. 366 с.
3. Боднар Б. Є., Бобирь Д. В., Капіца М. І. *Гідравлічні передачі локомотивів*. Дніпро : Друкарня ТОВ підприємство «Дріант», 2021. 406 с.
4. Боднар Е. Б. *Підвищення експлуатаційної надійності локомотивів шляхом впровадження раціональної системи утримання* : дис. ... канд. техн. наук. Українська державна академія залізничного транспорту. Харків, 2004. 161 с.
5. Босов А. А., Боднар Б. Є., Боднар Є. Б. Моделювання технологій ремонту технічних об'єктів. *Вісник Національного транспортного ун-ту та ТАУ*. 2002. Вип. 6. С. 10–14.
6. Босов А. А., Боднар Є. Б. Влияние системы содержания на надежность локомотивов. *Збірник наукових праць Дніпропетровського державного технічного університету залізничного транспорту*. 2002. Вип. 10. С. 66–68.
7. Босов А. А., Лоза П. А. *Теоретические основы рационального содержания подвижного состава железных дорог* : монография. Днепропетровск : Изд-во ООО предприятие «Дриант», 2015. 252 с.
8. Дацун Ю. М. Розвиток наукових основ формування інтелектуалізованої системи ремонту локомотивів : дис. ... докт. техн. наук. Український державний університет залізничного транспорту. Харків, 2021. 358 с.
9. Глущенко В. Е. Создание алгоритмов диагностирования транспортных средств с использованием методов теории нечетких множеств. *Вестник ВУГУ*. 2000. № 4. С. 182–187.
10. Жуковицький І. В., Ключник І. А., Очкасов О. Б., Коренюк Р. О. Удосконалення засобів вимірювання степеню обкатки гідропередач тепловозів шляхом впровадження мікропроцесорних засобів. *Локомотив-Інформ*. 2017. № 5–6. С. 51–57.
11. Ключник І. А. Дослідження можливості використання нейронних мереж при випробуваннях гідравлічних передач тепловозів. *Інформаційно-керуючі системи на залізничному транспорті*. 2017. № 5. С. 8–15.

## ЕКСПЛУАТАЦІЯ ТА РЕМОНТ ЗАСОБІВ ТРАНСПОРТУ

12. Очкасов А., Коренюк Р., Черняев Д., Христинич А. Моделирование режима самоторможения гидравлической передачи УГП750/1200 при стендовых испытаниях. *Сборник статей 21-й конференции молодых ученых «Наука – будущее Литвы» Инженерия Транспорта и Организация Перевозок* (Вильнюс, 4–5 Мау 2018). Вильнюс, 2018. С. 45–48.
13. Скачкова І. А., Бичкова Л. А., Юношева Ю. О. Впровадження системи загального догляду за обладнанням на машинобудівному підприємстві. *Приазовський економічний вісник*. 2020. № 2 (19). С. 136–141. DOI: <https://doi.org/10.32840/2522-4263/2020-2-23>
14. Туренко А. М., Мигаль В. Д., Рыжих Л. А. *Проектирование диагностического обеспечения транспортных машин* : учебное пособие. Харьков : Майдан, 2016. 391 с.
15. Bondar V., Ockasov O., Petrenko V., Martishevskij M. Implementing Intelligent Monitoring of the Technical Condition of Locomotive Hydraulic Transmissions. *Lecture Notes in Intelligent Transportation and Infrastructure*. 2023. P. 726–736. DOI: [https://doi.org/10.1007/978-3-031-25863-3\\_70](https://doi.org/10.1007/978-3-031-25863-3_70)
16. Lee J., Ni J., Singh J., Jiang B., Azamfar M., Feng J. Intelligent Maintenance Systems and Predictive Manufacturing. *Journal of Manufacturing Science and Engineering*. 2020. Vol. 142. Iss. 11. P. 1–23. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.4047856>
17. Silva Christo E. da, Petruccielli L. P., Costa K. A. Total productive maintenance in the railway system. *Jurnal Teknologi*. 2015. Vol. 76. Iss. 6. P. 55–59. DOI: <https://doi.org/10.11113/jt.v76.5678>
18. Tartakovskiy E., Ustenko O., Puzyr V., Datsun Y. Systems approach to the organization of locomotive maintenance on Ukraine railways. *Rail Transport–Systems Approach*. 2017. P. 217–236. Springer, Cham. DOI: [https://doi.org/10.1007/978-3-319-51502-1\\_5](https://doi.org/10.1007/978-3-319-51502-1_5)
19. Bodnar B., Ochkasov O., Bobyr D., Korenyuk R., Bazaras Ž. Using the Self-Braking Method when the Post-overhaul Diagnostics of Diesel-Hydraulic Locomotives. *Proceedings of 22nd International Scientific Conference. Transport Means 2018* (Trakai, 03–05 Oct. 2018). Kaunas Univ. of Technology, Klaipėda Univ., JSC Lithuanian Railways (AB “Lietuvos Geležinkeliai”). Kaunas, 2018. Pt. II. P. 914–919.
20. Zhukovytskyi I. V., Kliushnyk I. A., Ochkasov O. B., Korenyuk R. O. Information-measuring test system of diesel locomotive hydraulic transmissions. *Science and Transport Progress*. 2015. № 5 (59). С. 53–65. DOI: <https://doi.org/10.15802/stp2015/53159>
21. Zhukovitskiy I. V., Klyushnik I. A. Choice of the optimal parameters of measuring the shaft rotation frequency of the hydraulic transmission of the locomotive using microcontroller. *Science and Transport Progress*. 2017. № 2 (68). С. 36–45. DOI: <https://doi.org/10.15802/stp2017/99945>

B. Y. BODNAR<sup>1\*</sup>, O. B. OCHKASOV<sup>2\*</sup>, Y. B. BODNAR<sup>3\*</sup>

<sup>1\*</sup>Dept. «Locomotives», Ukrainian State University of Science and Technologies, Lazaryana St., 2, Dnipro, Ukraine, 49010, tel.+ 38 (056) 733 19 01, e-mail bodnarz@nz.diit.edu.ua, ORCID 0000-0002-3591-4772

<sup>2\*</sup>Dept. «Locomotives», Ukrainian State University of Science and Technologies, Lazaryana St., 2, Dnipro, Ukraine, 49010, tel. + 38 (056) 733 19 61, e-mail abochkasov@gmail.com, ORCID 0000-0002-7719-7214

<sup>3\*</sup>Dept. «Locomotives», Ukrainian State University of Science and Technologies, Lazaryana St., 2, Dnipro, Ukraine, 49010, tel. + 38 (056) 733 19 61, e-mail Melnar78@gmail.com, ORCID 0000-0001-6040-913X

## Determination of the Frequency of Diagnostics of Hydraulic Transmission Units of Diesel Locomotives

**Purpose.** Modern methodologies for maintaining technical facilities are focused on simultaneously ensuring a given level of equipment reliability and minimizing system maintenance costs. The development of maintenance systems is usually based on the use of equipment reliability data, analysis of diagnostic results and forecasting of the residual life of locomotive equipment. In addition, the development of maintenance systems takes into account the costs of maintenance and repair of components. The main goal of the study is to increase the efficiency of the locomotive fleet by reducing the cost of maintaining locomotives, taking into account the technical condition of its components. **Methodology.** To achieve this goal, we propose a methodology for determining the rational periods for diagnosing locomotive components based on minimizing the cost of diagnostics and performing maintenance and repair of equipment. To determine the frequency of control, we used data on the reliability of components and parts obtained from the processing of statistical information on the operation of locomotives in operation, as well as data on the costs of restoring components in the event of failures. **Findings.** A method for determining the rational peri-

## ЕКСПЛУАТАЦІЯ ТА РЕМОНТ ЗАСОБІВ ТРАНСПОРТУ

ods for diagnosing locomotive components based on minimizing the cost of diagnosing and restoring them in case of failure is proposed. Based on the analysis of the reliability of hydraulic transmissions of locomotives in their operation, the reliability indicators of hydraulic transmission units and parts are determined in the form of dependencies of the average number of hydraulic transmission failures on the operating time of the locomotive. A techno-economic map of hydraulic transmission repair and a techno-economic map of its diagnostics have been developed. The results of determining the frequency of diagnostics of the hydraulic transmission UGP750–1200PR of diesel locomotives TGM4 and TGM6 are presented. **Originality.** The methodology for determining the frequency of monitoring the technical condition of locomotive components has been further developed by taking into account the impact of the system of preventive, scheduled maintenance and diagnostics on the reliability of the locomotive. **Practical value.** The use of the proposed methodology for the formation of a system for repairing and diagnosing locomotives and their components will allow the formation of a system for maintaining locomotives taking into account their actual condition.

Keywords: maintenance system; frequency of control; minimization of maintenance system costs; hydraulic transmission of a locomotive

## REFERENCES

1. Aulin, V. V., Kalich, V. M., Grinkiv, A. V., & Holub, D. V. (2015). Forecasting the residual life of components and vehicles agriculture for their technical state. *Design, production and exploitation of agricultural machines*, 45(2), 28-36. (in Ukrainian)
2. Bodnar, B. E. (1997). *Teoreticheskie osnovy, opyt sozdaniya sistem ispytaniya i diagnostirovaniya teplovozov s gidrodinamicheskoy peredachey* (Doctoral dissertation). Dnipropetrovsk State Technical University of Railway Transport. Dnipropetrovsk, Ukraine. (in Russian)
3. Bodnar, B. Ye., Bobyr, D. V., & Kapitsa, M. I. (2021). *Hydraulic transmission of locomotives*. Dnipro: Drukarnia TOV pidpriemstvo «Driant». (in Ukrainian)
4. Bodnar, E. B. *Improvement of operational reliability of locomotives by Introduction of the rational maintenance system* (PhD dissertation). Ukrainian state academy of railway transport. Kharkiv, Ukraine. (in Ukrainian)
5. Bosov, A. A., Bodnar, B. Ie., & Bodnar, Ye. B. (2002). Modeljuvannja tekhnologij remontu tekhnichnykh ob'ektiv. *Visnyk Nacionaljnogho transportnogho un-tu ta TAU*, 6, 10-14. (in Ukrainian)
6. Bosov, A. A., & Bodnar, Ye. B. (2002). Vlyanye systemy sodержaniya na nadezhnost lokomotyvov. *Proceedings of the Dnipropetrovsk state technical university of railway transport*, 10, 66-68. (in Russian)
7. Bosov, A. A., & Loza, P. A. *Teoreticheskie osnovy ratsionalnogo sodержaniya podvizhnogo sostava zheleznykh dorog: monografiya*. Dnepropetrovsk: Izd-vo OOO predpriyatje «Driant». (in Russian)
8. Datsun, Yu. M. (2021). Development of scientific formation fundamentals of the intellectualized locomotive repair system (Doctoral dissertation). State Academy of Railway Transport. Kharkiv, Ukraine. (in Ukrainian)
9. Glushchenko, V. Ye. (2000). Sozdanie algoritmov diagnostirovaniya transportnykh sredstv s ispolzovaniem metodov teorii nechetkikh mnozhestv. *Vestnik VUGU*, 4, 182-187. (in Russian)
10. Zhukovytskyi, I. V., Kliushnyk, I. A., Ochkasov, O. B., & Koreniuk, R. O. (2017). Udoskonalennia zasobiv vymiriuvannia stendy obkatky hidropredach teplovoziv shliakhom vprovadzhennia mikroptsesornykh zasobiv. *Lokomotyv-Inform*, 5-6, 51-57. (in Ukrainian)
11. Kliushnyk, I. A. (2017). Research of the possibility of using neural networks in the tests of locomotive hydraulic transmissions. *Information and control systems at railway transport*, 5, 8-15. (in Ukrainian)
12. Ochkasov, A., Koreniuk, R., Cherniaev, D., & Khrystych, A. (2018). Modeling of the Self-Delaying Mode of the UGP750/1200 Hydraulic Transmission under Stand Tests. In *Proceedings of the 21th Conference for Junior Researchers 'Science – Future of Lithuania' Transport Engineering and Management* (pp. 45-48). Vilnius, Lithuania. (in Russian)
13. Skachkova, I., Bychkova, L., & Yunosheva, Y. (2020). Implementation of total productive maintenance at the machine-building enterprise. *Pryazovskyi Economic Herald*, 2(19), 136-141. DOI: <https://doi.org/10.32840/2522-4263/2020-2-23> (in Ukrainian)
14. Turenko, A. M., Migal, V. D., & Ryzhikh, L. A. (2016). *Proektirovanie diagnosticheskogo obespecheniya transportnykh mashin: uchebnoe posobie*. Kharkov: Maydan. (in Russian)
15. Bondar, B., Ochkasov, O., Petrenko, V., & Martishevskij, M. (2023). Implementing Intelligent Monitoring of the Technical Condition of Locomotive Hydraulic Transmissions. *Lecture Notes in Intelligent Transportation and Infrastructure*, 726-736. DOI: [https://doi.org/10.1007/978-3-031-25863-3\\_70](https://doi.org/10.1007/978-3-031-25863-3_70) (in English)

## ЕКСПЛУАТАЦІЯ ТА РЕМОНТ ЗАСОБІВ ТРАНСПОРТУ

16. Lee, J., Ni, J., Singh, J., Jiang, B., Azamfar, M., & Feng, J. (2020). Intelligent Maintenance Systems and Predictive Manufacturing. *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, 142(11), 1-23. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.4047856> (in English)
17. Silva Christo, E. da, Petruccelli, L. P., & Costa, K. A. (2015). Total productive maintenance in the railway system. *Jurnal Teknologi*, 76(6), 55-59. DOI: <https://doi.org/10.11113/jt.v76.5678> (in English)
18. Tartakovskyi, E., Ustenko, O., Puzyr, V., & Datsun, Y. (2017). Systems approach to the organization of locomotive maintenance on Ukraine railways. In *Rail Transport-Systems Approach* (pp. 217-236). Springer, Cham. DOI: [https://doi.org/10.1007/978-3-319-51502-1\\_5](https://doi.org/10.1007/978-3-319-51502-1_5) (in English)
19. Bodnar, B., Ochkasov, O., Bobyr, D., Korenyuk, R., & Bazaras, Ž. (2018). Using the Self-Braking Method when the Post-Overhaul Diagnostics of Diesel-Hydraulic Locomotives. In *Proceedings of 22nd International Scientific Conference. Transport Means 2018* (Pt. II, pp. 914-919). Kaunas Univ. of Technology, Klaipėda Univ., JSC Lithuanian Railways (AB “Lietuvos Geležinkeliai”). Kaunas, Lithuania. (in English)
20. Zhukovytskyi, I. V., Kliushnyk, I. A., Ochkasov, O. B., & Korenyuk, R. O. (2015). Information-measuring test system of diesel locomotive hydraulic transmissions. *Science and Transport Progress*, 5(59), 53-65. DOI: <https://doi.org/10.15802/stp2015/53159> (in English)
21. Zhukovytskyi, I. V., & Kliushnyk, I. A. (2017). Choice of the optimal parameters of measuring the shaft rotation frequency of the hydraulic transmission of the locomotive using microcontroller. *Science and Transport Progress*, 2(68), 36-45. DOI: <https://doi.org/10.15802/stp2017/99945> (in English)

Надійшла до редколегії: 25.11.2022

Прийнята до друку: 24.03.2023

# ЕЛЕКТРИЧНИЙ ТРАНСПОРТ, ЕНЕРГЕТИЧНІ СИСТЕМИ ТА КОМПЛЕКСИ

УДК 629.433:658.589

С. В. ВОЙТКІВ<sup>1\*</sup>

<sup>1\*</sup>Науково-технічний центр «Автополіпром», вул. Зубрівська, 32/24, Львів, Україна, 79066, тел. +38 (067) 447 04 90, ел. пошта voytkivsv@ukr.net, ORCID 0000-0002-7789-2081

## Розроблення й аналіз інноваційної компоувальної схеми зчленованого двосекційного трамвайного вагона

**Мета.** Основною метою роботи є розроблення та аналіз оптимальної компоувальної схеми зчленованого двосекційного трамвайного вагона для створення перспективних конкурентоспроможних моделей вагонів суттєво вищого технічного рівня, а також оцінка перспективності освоєння їх серійного виробництва за умови забезпечення максимальної пасажировмісності. **Методика.** На основі аналізу регламентованих технічних вимог до розмірних параметрів трамвайних вагонів, параметрів маневреності та допустимих навантаж на їх колісні візки, а також на основі аналізу основних технічних параметрів наявних моделей одинарних та двосекційних трамвайних вагонів, обладнаних двома двовісними колісними візками, – довжини кузовів та споряджених мас, визначено допустиму довжину їх кузовів та розрахункову масу у спорядженому стані. Два двовісні колісні візки замінено чотирма одновісними візками. **Результати.** Запропоновано й розроблено інноваційну компоувальну схему зчленованого двосекційного трамвайного вагона на основі застосування чотирьох одновісних колісних візків та мінімізації звисів секцій кузовів за умови збереження отриманої максимальної довжини одинарного трамвайного вагона та колії колісних візків і ширини вагона. Розроблено методику оцінки ефективності запропонованих конструктивних рішень та комфортабельності перевезень пасажирів одинарними та двосекційними трамвайними вагонами з двома двовісними та чотирма одновісними колісними візками, ескізні проекти яких розроблено за трьома різними компоувальними схемами. **Наукова новизна.** Уперше запропоновано компоувальну схему зчленованого двосекційного трамвайного вагона на основі інноваційного рішення – застосування замість двох двовісних колісних візків чотирьох одновісних. Розроблено методику проведення аналізу та оцінки доцільності застосування запропонованої компоувальної схеми для створення перспективних моделей двосекційного трамвайного вагона. **Практична значимість.** Обгрунтовано вибір уже на стадії розроблення ескізних пропозицій оптимальної інноваційної компоувальної схеми з чотирма одновісними колісними візками для створення перспективних конкурентоспроможних моделей зчленованих двосекційних трамвайних вагонів з оптимізованими параметрами довжини їх кузовів та номінальної пасажировмісності з вищою комфортабельністю перевезень пасажирів порівняно з наявними трамвайними вагонами-аналогами.

*Ключові слова:* двосекційний трамвайний вагон; компоувальна схема; колісний візок; розмірні параметри вагона; конструктивна досконалість вагонів; конкурентоспроможність трамвайних вагонів

### Вступ

Трамвай є одним із видів екологічно чистого міського транспорту громадського користування, тому його доволі широко застосовують у багатьох країнах світу, зокрема й у 22 вітчизняних містах. Довжина трамвайних колій у цих

містах становить понад 2 000 км, а щорічний обсяг перевезень сягає 3 млрд пасажирів.

Проте розвиток вітчизняного трамвайного транспорту, зокрема оновлення рухомого складу, відбувається вкрай повільно і супроводжується низкою суттєвих недоліків, серед яких:

## ЕЛЕКТРИЧНИЙ ТРАНСПОРТ, ЕНЕРГЕТИЧНІ СИСТЕМИ ТА КОМПЛЕКСИ

– велика частка парку трамвайних вагонів вичерпала встановлений експлуатаційний ресурс – не більше 15 років;

– велику частку складають вагони застарілих моделей, конструкції яких характеризуються високим рівнем підлоги у пасажирських приміщеннях;

– незадовільний стан більшості трамвайних колій та контактних електричних мереж.

Станом на 01 січня 2022 року вітчизняний парк пасажирських трамвайних вагонів складав 2 314 од., з яких лише 99 можна вважати новими й такими, які відповідають сучасним вимогам до перевезень пасажирів. Окрім того, лише 204 вагони перебували в експлуатації менше 15 років. Загальна зношеність усього парку трамвайних вагонів станом на початок 2021 року сягала 92,2 %.

Проблему поступової заміни вітчизняного парку зношених трамвайних вагонів можна вирішувати за трьома напрямками:

– придбання нових моделей трамвайних вагонів вітчизняних виробників (оптимальний варіант);

– реконструкція старих моделей трамвайних вагонів, які повністю вичерпали експлуатаційний ресурс, шляхом капітального ремонту кузовів із застосуванням низькопідлогових секцій у їх середній частині та нових комплектувальних виробів, зокрема тягових електричних двигунів та систем керування тяговим приводом (допустимий варіант);

– придбання трамвайних вагонів, які зняті з експлуатації в містах європейських країн (неприйнятний варіант для європейської країни).

Проте у 2022 році з 34 трамвайних вагонів, отриманих вітчизняними підприємствами електричного транспорту, нових усього 9, а вживаних – аж 25, тобто 73,5 %.

За період із 2000 року по нинішній час лише у 4 вітчизняних містах – Києві, Вінниці, Кривому Розі та Львові – були побудовані та введені в експлуатацію нові мережі трамвайних колій загальною довжиною 16,3 км.

Розвиток конструкцій сучасних трамвайних вагонів відбувається в кількох напрямках, пов'язаних із будовою вагонів і плануванням їх пасажирських салонів, із будовою окремих складових частин, зокрема колісних візків, тягових електричних двигунів тощо, а також із застосуванням різних компоновальних схем за

кількістю, типом і розміщенням колісних візків і пасажирських дверей.

Одним із магістральних напрямів розвитку конструкцій трамвайних вагонів є забезпечення низького рівня підлоги в пасажирських салонах. Відповідно до вимог ДСТУ 4876 [2], до трамвайних вагонів із низьким розташуванням підлоги належать вагони, у яких щонайменше 35 % площі підлоги пасажирського салону, відведеного для розміщення пасажирів, які стоять, утворює суцільну поверхню без сходинок, на яку можна піднятися принаймні через одні службові двері, зробивши при цьому всього один крок із землі. Саме тому нині існують два напрями створення низькопідлогових трамвайних вагонів, які передбачають:

– проектування вагонів із частково низьким рівнем підлоги, зазвичай, у середній частині пасажирських салонів одинарних чи двосекційних вагонів або в середніх секціях трисекційних вагонів;

– створення повністю низькопідлогових вагонів, тобто зі стовідсотковим низьким рівнем підлоги у пасажирських салонах.

Еволюція конструкцій трамвайних вагонів за критеріями кількості колісних візків, рівнів підлоги у пасажирських салонах та систем керування тяговими приводами показана в роботі [8]. Огляд конструктивних рішень, які застосовуються під час проектування низькопідлогових трамвайних вагонів, наведено в роботі [4]. Аналіз переваг та недоліків трамвайних вагонів із частково або повністю низьким рівнем підлоги в пасажирських салонах, проведений у роботах [9, 12], показує, що, попри тендерні вимоги щодо закупівель повністю низькопідлогових вагонів, вони далеко не однозначні, особливо з огляду на витрати на проектування та дрібносерійне виробництво таких вагонів. Адже їх собівартість суттєво вища за собівартість трамвайних вагонів із частково низьким рівнем підлоги, навіть за умови, що його частка сягає 70–80 %.

Розвиток конструкцій трамвайних колісних візків для низькопідлогових вагонів наведено в дослідженнях [6, 7].

Рекомендації щодо проектування сучасних конструкцій трамвайних вагонів, зокрема вибір типу та довжини кузова залежно від номінальної пасажиромістності, подано в роботі [11]. Проблеми, пов'язані із застосуванням у ходових

## ЕЛЕКТРИЧНИЙ ТРАНСПОРТ, ЕНЕРГЕТИЧНІ СИСТЕМИ ТА КОМПЛЕКСИ

частинах трамвайних вагонів колісних візків із незалежною підвіскою коліс, досліджено у [5].

Напрямок розвитку концептуального дизайну (екстер'єру) перспективного трамвайного вагона розглянуто в роботі [10].

Основні аспекти реконструкції та будівництва нових трамвайних ліній проаналізовано в роботі [3], зокрема, акцентовано на доцільності застосування сучасних безбаластових конструкцій трамвайних колій.

### Мета

Основною метою роботи є розроблення та аналіз інноваційної компоувальної схеми трамвайного зчленованого двосекційного вагона на основі застосування замість двох двовісних колісних візків чотирьох одновісних, а також оцінка доцільності створення на її базі перспек-

тивних конкурентоспроможних моделей трамвайних вагонів із вищим рівнем комфортабельності та освоєння їх серійного виробництва за умови забезпечення максимальної місткості.

### Методика

Огляд сучасних трамвайних вагонів показує, що в конструкціях ходових частин одинарних та деяких моделей зчленованих двосекційних вагонів застосовують два двовісні колісні візки поворотного типу, наприклад, у частково низькопідлогових одинарних вагонах моделі «Vario LF» виробництва чеської компанії «Skoda Elctric a.s.» (рис. 1, *а*) або у зчленованих двосекційних повністю низькопідлогових вагонах моделі «Stadler 82202» виробництва швейцарської фірми «Stadler Rail AG» (рис. 1, *б*).

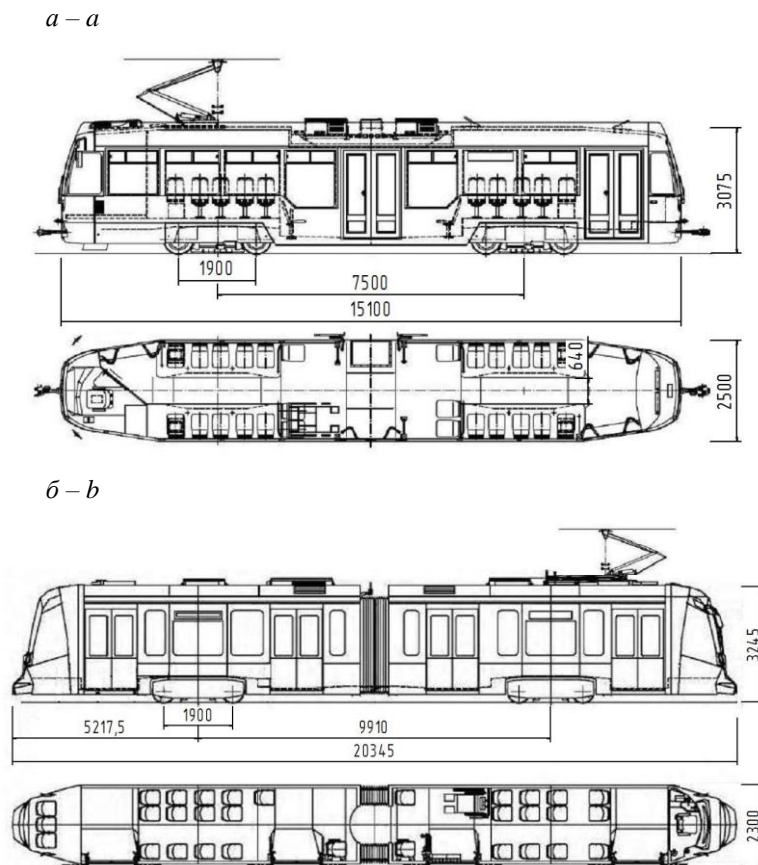


Рис. 1. Компоувальні схеми трамвайних вагонів, обладнаних двома двовісними колісними візками:  
*а* – одинарний моделі «Vario LF»; *б* – двосекційний моделі «Stadler 82202»

Fig. 1. Layout diagrams of tramcars equipped with two biaxial wheeled bogies:  
*a* – single model «Vario LF»; *b* – two-section model «Stadler 82202»

## ЕЛЕКТРИЧНИЙ ТРАНСПОРТ, ЕНЕРГЕТИЧНІ СИСТЕМИ ТА КОМПЛЕКСИ

Основні технічні параметри трамвайних вагонів моделей «Vario LF» та «Stadler 82202» наведено в табл. 1.

Таблиця 1

## Основні технічні параметри трамвайних вагонів

Table 1

## Main technical parameters of tram cars

Модель вагона	«Vario LF»	«Stadler 82202»
Розмір кузова, м:		
– довжина	15,1	20,345
– ширина	2,5	2,3
Номінальна пасажировмісність, чол.		
– за норми 5 чол./м <sup>2</sup>	105	–
– за норми 8 чол./м <sup>2</sup>	–	200
– кількість одинарних сидінь	24	31
Маса спорядженого вагона, кг	21 200	22 400
Допустима навантага на вісь:		
– кН	80,0	88,26
– кГс	8 158	9 000
Коля коліс, м	1,435	
Кількість пасажирських дверей, од.	3	4
– Тип дверей	подвійні	

Номінальна пасажировмісність будь-якого пасажирського колісного транспортного засобу громадського користування, зокрема трамвайних вагонів, обмежена допустимою місткістю:

- за площею пасажирського салону;
- за допустимою повною масою вагона,

тобто

$$N_{\text{ном}}^s \geq N_{\text{ном}} \leq N_{\text{ном}}^m, \quad (1)$$

де  $N_{\text{ном}}^s$  – допустима номінальна місткість вагона за площею пасажирського салону, призначеного для встановлення сидінь і розміщення стоячих пасажирів, чол.;  $N_{\text{ном}}^m$  – допустима номінальна місткість вагона за допустимою повною масою, чол.

Допустиму повну масу трамвайних вагонів визначають за виразом:

$$[M_{\text{п}}] = \frac{n_{\text{кв}} \times n_{\text{ос}} \times [G_{\text{кв}}]}{g}, \quad (2)$$

де  $n_{\text{кв}}$  – кількість колісних двовісних візків, од.;  $n_{\text{ос}}$  – кількість осей у колісному візку, од.;  $[G_{\text{кв}}]$  – допустима навантага на одну вісь колісного візка, Н;  $g$  – прискорення вільного падіння, м/с<sup>2</sup> ( $g = 9,81$  м/с<sup>2</sup>).

Відповідно до вимог ДСТУ 4876, допустима навантага на одну вісь двовісних трамвайних колісних візків становить 80,0 кН (8 158 кГс).

Отже, для трамвайних вагонів із двома двовісними колісними візками допустима повна маса становить  $[M_{\text{п}}] = 32\,632$  кг.

Номінальна пасажировмісність трамвайних вагонів за умови допустимої повної маси дорівнює:

$$N_{\text{ном}} = \frac{[M_{\text{п}}] - M_{\text{сп}} - m_{\text{вод}}}{m_{\text{пас}}}, \quad (3)$$

де  $M_{\text{сп}}$  – маса вагона у спорядженому стані, кг;  $m_{\text{вод}}$  – розрахункова маса водія трамвая;  $m_{\text{пас}}$  – розрахункова маса одного пасажиря, кг.

Для пасажирських колісних транспортних засобів громадського користування беруть  $m_{\text{вод}} = 75$  кг;  $m_{\text{пас}} = 68$  кг.

Отже, допустима номінальна пасажировмісність трамвайного вагона моделі «Stadler 82202», принаймні, для експлуатації на вітчизняних маршрутах, за допустимою масою пасажирів не може перевищувати 150 чол.

Номінальна пасажировмісність одинарного трамвайного вагона моделі «Vario LF» за допустимою повною масою може, навпаки, бути більшою і становити 149 чол., адже вказана місткість у 105 чол. обмежена питомою нормою стоячих пасажирів, що дорівнює 5 чол./м<sup>2</sup>. Тобто площа пасажирського салону цього вагона, призначена для розміщення стоячих пасажирів, становить:

$$S_{\text{пс}}^{\text{ст}} = \frac{(N_{\text{ном}}^{s5} - n_{\text{ос}}) \times \Delta s_5}{\Delta s_8}, \quad (4)$$

де  $N_{\text{ном}}^{s5}$  – номінальна пасажировмісність вагона за питомої норми 5 чол./м<sup>2</sup>, чол.;  $n_{\text{ос}}$  – кількість пасажирів, розміщених на одинарних си-

діннях, чол.;  $\Delta s_5$  та  $\Delta s_8$  – питомі площі на одного стоячого пасажира за питомих норм 5 та 8 чол./м<sup>2</sup> відповідно.

Питомі площі на одного пасажира становлять  $\Delta s_5 = 0,2$  м<sup>2</sup>/чол. за питомої норми 5 чол./м<sup>2</sup> та  $\Delta s_8 = 0,125$  м<sup>2</sup>/чол. за норми 8 чол./м<sup>2</sup>. Отже, номінальна пасажировмісність одинарного вагона моделі «Vario LF» за питомої норми 8 чол./м<sup>2</sup> становить 154 чол. (130 + 24). Оскільки ця місткість більша за допустиму, визначену допустимою повною масою, номінальна пасажировмісність одинарного трамвая моделі «Vario LF», довжина кузова якого становить 14,1 м, обмежена величиною 149 чол.

Якщо номінальна пасажировмісність одинарного вагона за обома обмежувальними критеріями (149 чол.) більша ніж двосекційного вагона (146 чол.) за умови застосування однакової питомої норми 8 чол./м<sup>2</sup>, то експлуатація двосекційного вагона є економічно недоцільною.

Отже, у процесі ескізного проектування нових перспективних трамвайних вагонів, за умови застосування двох двовісних колісних візків, визначальними є розмірні параметри, параметри мас та номінальна пасажировмісність одинарного вагона.

Оскільки колеса двовісних колісних візків поворотного типу під час руху по криволінійних ділянках маршрутів із мінімально допустимими радіусами кривизни рейок займають доволі багато місця і суттєво зменшують ширину між арками колісних візків, пропонуємо такі способи зменшення цього недоліку:

- застосування двосекційних вагонів із довжиною кузовів, максимально можливою для одинарного вагона із шириною кузова, рівною 2,5 м;
- застосування замість двох двовісних колісних візків чотирьох одновісних.

Перший спосіб передбачає застосування неповоротних колісних візків за рахунок значного зменшення довжини кузова кожної секції вагона.

Другий спосіб полягає в застосуванні одновісних колісних візків у двох варіантах:

- поворотного типу зі спільною віссю коліс;
- із незалежною підвіскою і вільним повертанням кожного колеса.

За рахунок того, що вертикальна вісь обертання одновісного колісного візка проходить через вісь коліс, а не через вісь двовісного візка, кут його повороту буде меншим. Тому ширина арок коліс одновісного візка теж буде меншою порівняно з арками коліс двовісного візка. Ще меншою буде ширина арок коліс із незалежною підвіскою.

Отже, для проведення досліджень необхідне розроблення ескізних проектів одинарного і зчленованих двосекційних вагонів на основі застосування традиційних компоновальних схем із двома двовісними колісними візками та інноваційної компоновальної схеми з чотирма одновісними колісними візками.

### Результати

Для розроблення ескізних проектів одинарного та двосекційних трамвайних вагонів за пропонуваними компоновальними схемами взято такі вихідні параметри:

- ширина кузова вагонів – 2,5 м;
- база колісного візка – 1,8 м;
- діаметр колеса візка – 0,6 м;
- ширина колії візка – 1,524 м;
- довжина шарнірної секції зчленованих вагонів – 0,8 м.

Довжину кузова одинарного трамвайного вагона визначають графічним методом за умови забезпечення вимоги маневреності. Відповідно до вимог ДСТУ 4070 [1], трамвайний вагон, призначений для експлуатації на коліях шириною 1,524 м, повинен проходити криву ділянку шляху радіусом 20 м, при цьому точки його кузова, які найбільш виступають, повинні описувати кола радіусом:

- із зовнішньої сторони кривої – не більше 21,8 м;
- із внутрішньої сторони кривої – не менше 18,4 м.

Визначення довжини кузова одинарного вагона графічним способом за взятих вихідних параметрів відповідно до вказаних вище вимог наведено на рис. 2.

Для вагона, ширину кузова якого 2,5 м, колісна база становить 7,45 м. Довжину вагона взято 15,6 м за ширини передньої і задньої стінок 1,47 м.

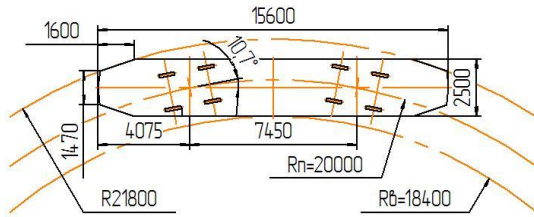


Рис. 2. Визначення довжини одинарного трамвайного вагона

Fig. 2. Determining the length of a single tramcar

Відповідно до запропонованої концепції створення зчленованих двосекційних трамвайних вагонів, довжину їх кузовів беремо рівною довжині одинарного вагона, тобто 15,6 м. Розмірні параметри секцій кузовів вагонів показано на рис. 3.

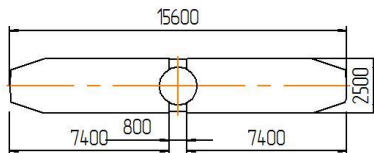


Рис. 3. Розмірні параметри кузовів двосекційних трамвайних вагонів

Fig. 3. Dimensional parameters of two-section tramcar bodies

Остаточне визначення розмірних параметрів двосекційного вагона, обладнаного двома двовісними колісними візками, показано на рис. 4.

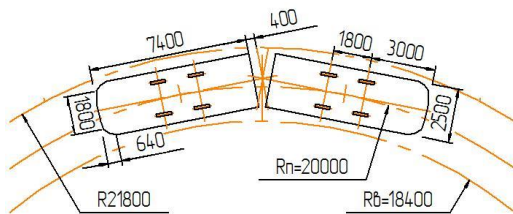


Рис. 4. Розмірні параметри кузова двосекційного трамвайного вагона, обладнаного двома двовісними колісними візками

Fig. 4. Dimensional parameters of the body of a two-section tramcar equipped with two biaxial wheeled bogies

Остаточне визначення розмірних параметрів двосекційного вагона на основі застосування запропонованої інноваційної компоновальної схеми, обладнаного чотирма одновісними колісними візками, показано на рис. 5.

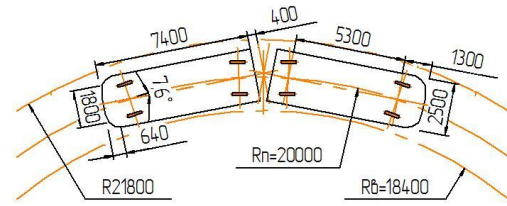


Рис. 5. Розмірні параметри кузова двосекційного трамвайного вагона, обладнаного чотирма одновісними колісними візками

Fig. 5. Dimensional parameters of the body of a two-section tramcar equipped with four uniaxial wheeled bogies

Порівняння кутів поворотів двовісних (рис. 2) та одновісних (рис. 5) колісних візків показує, що застосування запропонованої інноваційної компоновальної схеми з чотирма одновісними колісними візками забезпечує зменшення кутів поворотів до  $7,6^\circ$ , тобто на  $3,1^\circ$ . Звісно, зменшення кутів поворотів одновісних колісних візків у сукупності зі значно меншим вильотом їх коліс (рис. 6) забезпечує суттєве збільшення ширини проходів між колісними арками візків.

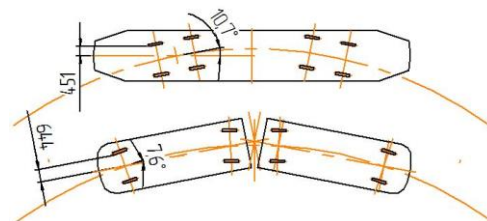


Рис. 6. Визначення вильоту коліс трамвайних двовісних та одновісних візків

Fig. 6. Determination of wheel overhang for tram biaxial and uniaxial bogies

Із рис. 6 зрозуміло, що запропонована інноваційна компоновальна схема двосекційного трамвайного вагона, яка передбачає застосування чотирьох одновісних колісних візків, забезпечує більшу ширину між колісними арками на 0,38 м.

З іншого боку, у ходовій частині двосекційного вагона, обладнаного двома двовісними колісними візками, узагалі застосовують неповоротні візки, що забезпечує більшу ширину між колісними арками на 0,114 м відносно до компоновальної схеми з чотирма одновісними візками. Проте розміщення колісних візків майже у середніх частинах пасажирських салонів передньої та задньої секцій кузовів негати-

## ЕЛЕКТРИЧНИЙ ТРАНСПОРТ, ЕНЕРГЕТИЧНІ СИСТЕМИ ТА КОМПЛЕКСИ

вно впливає на оптимальність їх планування.

Для проведення досліджень з оцінки технічної досконалості та комфортабельності перевезень пасажирів одинарним та зчленованими двосекційними вагонами з розмірними параметрами, наведеними на рис. 2, 4 та 5, розроблено ескізні проекти вагонів за умови розміщення в пасажирських салонах однакової кількості одинарних сидінь.

Планування пасажирського салону двосекційного вагона моделі АПП–Тд01, спроектованого на основі пропонованої компоувальної схеми з чотирма одновісними колісними візками поворотного типу, взяте як базове за кількістю одинарних пасажирських сидінь, наведено на рис. 7.

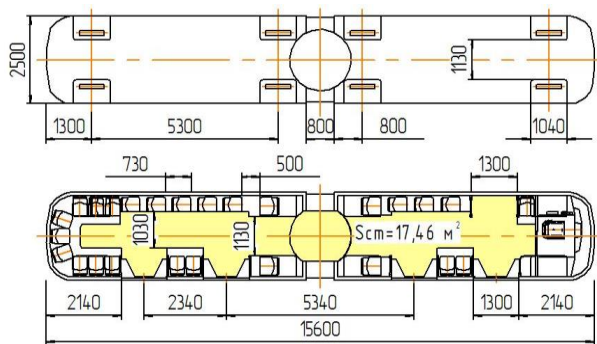


Рис. 7. Планування пасажирського салону двосекційного трамвайного вагона моделі АПП–Тд01

Fig. 7. Layout of the passenger compartment of a two-section tramcar of the APP–Td01 model

Максимально можливу номінальну пасажиромісність трамвайного вагона, регламентовану площею пасажирського салону, визначаємо таким чином:

$$N_{\text{ном}}^{\text{с8}} = n_{\text{ос}} + \Delta s_8 \times S_{\text{пс}}^{\text{с8}}. \quad (5)$$

Оскільки в пасажирському салоні двосекційного вагона моделі АПП–Тд01 за взятого варіанта дворядного планування вдалося встановити 26 одинарних сидінь, то  $N_{\text{ном}}^{\text{с8}} = 166$  чол.

Планування пасажирського салону двосекційного вагона моделі АПП–Тд02, спроектованого на основі компоувальної схеми з двома двовісними колісними візками неповоротного типу, за умови  $n_{\text{ос}} = 26$  сид., наведено на рис. 8.

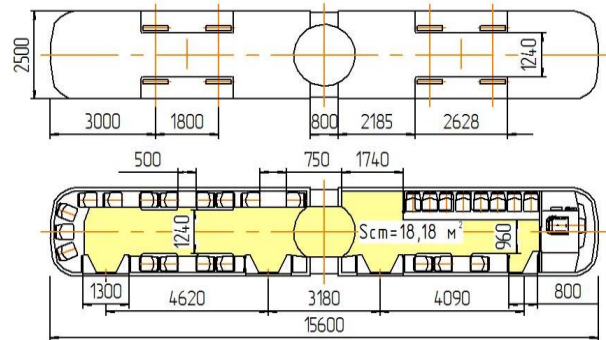


Рис. 8. Планування пасажирського салону двосекційного трамвайного вагона моделі АПП–Тд02

Fig. 8. Layout of the passenger compartment of a two-section tramcar of the APP–Td02 model

Планування пасажирського салону одинарного вагона моделі АПП–То01, спроектованого на основі компоувальної схеми з двома двовісними колісними візками поворотного типу, за умови  $n_{\text{ос}} = 26$  сид., наведено на рис. 9.

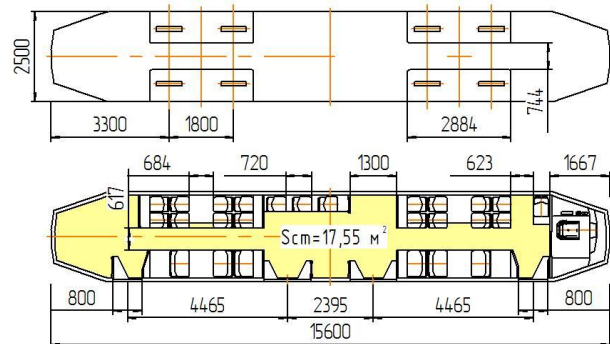


Рис. 9. Планування пасажирського салону одинарного трамвайного вагона моделі АПП–То01

Fig. 9. Layout of the passenger compartment of a single tramcar of the APP–To01 model

Розрахункову максимальну номінальну пасажиромісність двосекційних трамвайних вагонів моделей АПП–Тд01 і АПП–Тд02 та одинарного вагона моделей АПП–То01, регламентовану площами їх пасажирських салонів за питомої норми 8 чол./м<sup>2</sup>, наведено в табл. 2.

Як видно з планувань пасажирських салонів вагонів моделей АПП–Тд01 та АПП–То01, для їх комплектації застосовано, окрім одинарних сидінь шириною 0,42 м, сидіння збільшеної ширини до 0,522 та 0,743 м, відповідно, призначених для розміщення пасажирів із дітьми.

Таблиця 2

**Розрахункові параметри пасажировмісності  
трамвайних вагонів  
моделей АПП–Тд01, АПП–Тд02 та АПП–То01**

Table 2

**Design parameters of passenger capacity of tramcars  
of APP–Td01, APP–Td02 and APP–To01 models**

Модель вагона	АПП–Тд01	АПП–Тд02	АПП–То01
Розмірні параметри кузовів, м:	15,6		
– довжина	15,6		
– ширина	2,5		
Номінальна пасажировмісність за площею пасажирського салону, $N_{\text{ном}}^{s8}$ , чол.:	166   171   166		
– за нормі 8 чол./м <sup>2</sup>	166	171	166
– кількість одинарних сидінь:	26		
– нормальної ширини	22	26	20
– збільшеної ширини	4	–	6

Максимальну номінальну пасажировмісність трамвайних вагонів за допустимою повною масою визначаємо за формулою (3). Масу спорядженого вагона пропонуємо визначати за питомою масою вагонів-аналогів:

$$M_{\text{сп}} = \Delta m_{\text{сп}}^k \times k_b \times L_k, \quad (6)$$

де  $\Delta m_{\text{сп}}^k$  – питома маса спорядженого кузова двосекційного вагона-аналога сучасної моделі, обладнаного двома двовісними колісними візками, кг/м;  $k_b$  – коефіцієнт, який враховує збільшення або зменшення спорядженої маси кузова проєктованого вагона, ширина кузова якого більша або менша за ширину кузова вагона-аналога;  $L_k$  – довжина кузова проєктованого вагона, м.

Питома маса спорядженого кузова вагона-аналога без урахування мас колісних візків, пантографа, комплектувальних виробів системи керування тяговим приводом, пасажирських сидінь та сидіння водія становить:

$$\Delta m_{\text{сп}}^k = \frac{M_{\text{сп}}^a - \left( 2m_{\text{кв}} + m_{\text{п}} + m_{\text{ск}} + n_{\text{ос}} \times m_{\text{ос}} + m_{\text{св}} \right)}{L_k^a}, \quad (7)$$

де  $M_{\text{сп}}^a$  – споряджена маса вагона-аналога, кг;  $m_{\text{кв}}$  – маса колісного двовісного візка з колією відповідної ширини, кг;  $m_{\text{п}}$  – маса пантографа, кг;  $m_{\text{ск}}$  – маса комплектувальних виробів системи керування тяговим приводом, кг;  $m_{\text{ос}}$  – маса одинарного пасажирського сидіння, кг;  $m_{\text{св}}$  – маса сидіння водія, кг;  $L_k^a$  – довжина кузова вагона-аналога, м.

На етапі ескізного проєктування рекомендовано брати  $m_{\text{кв}} = 4\,800$  кг (для візка з колією 1,542 м),  $m_{\text{п}} = 340$  кг,  $m_{\text{ск}} = 1\,000$  кг,  $m_{\text{ос}} = 10$  кг,  $m_{\text{св}} = 25$  кг. Отже,  $\Delta m_{\text{сп}}^k = 547$  кг/м.

Для проведення розрахунків із визначення параметрів мас проєктованих вагонів на стадії розроблення ескізних пропозицій рекомендовані величини  $k_b$  визначаємо за виразами:

$$k_b = \frac{B_k^{\text{пп}}}{B_k^{\text{ан}}}, \quad \text{при } B_k^{\text{пп}} > B_k^{\text{ан}}; \quad (8.1)$$

$$k_b = \frac{B_k^{\text{ан}}}{B_k^{\text{пп}}}, \quad \text{при } B_k^{\text{пп}} < B_k^{\text{ан}}, \quad (8.2)$$

де  $B_k^{\text{пп}}$  та  $B_k^{\text{ан}}$  – ширина кузова проєктованого вагона та вагона-аналога відповідно, м.

Для вагона моделі «Stadler 82202» споряджена маса дорівнює 22 400 кг за ширини кузова  $B_k^{\text{ан}} = 2,3$  м;  $\Delta m_{\text{сп}}^k = 547$  кг/м. Тому для проєктованих вагонів із шириною кузовів  $B_k^{\text{пп}} = 2,5$  м  $k_b = 1,087$ ;  $\Delta m_{\text{сп}}^k = 595$ , кг/м.

Отже, споряджена маса кузовів вагонів моделі АПП–Тд02 становить  $M_{\text{сп}} = 20\,520$  кг, вагона АПП–Тд01 –  $M_{\text{сп}} = 20\,530$  кг (з урахування чотирьох ширших сидінь). Споряджена маса одинарного вагона АПП–То01 дорівнює 20 570 кг.

Розрахункову максимальну та фактичну номінальну пасажировмісність двосекційних трамвайних вагонів моделей АПП–Тд01 і АПП–Тд02 та одинарного вагона моделі АПП–То01, регламентовану допустимою повною масою вагонів, наведено в табл. 3.

Таблиця 3

**Розрахункові параметри пасажировмісності трамвайних вагонів моделей АПП–Тд01, АПП–Тд02 та АПП–То01**

Table 3

**Design parameters of passenger capacity of tramcars of APP–Td01, APP–Td02 and APP–To01 models**

Модель вагона	АПП–Тд01	АПП–Тд02	АПП–То01
Максимальна номінальна пасажировмісність вагонів, чол.:			
– за площею пасажирського салону за норми 8 чол./м <sup>2</sup>	166	171	166
– за допустимою повною масою		178	177
Номінальна пасажировмісність вагонів, чол.	166	171	166

Оскільки довжина й ширина кузовів вагонів порівнюваних моделей однакові, а їх споряджені маси відрізняються всього на 10...50 кг, для проведення оцінки їх конструктивної та експлуатаційної досконалості пропонуємо такі показники:

– коефіцієнт питомої номінальної пасажировмісності за площею пасажирського салону:

$$k_N^s = 1 - k_p \times \frac{S_{\text{пс}}}{N_{\text{ном}}}, \quad (9)$$

де  $k_p$  – коефіцієнт розмірності, м<sup>2</sup>/чол.;  $S_{\text{пс}}$  – площа пасажирського салону, м<sup>2</sup> (визначають графічним способом);

– коефіцієнт кількості пасажирських дверей:

$$k_{\text{дв}}^n = 1 - \frac{1}{2n_{\text{пдв}} + n_{\text{одв}}}, \quad (10)$$

де  $n_{\text{пдв}}$  та  $n_{\text{одв}}$  – кількість пасажирських дверей подвійних та одинарних відповідно, од;

– коефіцієнт рівномірності розміщення пасажирських дверей за довжиною пасажирського салону:

$$k_{\text{дв}}^l = \frac{\sum l_{\text{дв}}}{L_{\text{к}} - (l_{\text{вв}} + t_{\text{зс}})}, \quad (11)$$

де  $\sum l_{\text{дв}}$  – сума відстаней між двома суміжними пасажирськими дверима, м;  $l_{\text{вв}}$  – довжина відділення водія трамвая, м;  $t_{\text{зс}}$  – товщина задньої стінки кузова вагона, м;

– коефіцієнт зручності проходу (ширини проходу) по пасажирському салону:

$$k_{\text{пр}} = \frac{b_{\text{пр}}^{\text{мін}}}{B_{\text{к}}^{\text{пр}} - 2t_{\text{б}}}, \quad (12)$$

де  $b_{\text{пр}}^{\text{мін}}$  – найменша ширина проходу по пасажирському салону вагона, м;  $t_{\text{б}}$  – товщина боковини кузова вагона, м;

– коефіцієнт розміщення (орієнтації відносно напрямку руху) одинарних пасажирських сидінь, який характеризує комфортабельність перевезень пасажирів:

$$k_{\text{ос}}^p = 1 - \frac{1,25n_{\text{ос}}^6 + 1,5n_{\text{ос}}^3}{\sum n_{\text{ос}}}, \quad (13)$$

де 1,25 і 1,5 – коефіцієнти, які враховують незручність проїзду на сидіннях, установлених спинками до боковин кузова та проти напрямку руху відповідно, м;  $n_{\text{ос}}^6$  та  $n_{\text{ос}}^3$  – кількість одинарних сидінь, установлених спинками до боковин кузова та проти напрямку руху відповідно, од;

– коефіцієнт застосування пасажирських сидінь збільшеної ширини (для пасажирів із дітьми дошкільного віку):

$$k_{\text{од}}^b = \frac{n_{\text{од}}^b}{n_{\text{од}}} \times \frac{b_{\text{од}}^b}{b_{\text{од}}}, \quad (14)$$

де  $n_{\text{од}}^b$  – кількість одинарних сидінь збільшеної ширини, од.;  $b_{\text{од}}^b$  та  $b_{\text{од}}$  – ширина сидінь збільшеної та нормальної (регламентованої) ширини відповідно, м;

– коефіцієнт маневреності трамвайного вагона

$$k_{\text{ман}} = 1 - \frac{b_{\text{кор}}^{\text{пр}}}{b_{\text{кор}}^p}, \quad (15)$$

де  $b_{\text{кор}}^{\text{пр}}$  – ширина коридору в разі руху вагона по кривій радіусом 20,0 м;  $b_{\text{кор}}^p$  – допустима

## ЕЛЕКТРИЧНИЙ ТРАНСПОРТ, ЕНЕРГЕТИЧНІ СИСТЕМИ ТА КОМПЛЕКСИ

ширина коридору під час руху вагона по кривій радіусом 20,0 м (для вагонів із шириною кузова 2,5 м  $b_{\text{кор}}^p = 3,4$  м).

Для проведення розрахунків узято такі величини параметрів:  $l_{\text{вв}} = 1,667$  м;  $t_{\text{зс}} = 0,1$  м;  $t_6 = 0,1$  м.

Інші параметри вагонів запропонованих моделей визначено на основі розроблених планувальних їх пасажирських салонів.

Результати проведених розрахунків із визначення коефіцієнтів конструктивної досконалості трамвайних вагонів порівнюваних моделей наведено в табл. 4.

Таблиця 4

**Розрахункові коефіцієнти конструктивної досконалості трамвайних вагонів моделей АПП–Тд01, АПП–Тд02 та АПП–То01**

Table 4

**Design coefficients of structural perfection of tramcars of APP–Td01, APP–Td02 and APP–To01 models**

Модель вагона	АПП–Тд01	АПП–Тд02	АПП–То01
Номинальна пасажировмісність вагона, чол.	166	171	166
Площа пасажирського салону, м <sup>2</sup>	30,735		31,046
Коефіцієнт питомої номінальної пасажировмісності, $k_N^s$ , чол./м <sup>2</sup>	0,815	0,820	0,813
Кількість пасажирських дверей, од.:			
– подвійних	4	3	2
– одинарних	–	1	2
Коефіцієнт кількості пасажирських дверей, $k_{\text{дв}}^n$	0,875	0,857	0,833
Довжина пасажирського салону, м	13,833		
Сумарна відстань між серединами суміжних дверей, м	10,02	11,89	11,325
Коефіцієнт рівномірності розміщення пасажирських дверей, $k_{\text{дв}}^l$	0,724	0,859	0,819
Мінімальна ширина проходу по пасажирському салону, м	1,03	0,96	0,617
Коефіцієнт ширини проходів по пасажирському салону, $k_{\text{пр}}$	0,448	0,417	0,268
Кількість одинарних сидінь, розміщених:			
– спинками до боковин кузова	11	8	1
– спинками проти напрямку руху	2	6	11
Коефіцієнт розміщення одинарних пасажирських сидінь, $k_{\text{ос}}^p$	0,356	0,269	0,317
Кількість одинарних сидінь, од.:			
– регламентованої ширини	22	26	20
– збільшеної ширини	4	–	6
Ширина одинарних сидінь, м:			
– регламентованої ширини	0,42		
– збільшеної ширини	0,522	–	0,743

Продовження табл. 4

Continuation of Table 4

Модель вагона	АПП–Тд01	АПП–Тд02	АПП–То01
Коефіцієнт застосування пасажирських сидінь більшої ширини, $k_{од}^b$	0,226	–	0,408
Ширина коридору в разі руху вагона по кривій радіусом 20,0 м, м:			
– розрахункова	2,74	2,78	3,39
– допустима		3,4	
Коефіцієнт маневреності вагона, $k_{ман}$	0,194	0,182	0,003

Загальний коефіцієнт конструктивної та експлуатаційної досконалості визначаємо за виразом:

$$k_K = \frac{k_N^s + k_{дв}^n + k_{дв}^l + k_{пр} + k_{ос}^p + k_{ман}}{6}. \quad (16)$$

Розрахункову величину загального коефіцієнта конструктивної та експлуатаційної досконалості порівнюваних моделей трамвайних вагонів, розроблених за різними компоновальними схемами, наведено в табл. 5.

Таблиця 5

**Коефіцієнт конструктивної та експлуатаційної досконалості трамвайних вагонів моделей АПП–Тд01, АПП–Тд02 та АПП–То01**

Table 5

**Coefficient of structural and operational perfection of tramcars of APP–Td01, APP–Td02 and APP–To01 models**

Модель вагона	АПП–Тд01	АПП–Тд02	АПП–То01
Сумарний коефіцієнт конструктивної та експлуатаційної досконалості вагонів, $k_E$	0,520	0,486	0,495

### Наукова новизна та практична значимість

Уперше розроблено методику об'єктивної оцінки конструктивної та експлуатаційної досконалості трамвайних вагонів з однаковими розмірними параметрами їх кузовів – довжиною і шириною, створеними за трьома різними

компоновальними схемами на основі застосування двох двовісних або чотирьох одновісних колісних візків.

Обґрунтовано вибір уже на стадії розроблення ескізних пропозицій інноваційної компоновальної схеми з чотирма одновісними колісними візками для створення перспективних конкурентоспроможних моделей зчленованих двосекційних трамвайних вагонів.

### Висновки

Пропонована компоновальна схема для створення нових перспективних моделей зчленованих двосекційних трамвайних вагонів на основі застосування чотирьох одновісних колісних візків забезпечує такі конкурентні переваги порівняно з одинарними або двосекційними вагонами, обладнаними двома двовісними колісними візками, за умови однакових розмірних параметрів їх кузовів – довжини, ширини і висоти:

- установлення у кожній секції вагона двох подвійних пасажирських дверей;
- забезпечення кращих умов проходів по пасажирському салону за рахунок більш широких проходів;
- більш комфортабельне розміщення одинарних пасажирських сидінь, лише два з яких установлені спинками проти напрямку руху;
- установлення в пасажирському салоні чотирьох пасажирських сидінь, ширина яких більша на 24,3 %.

Оскільки номінальна пасажиромісткість вагона моделі АПП–Тд01 регламентована площею пасажирського салону, вона може бути збільшена за рахунок оптимізації довжини його кузова за умови рівності місткостей вагона за

площею пасажирського салону і за допустимою масою пасажирів.

Подальші дослідження повинні бути пов'язані з більш точним визначенням маси спорядженого вагона за рахунок зменшення маси несного кузова, оскільки кожна його сек-

ція спирається на два одновісні візки, тобто силова схема секцій кузовів більш оптимальна. Окрім того, одновісні візки можуть бути виконані в безредукторному варіанті, тобто з меншою власною масою.

### СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. ДСТУ 4070-2002. Вагони трамвайні. Вимоги безпеки й охорони навколишнього середовища. [Чинний від 2002-03-19]. Київ : Держспоживстандарт України, 2009. 33 с.
2. ДСТУ 4876:2007. Вагони трамвайні пасажирські. Загальні технічні вимоги. [Чинний від 2007-11-21]. Київ : Держспоживстандарт України, 2009. 39 с.
3. Палант О. Ю., Джабраїлов А. М. Економічні переваги конструкцій будови трамвайних колій. *Економічний простір*. 2021. № 171. С. 42–46. DOI: <https://doi.org/10.32782/2224-6282/171-7>
4. Chudzikiewicz A., Maciejewski I., Krzyzynski T., Krzyszkowski A., Stelmach A. Electric Drive Solution for Low-Floor City Transport Trams. *Energies*. 2022. Vol. 15. Iss. 13. P. 1–18. DOI: <https://doi.org/10.3390/en15134640>
5. Chudzikiewicz A., Sowiński B. Modelling and simulation of trams bogies with fully independently rotating wheels. *Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks: Proceedings of the 24th International Symposium on Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks (IAVSD 2015) (Graz, 17-21 August 2015)*. Graz, 2015. P. 1427–1434.
6. Jeong N-T., Wangl M., Yoo S., Kim W-K., Han S-Y., Lee H-Y., Suh M-W. Conceptual design of high-speed semi-low-floor bogie for train-tram. *International Journal of Automotive Technology*. 2017. Vol. 18. Iss. 3. P. 523–533. DOI: <https://doi.org/10.1007/s12239-017-0052-2>
7. Kolař J. Design of a Wheelset Drive. *Transactions on Electrical Engineering*. 2015. Vol. 4, No. 1. P. 11–19.
8. Kolař J. Trends of development in conception of sectioned low-floor tramways. 2007. URL: <https://portal.cvut.cz/wp-content/uploads/2017/04/HP2007-34-Kolar.pdf>
9. Megna G., Bracciali A. Technical Comparison of Commercially Available Trams and Review of Standardization Frame and Design Principles. *Urban Rail Transit*. 2022. Vol. 8. Iss. 1. P. 16–31. DOI: <https://doi.org/10.1007/s40864-021-00163-6>
10. Orekhov V. V., Abbasov I. B. Conceptual Modeling of a Tramcar. *International Journal of Science and Research (IJSR)*. 2021. Vol. 10. Iss. 4. P. 1115–1121.
11. Smatlak J. Development of Guidelines for Modern Streetcar Vehicles. 2012. URL: <http://reconnectingamerica.org/assets/Uploads/20120906SmatlakLRTConferencePaper.pdf>
12. Von Rohr J. Low-Floor Light Rail Vehicle Development in Europe. *Transportation research record 1361*. 1992. P. 66–72

S. V. VOYTKIV<sup>1\*</sup>

<sup>1\*</sup>Scientific and Technical Center «Avtopoliprom», Zubrivska St., 32/24, Lviv, Ukraine, 79066, tel. +38 (067) 447 04 90, e-mail [voytkivsv@ukr.net](mailto:voytkivsv@ukr.net), ORCID 0000-0002-7789-2081

## Development and Analysis of an Innovative Layout Scheme of an Articulated Two-Section Tram Tramcar

**Purpose.** The main objective of the work is to develop and analyze the optimal layout of an articulated two-section tramcar for the creation of promising competitive models of cars of a significantly higher technical level, as well as to assess the prospects for their mass production provided that the maximum passenger capacity is ensured. **Methodology.** Based on the analysis of the regulated technical requirements for the dimensional parameters of tramcars, maneuverability parameters and permissible loads on their wheeled bogies, as well as on the analysis of the main technical parameters of existing models of single and two-section tramcars equipped with two biaxial wheeled bogies - body length and curb weight - the permissible length of their bodies and the estimated weight in the equipped state were determined. Two biaxial wheeled bogies were replaced by four uniaxial bogies.

**Findings.** An innovative layout of an articulated two-section tramcar based on the use of four single-axle wheeled bogies and minimization of overhangs of body sections was proposed and developed, provided that the maximum length of a single tramcar and the track of wheeled bogies and the width of the car were preserved. A methodology has been developed for assessing the effectiveness of the proposed design solutions and the comfort of passenger transportation by single and two-section tramcars with two biaxial and four single-axial wheeled bogies, the preliminary designs of which have been developed according to three different layout schemes. **Originality.** For the first time, a layout of an articulated two-section tramcar is proposed based on an innovative solution - the use of four uniaxial wheeled bogies instead of two biaxial ones. A methodology for analyzing and evaluating the feasibility of using the proposed layout for creating promising models of a two-section tramcar has been developed. **Practical value.** The choice of an optimal innovative layout scheme with four uniaxial wheeled bogies for the creation of promising competitive models of articulated two-section tramcars with optimized parameters of their body length and nominal passenger capacity with higher passenger comfort compared to existing analog tramcars has been substantiated at the stage of developing draft proposals.

**Keywords:** two-section tramcar; layout diagram; wheeled bogie; dimensional parameters of the car; constructive perfection of cars; competitiveness of tramcars

## REFERENCES

1. *Vahony tramvaini. Vymohy bezpeky y okhorony navkolyshnoho seredovyshcha, 33 DSTU 4070-2002.* (2002). (in Ukrainian)
2. *Vahony tramvaini pasazhyrski. Zahalni tekhnichni vymohy, 39 DSTU 4876:2007.* (2007). (in Ukrainian)
3. Palant, O., & Dzhabrailov, A. (2021). Economic advantages of the construction structure of tram lines. *Economic Scope, 171*, 42-46. DOI: <https://doi.org/10.32782/2224-6282/171-7> (in Ukrainian)
4. Chudzikiewicz, A., Maciejewski, I., Krzyżyński, T., Krzyszkowski, A., & Stelmach, A. (2022). Electric Drive Solution for Low-Floor City Transport Trams. *Energies, 15*(13), 1-18. DOI: <https://doi.org/10.3390/en15134640> (in English)
5. Chudzikiewicz, A., & Sowiński, B. (2015). Modelling and simulation of trams bogies with fully independently rotating wheels. In *Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks: Proceedings of the 24th International Symposium on Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks (IAVSD 2015)* (pp. 1427-1434). Graz, Austria. (in English)
6. Jeong, N.-T., Wang, M., Yoo, S., Kim, W.-K., Han, S.-Y., Lee, H.-Y., & Suh, M.-W. (2017). Conceptual design of high-speed semi-low-floor bogie for train-tram. *International Journal of Automotive Technology, 18*(3), 523-533. DOI: <https://doi.org/10.1007/s12239-017-0052-2> (in English)
7. Kolař, J. (2015). Design of a Wheelset Drive. *Transactions on Electrical Engineering, 4*(1), 11-19. (in English)
8. Kolař, J. (2007). Trends of development in conception of sectioned low-floor tramways. Retrieved from <https://portal.cvut.cz/wp-content/uploads/2017/04/HP2007-34-Kolar.pdf> (in Czech)
9. Megna, G., & Bracciali, A. (2022). Technical Comparison of Commercially Available Trams and Review of Standardization Frame and Design Principles. *Urban Rail Transit, 8*(1), 16-31. DOI: <https://doi.org/10.1007/s40864-021-00163-6> (in English)
10. Orekhov, V. V., & Abbasov, I. B. (2021). Conceptual Modeling of a Tramcar. *International Journal of Science and Research (IJSR), 10*(4), 1115-1121. (in English)
11. Smatlak, J. (2012). Development of Guidelines for Modern Streetcar Vehicles. Retrieved from <http://reconnectingamerica.org/assets/Uploads/20120906SmatlakLRTConferencePaper.pdf> (in English)
12. Von Rohr, J. (1992). Low-Floor Light Rail Vehicle Development in Europe. *Transportation research record 1361*, 287-295. (in English)

Надійшла до редколегії: 25.11.2022

Прийнята до друку: 27.03.2023

# МАТЕРІАЛОЗНАВСТВО

UDC 621.3.03:621.315.55

S. M. AHADZADE<sup>1</sup>, I. A. VAKULENKO<sup>2\*</sup>, K. ASGAROV<sup>3</sup>

<sup>1</sup>Dep. «Physics and Techniques of High Voltages», Institute of Physics of Azerbaijan National Academy of Sciences, H. Dzhavida Av., 131, AZ-1143, Baku, Azerbaijan, tel. +99 (412) 539 32 63, e-mail ahadzade1979@gmail.com, ORCID 0000-0002-0892-8933

<sup>2</sup>Dep. «Applied Mechanics and Materials Science», Ukrainian State University of Science and Technologies, Lazaryana St., 2, Dnipro, Ukraine, 49010, tel. +38 (056) 373 15 56, e-mail vakulenko\_igor@ukr.net, ORCID 0000-0002-7353-1916

<sup>3</sup>Dep. «Mechanical Engineering», Karabük University of Turkey, Karabük, Turkey, 78050, tel. +90 (538) 455 04 45, e-mail hangardasaskerov@karabuk.edu.tr, ORCID 0000-0003-4771-3406

## Influence Factors on Electrophysical Parameters of Composite Varistors

**Purpose.** The work is aimed to evaluate the influence of the structural state of polymer phase on the response voltage and nonlinearity coefficient of a multilayer varistor based on zinc oxide. **Methodology.** Zinc oxide consisted of 97% zinc oxide and 3% total oxides of Bi<sub>2</sub>O<sub>3</sub>, Co<sub>3</sub>O<sub>4</sub>, MnO<sub>2</sub>, B<sub>2</sub>O<sub>3</sub>, SbO<sub>3</sub>, ZrO<sub>2</sub>, Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>. To obtain the composite of thermoplastic polymers and zinc oxide, non-polar and polar polymers, high pressure polyethylene and polyvinylidene fluoride were used. The composites were obtained by hot pressing at the melting temperature of the polymer phase and a pressure of 15 MPa. After that, using silver paste measuring electrodes 10 mm in diameter were applied to the surface of the synthesized samples and then current–voltage characteristics were measured. Modification of composites under the action of gas-discharge plasma was carried out in a special cell that creates a dielectric-gas-composite system. The composites structure was studied by X-ray diffraction analysis and IR spectroscopy. **Findings.** The obtained experimental results show that the size of inorganic phase particles significantly affects the current-voltage characteristics of the composite varistor: at a given thickness of the composite varistor, the operation voltage decreases markedly, and the nonlinearity coefficient increases. The influence of electric discharge plasma on the polymer zinc oxide-composite results in a significant change in the permittivity and the concentration of local levels at the separation boundary of the composite. The results research showed that electrical plasma effect on the response voltage depends on the polarity of polymer matrices. Moreover, plasma processing itself significantly changes the structure of the polymer phase in the composite. **Originality.** The magnitude of the potential barrier at the phase boundary is mainly determined by the volume fraction and size of the main structural element of ZnO ceramics. The change in the structural state of the polymer matrix allows adjusting the response voltage and nonlinearity coefficient of volt-ampere characteristic of the multilayer varistor. **Practical value.** The discovered development of electron-ion processes in the polymer phase of the varistor indicates the need of taking into account the change in its service characteristics from the duration and intensity of use. The result obtained shows not only the reason for the properties change, but also the need to develop the measures to increase the service life of varistor.

*Keywords:* amorphous state; boundary; phase; varistor; ceramic; electric current; conductivity

### Introduction

It is known that ceramic semiconductor materials such as zinc oxide (ZnO) and silica carbide (SiC) are varistor materials. Numerous experimental results show that the formation of the varistor effect in these materials is directly related to the

presence of a potential barrier at the boundaries of the crystallite-amorphous phase [4, 10, 11]. Such a structure of Zinc oxide and Silica carbide caused bipolar conductivity in these materials and the ability to sharply change the resistance at certain voltages. However, these materials in many cases do

## МАТЕРІАЛОЗНАВСТВО

not meet the requirements of their practical application. It should be noted that the idea of developing a composite varistor comes from a model of the formation of the varistor effect in semiconductor ceramics. In composite varistor, a polymer matrix functions as an amorphous phase in ZnO or SiC ceramics; and as zinc oxide and silica carbide crystallites – microscopic particles from ZnO or SiC. This combination of components contributes to the formation of a potential barrier at the polymer-semiconductor ceramic interface, and hence the varistor effect. The purpose of this work is to reveal the formation features of the varistor effect in a strong heterogeneous system of polymer-semiconductor ceramics, taking into account the influence of individual phases on the varistor properties of this system. It is possible to represent the first phase as a crystallite, and the second – as inter crystallite boundaries. Transfer processes in amorphous-crystalline materials, in particular in composites, can be conventionally divided into two groups: through conduction carried out by the transition of electric charge carriers through the potential barrier of inter crystallite boundaries; conduction along polymer boundaries without participation of zinc oxide particles [1, 6].

Not so long ago, it was found that among the many known organic compounds and composites based on them, there is a small class of multiphase materials that have a very peculiar combination of properties: bipolar non-ohmic conductivity, heat resistance, fairly high mechanical and electrical strengths, and a symmetrical potential barrier at the phase boundary. Such substances, called active composites, include, in particular, varistor based on polymers dispersed by semiconductor ceramic particles ZnO [1–3]. A new class of composite elements was formed, the distinguishing feature of which is bipolar non-ohmic conductivity. Unlike traditional non-linear devices, they do not contain asymmetric potential barriers and current-voltage characteristics (CVC). The scope of these materials extends from nano-electronic, integrated circuits to low-power spark gaps (switching elements) for various purposes [6, 9–11]. The prospect of polymer composites with bipolar conductivity is due to both wide functionality (for example, in the function of energy-intensive and low-power varistor)

and relatively simple and low-temperature manufacturing technology. The pronounced nonlinearity of conductivity and the symmetric nonlinear current-voltage characteristic of composites based on polymer-ZnO attract close attention as an active composite for the varistor. This allows changing nonlinearity coefficient of the current voltage characteristic, the opening voltage ( $U_{op}$ ) (transition from linear to non-linear current-voltage characteristic) and operating temperature range in a wide interval. With the accumulation of experimental data, the model representation of the formation mechanism of the varistor effect and the conductivity of composites changed from a model in which the main role was attributed to polymer layers between ZnO particles to a model in which various grain boundary effects in the zinc oxide particle itself and the processes occurring on the boundary layers of the polymer phase with participation of the ZnO particle. At same time, the structural state of the ceramic composite has a fairly significant impact on the complex of technical and technological properties. For example, such a characteristic as an electric current leakage largely depends on the distribution uniformity of alloying elements, which in turn determines the height of the potential barrier [7, 8]. On the other hand, the observed sensitivity to the presence of oxygen atoms is a factor that has a certain effect on the dielectric permeability of ceramics. In fact, the detected dependence of the specified characteristic on the ratio of grain size to the thickness of the depleted layer is actually dependent on the oxygen absorption mechanism (Fig.1.) [12]. As follows from Fig. 1, the characteristic structure of a varistor is ZnO grains separated by thin films consisting of chemical compounds of alloying elements. In a more detailed analysis, after a certain treatment, one can detect dispersed precipitates of chemical compounds in the most defective places at structure – in the triple junctions of grains. Such precipitates of chemical compounds can affect the development of ZnO grain growth processes during high-temperature treatments during the formation of varistors.

Additional evidence of the importance of structural state of ceramics, especially dispersion of the phase components, are the results of works [8, 13].

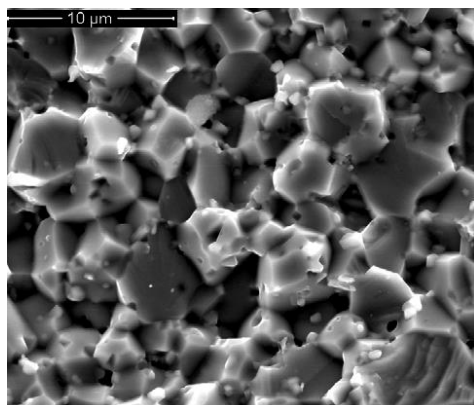


Fig. 1. The typical structure of the varistor [12]

Indeed, the observed low breakdown voltage values for varistor sintered at higher temperatures are due to grain growth and a decrease in the number of grain boundaries between the inner electrodes. In addition to the number of boundaries between phases, the layer thickness acquires a certain value. Based on this, a layer thickness increase should contribute to an increase in the breakdown voltage [8]. Another problem of multiphase varistor is the leakage current. The selection of the optimal structural state of the ceramics makes it possible to effectively decrease it. An example is the stability increase of secondary spinel particles of  $Zn_{2.33}Sb_{0.67}O_4$  during cooling of ceramics. Another factor of structure state optimization is location of insulating phase between the skeleton of bismuth-containing phases, which helps to reduce the varistor current leakage by about two orders of magnitude [9]. As in [8, 11, 13], in [5, 12] the importance of the dispersion of structural components is emphasized. Thus, for ceramics consisting of the main ZnO phase and oxides of rare earth elements ( $Dy_2O_3$ ,  $Pr_6O_{11}$ ,  $Pr_2O_3$ ), the grain size significantly depends on the sintering temperature. A sintering temperature increase by only  $200^\circ C$  is accompanied by the grain size increase up to 6 times and nonlinearity coefficient decrease by 2–2.5 times. Based on the analysis of the obtained results, it can be assumed that the most common model of a highly heterogeneous structure is a polymer-semiconductor ceramic composite. The size of the zinc oxide particles should provide a certain ratio of contact area of the polymer to the volume of the ZnO particle. It is obvious that zinc oxide particles appear as the crystalline phase and the polymer is used as the amorphous phase.

## Purpose

Influence evaluation of structural state of the polymer phase on the response voltage and nonlinearity coefficient of a multilayer varistor based on zinc oxide.

## Methodology

Zinc oxide used as a dispersant was obtained as follows: the composition of semiconductor ceramics was chosen – 97 mol% zinc oxide and 3 mol%, oxides  $Bi_2O_3$ ,  $Co_3O_4$ ,  $MnO_2$ ,  $B_2O_3$ ,  $SbO_3$ ,  $ZrO_2$ ,  $Al_2O_3$  as an alloying component of molecular weight 0, 96% used  $ZrO_2$  or  $Al_2O_3$  based on these compositions at a temperature of  $1573^\circ K$ , semiconductor ceramics ZnO [3] was synthesized. The zinc oxide powder with a particle size of  $\leq 60 \mu m$  was prepared from the mixture obtained by milling. Composites based on thermoplastic polymers and the zinc oxide were obtained in the following way: non-polar and polar polymers, high-pressure polyethylene (PE) and polyvinylidene fluoride (F2M), respectively, were used as polymers. The composites were obtained by hot pressing at the melting temperature of the polymer phase and pressure of 15 MPa [1, 6]. After that, using silver paste, measuring electrodes 10 mm in diameter were deposited on the surface of the synthesized samples, and then the current-voltage characteristics were measured. Modification of composites under the action of gas discharge plasma was carried out in a special cell that creates a dielectric-gas-composite system [2]. Of particular importance is the determination of the electrical strength of composite varistors. The article determined the instantaneous breakdown voltage. The number of samples used in the test is at least 10. To determine the instantaneous breakdown voltage, a UPU-10 device was used. The cell used for testing is shown in Fig. 2.

The electrodes and their configuration correspond to known conditions. The diameter of the high-voltage electrode is approximately 3 times smaller than the diameter of the ground electrode. The electrodes are made in the form of a Ragowski electrode and ensure the uniformity of the electric field in the high-voltage electrode-composite-grounded electrode system. The structure of the composites was studied using the methods of X-ray diffraction analysis and IR spectroscopy.

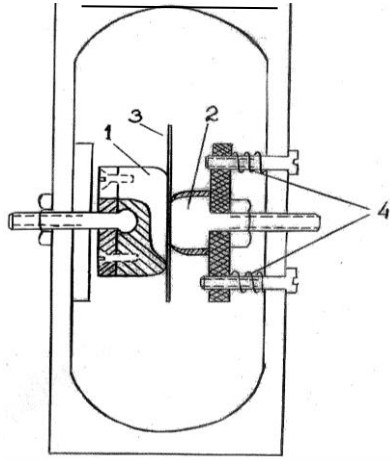


Fig. 2. Device for determining the electrical strength of samples (1 – ground electrode, 2 – high voltage electrode, 3 – sample, 4 – compression spring)

### Discussion of experimental results

To reveal the role of the polymer phase in the formation of the varistor effect and to determine the effect of the polymer matrix on the parameters of the composite varistor, the properties of the composite varistor were studied using polymers of different structure and polarity.

Table show the current-voltage characteristics and the nonlinearity coefficient of composites based on non-polar (PE) and polar (F2M) (modified polyvinylidene fluoride) polymers and zinc oxide. The results obtained show that the polymer matrix significantly affects the response voltage of the composite varistor. The same results were obtained for these composites when comparing their coefficient of nonlinearity of the current-voltage characteristics. In the first approximation, we believe that changes in  $U_{op}$  and  $\beta$  depending on the structure and properties (polarity) are associated with interfacial processes at the polymer-ZnO interface.

Table. 1

#### Opening voltage and nonlinearity coefficient of ZnO–PE and F2M composite varistors

N	ZnO (with admixture of $Al_2O_3$ ) + PE			N	ZnO (with admixture of $Al_2O_3$ ) + F2M		
	Volume percent of samples	$U_{op}$ , V	$\beta$		Volume percent of samples	$U_{op}$ , V	$\beta$
1	30%C + 70% PE	140	4,86	4	30%C + 70% F2M	140	3
2	50%C + 50% PE	120	7,6	5	50%C + 50% F2M	132	5
3	60%C + 40% PE	117	8,7	6	60%C + 40% F2M	120	6,4

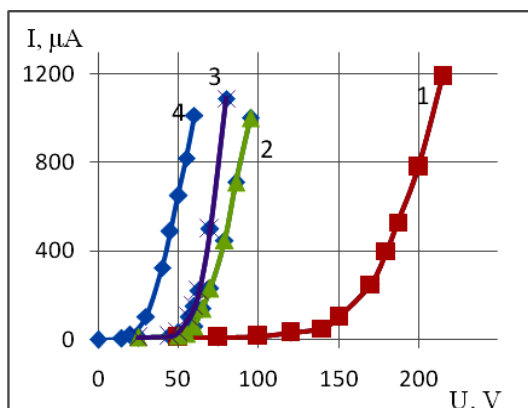


Fig. 3. Grain size influence of the matrix (1 – 63, 2 – 100, 3 – 200, 4 – 315  $\mu m$ ) on the current-voltage characteristic of a composite based on polyethylene 30% C + 70% PE

It is known that interfacial interactions significantly depend on the size of the inorganic phase of the composites [1, 3]. Therefore, for composites based on polyethylene, the current-voltage characteristics were studied depending on the size ( $d$ ) of Zinc oxide particles (Fig. 3). The obtained experimental results show that the size of the particles of the inorganic phase significantly affects the CVC of the composite varistor. At certain (constant) thickness of the composite varistor, the operation voltage decreases markedly, and the nonlinearity coefficient increases. Numerous experimental results obtained by us show that the impact of electric discharge plasma on the polymer-zinc oxide composite leads to a significant change in the per-

## МАТЕРІАЛОЗНАВСТВО

mittivity and the concentration of local levels at the interface of the composite [1–3].

Fig. 4 shows the dependence of the dielectric permittivity on the volume content of Zinc oxide for samples treated under the action of electric discharge plasma. It can be seen that for all volumetric contents, the treatment with electric discharge plasma leads to a noticeable increase in  $\epsilon$ . This parameter increases with increasing duration of the discharge. Fig. 5 shows the changes in the coefficient of nonlinearity ( $\beta$ ) of the I–V characteristics of the composites before and after their treatment under the action of a discharge for various volumetric contents of the ZnO phase. It can be seen that plasma treatment significantly increases the values of  $\beta$ .

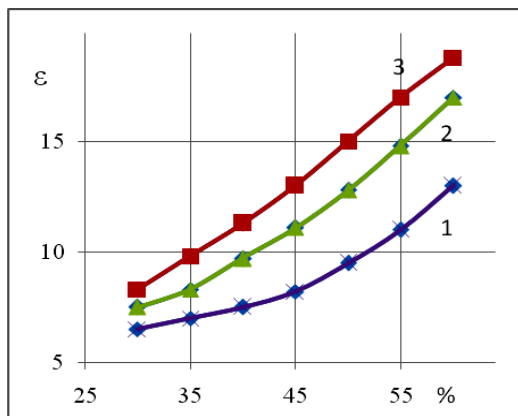


Fig. 4. Dependence of dielectric constant on the volume of content filler in the ZnO – high-pressure polyethylene composite and treatment by electric discharge (1 – untreated, 2 – treated for 3 min, 3 – for 10 min)

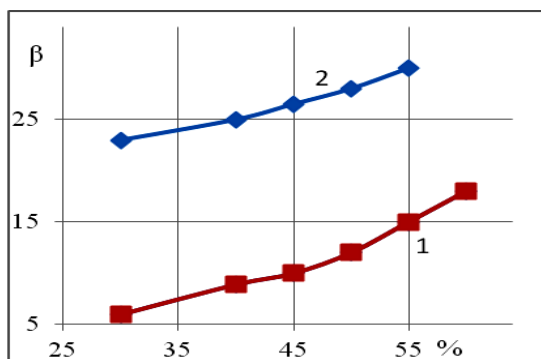


Fig. 5. Dependence of nonlinearity coefficient on the volume content of filler in the ZnO – high-pressure polyethylene composite and treatment by electric discharge (1 – untreated, 2 – treated for 3 minutes)

Such a change in  $\epsilon$  and  $\beta$  testifies to the determining role of boundary effects in the formation of varistor properties of composites. This assumption is also confirmed by the results of changes in the operation voltage of varistor before and after their processing under the action of electric discharge plasma (Fig. 6 *a, b*). The figure also shows that the effect of electric discharge plasma on  $U_{op}$  depends on the polarity of the polymer matrices (high-pressure polyethylene and polyvinylidene fluoride). From the beginning, let us consider a possible change mechanism of  $U_{op}$  and  $\beta$  of composites after their modification under the action of electric discharge plasma. It is known that plasma treatment significantly changes the structure of the polymer phase of the composite (Fig. 6, *b*). It can be seen that intense oxidation of polymer chains occurs: CO, OH, COC, etc. appear. Based on the fundamental idea that any changes at structure are accompanied by the appearance of local levels in the quasi-forbidden band of the polymer phase, the shift of the Fermi level towards the conduction band is quite justified.

*a*

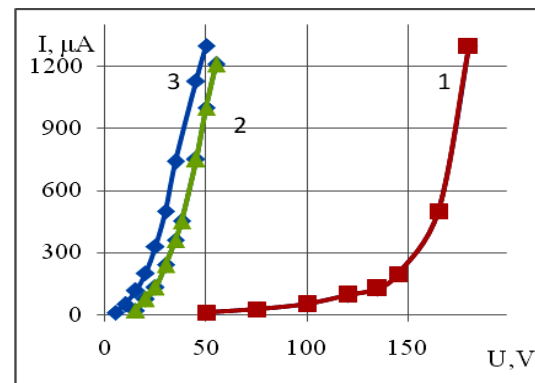


Fig. 6, *a*. The treatment effect of the electric discharge (1 – without treatment, 2 – treatment for 3 min, 3 – 10 min) on the current-voltage characteristics composite 60% ZnO + 40% polyvinylidene fluoride

Based on this, it should be expected that structural changes in the polymer matrix will lead to a decrease in the response voltage and increase in nonlinearity coefficient of the current-voltage characteristic.

b

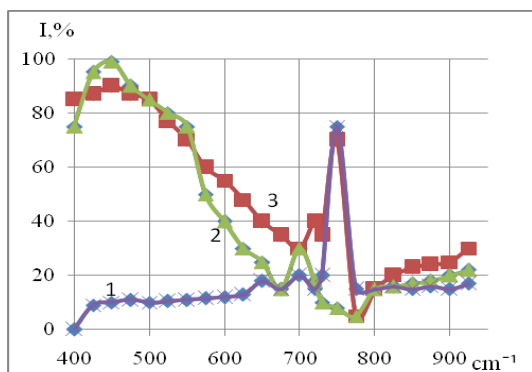


Fig. 6, b. Spectra of components and composite ceramics

(1 – 100% high-pressure polyethylene, 2 – 100% ZnO, 3 – 10% ZnO+90% of the high-pressure polyethylene) depending on the inverse value of the wave length ( $1/\lambda$ ), where  $\lambda$  is the wave length of the spectral lines)

Some confirmation of this effect is the higher sensitivity of plasma modification of composites based on non-polar PE polymer (Figs. 6, a and 6, b). Comparison of the results of the change in the structure of the polymer phase after exposure to the electric discharge plasma shows that, all other things being equal (the value of the discharge power), the structure change degree in the case of composites with a polymer matrix of polyethylene is greater. This manifests itself in a relatively large change of opening voltage and coefficient nonlinearity.

## Originality and practical value

The discovered development of electron-ion processes at polymer phase of the varistor indicates the need to take into account the change in its service characteristics from the duration and intensity of use. The result obtained has a certain practical significance, since it indicates not only the reason for the change in properties, but also the need to develop measures to increase the service life of the varistor.

## Findings

1. The analysis of the results obtained indicates the dependence of operational characteristics of multilayer varistor on the development of the electron-ion exchange processes at polymer phase.

2. The magnitude of the potential barrier at the phase boundary is mainly determined by the volume fraction and size of the main structural element of ZnO ceramics.

3. Changing the structural state of the polymer matrix allows adjusting the response voltage and nonlinearity coefficient of volt-ampere characteristic of the multilayer varistor.

## LIST OF REFERENCE LINKS

1. Ahadzadeh Sh. M., Hashimov A. M., Khalilova Sh. G. Research of the electrical properties of composite varistors based on ZnO-polymer. *IJTPE*. 2022. Vol. 14, № 1. P. 166–171.
2. Ahadzade Sh. M., Hashimov A. M., Nurubeyli T. K. Research of the electrical properties of the intercrystallite boundary and mechanisms of conductivity in a ZnO varistor with impurities. *ICTPE*. 2022. Vol. 14, № 1. P. 50–54.
3. Ahadzade Sh. M. Research of the electrical properties of the inter crystallite boundary and mechanisms of conductivity in a ZnO varistor with impurities. *Global Journal of Engineering and Technology*. 2022. Vol. 1, № 8. P. 1–5.
4. Bartkowiak M., Mahan G. D. Nonlinear Currents in Voronoi Networks. *Physical Review B*. 1995. Vol. 51. Iss. 16. P. 10825–10831. DOI: <https://doi.org/10.1103/physrevb.51.10825>
5. Boggs S., Andoh H. A statistical approach to prediction of ZnO arrester element characteristics. *IEEE Transactions on Power Delivery*. 2001. Vol. 16. Iss. 4. P. 604–610. DOI: <https://doi.org/10.1109/61.956744>
6. Cai J., Lin Y.-H., Li M., Nan C.-W., He J., Yuan F. Sintering temperature dependence of grain boundary resistivity in a rare-earth-doped ZnO varistor. *Journal of the American Ceramic Society*. 2007. Vol. 90. Iss. 1. P. 291–294. DOI: <https://doi.org/10.1111/j.1551-2916.2006.01338.x>
7. Hashimov A. M., Hasanli Sh. M., Mehtizadeh R. N., Bayramov Kh. B., Azizova Sh. M. Zinc oxide- and polymer-based composite varistors. *Physica Status Solidi c*. 2006. Vol. 3. Iss. 8. P. 2871–2875. DOI: <https://doi.org/10.1002/pssc.200669536>

## МАТЕРІАЛОЗНАВСТВО

8. Hirose S., Nishita K., Niimi H. Influence of distribution of additives on electrical potential barrier at grain boundaries in ZnO-based multilayered chip varistor. *Journal of Applied Physics*. 2006. Vol. 100. Iss. 8. P. 083706.
9. Kuo S.-T., Tuan W.-H., Lao Y.-W., Wen C.-K., Chen H.-R. Grain growth behavior of Bi<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-doped ZnO grains in a multilayer varistor, *Journal of the American Ceramic Society*. 2008. Vol. 91. Iss. 5. P. 1572–1579. DOI: <https://doi.org/10.1111/j.1551-2916.2008.02309.x>
10. Peiteado M., Reyes Y., Cruz A. M., Calatayud D. G., Fernandez-Hevia D., Caballero A. C. Microstructure engineering to drastically reduce the leakage currents of high voltage ZnO varistor ceramics. *Journal of the American Ceramic Society*. 2012. Vol. 95. Iss. 10. P. 3043–3049. DOI: <https://doi.org/10.1111/j.1551-2916.2012.05318.x>
11. Shengtao L., Feng X., Fuyi L. Relation between residual voltage ratio and microstructural parameters of ZnO varistors. *Proceedings of 1998 International Symposium on Electrical Insulating Materials. 1998 Asian International Conference on Dielectrics and Electrical Insulation. 30th Symposium on Electrical Insulating Materials (Japan, Sept. 27-30). Toyohashi, Japan, 1998. P. 39–42. DOI: <https://doi.org/10.1109/iseim.1998.741679>*
12. Szwagierczak D., Kvalik J., Skwarek A. Influence of processing on microstructure and electrical characteristics of multilayer varistors. *Journal of Advanced Ceramics*. 2019. Vol. 8. Iss. 3. P. 408–417. DOI: <https://doi.org/10.1007/s40145-019-0323-7>
13. Xu Z., Bai H., Ma S., Chu R., Hao J., Chen C., Li G. Effect of a Bi–Cr–O synthetic multi-phase on the microstructure and electrical properties of ZnO–Bi<sub>2</sub>O<sub>3</sub> varistor ceramics. *Ceramics International*. 2016. Vol. 42. Iss. 13. P. 14350–14354. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ceramint.2016.05.175>

Ш. М. АХАДЗАДЕ<sup>1</sup>, І. О. ВАКУЛЕНКО<sup>2\*</sup>, Х. АСГАРОВ<sup>3</sup>

<sup>1</sup>Каф. «Фізика і техніка високих напруг», Інститут фізики, НАН Азербайджанської Республіки, пр. Г. Джавіда, 131, AZ-1143, Баку, Азербайджан, тел. +99 (412) 539 32 63, ел.пошта [ahadzade1979@gmail.com](mailto:ahadzade1979@gmail.com), ORCID 0000-0002-0892-8933

<sup>2</sup>Каф. «Прикладна механіка та матеріалознавство», Український державний університет науки і технологій, вул. Лазаряна, 2, Дніпро, Україна, 49010, тел. +38 (056) 373 15 56, ел. пошта [vakulenko\\_igor@ukr.net](mailto:vakulenko_igor@ukr.net), ORCID 0000-0002-7353-1916

<sup>3</sup>Каф. «Машинобудування», Карабукський університет, Карабук, Туреччина, 78050, тел. +90 (538) 455 04 45, ел. пошта [hangardasaskerov@karabuk.edu.tr](mailto:hangardasaskerov@karabuk.edu.tr), ORCID 0000-0003-4771-3406

## Фактори впливу на електрофізичні параметри композитних варисторів

**Мета.** У роботі передбачено оцінити вплив структурного стану полімерної фази на напругу відбиття та коефіцієнт нелінійності багат шарового варистора на основі оксиду цинку. **Методика.** Оксид цинку складався з 97 % оксиду цинку і 3 % з оксидів Bi<sub>2</sub>O<sub>3</sub>, Co<sub>3</sub>O<sub>4</sub>, MnO<sub>2</sub>, V<sub>2</sub>O<sub>3</sub>, SbO<sub>3</sub>, ZrO<sub>2</sub>, Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>. За температури 1 573 °С здійснено синтез напівпровідникової кераміки на основі оксиду цинку. Для отримання композиту з термопластичних полімерів та оксиду цинку використовували неполярні та полярні полімери, поліетилен високого тиску та полівініліденфторид. Композити отримували гарячим пресуванням за температури плавлення полімерної фази й тиску 15 МПа. Після цього, за допомогою срібної пасти на поверхню синтезованих зразків наносили вимірювальні електроди діаметром 10 мм, а потім вимірювали вольт-амперні характеристики. Модифікування композитів під дією газорозрядної плазми проводили в спеціальній комірці, яка створює систему діелектрик – газ – композит. Структуру композитів досліджували методами рентгенівського фазового аналізу та ІЧ-спектроскопії. **Результати.** Отримані експериментальні результати показують, що розмір частинок неорганічної фази суттєво впливає на вольт-амперні характеристики композитного варистора: за заданої товщини композитного варистора помітно зменшується робоча напруга, а коефіцієнт нелінійності зростає. Вплив плазми електричного розряду на полімерний композит оксид цинку призводить до суттєвої зміни діелектричної проникності та концентрації локальних рівнів на межі поділу композиту. Результати досліджень свідчать, що вплив електричної плазми на напругу відбиття залежить від полярності полімерних матриць. Крім того, сама плазмова обробка суттєво змінює структуру полімерної фази в композиті. **Наукова новизна.** Величину потенційного бар'єру на межі поділу фаз в основному визначають об'ємною часткою і розмірами основного структурного елемента кераміки ZnO. Зміна структурного стану полімерної матриці дозволяє регулювати напругу відбиття та коефіцієнт нелінійності вольт-амперної характеристики багат шарового варистора. **Практична значимість.** Виявлений розвиток електронно-іонних процесів у полімерній фазі варистора свідчить про необхідність урахування зміни його службових характе-

## МАТЕРІАЛОЗНАВСТВО

ристик від тривалості та інтенсивності використання. Отриманий результат вказує не тільки на причину зміни властивостей, але й на необхідність розробки заходів для збільшення терміну служби варистора.

*Ключові слова:* аморфний стан; межа; фаза; варистор; кераміка; електричний струм; провідність

## REFERENCES

1. Ahadzadeh, Sh. M., Hashimov, A. M., & Khalilova, Sh. G. (2022). Research of the electrical properties of composite varistors based on ZnO-polymer. *IJTPE*, 14(1), 166-171. (in English)
2. Ahadzade, Sh. M., Hashimov, A. M., & Nurubeyli, T. K. (2022). Research of the electrical properties of the intercrystallite boundary and mechanisms of conductivity in a ZnO varistor with impurities. *ICTPE*, 14(1), 50-54. (in English)
3. Ahadzade, Sh. M. (2022). Research of the electrical properties of the inter crystallite boundary and mechanisms of conductivity in a ZnO varistor with impurities. *Global Journal of Engineering and Technology*, 1(8), 1-5. (in English)
4. Bartkowiak, M., & Mahan, G. D. (1995). Nonlinear currents in Voronoi networks. *Physical Review B*, 51(16), 10825-10832. DOI: <https://doi.org/10.1103/physrevb.51.10825> (in English)
5. Cai, J., Lin, Y.-H., Li, M., Nan, C.-W., He, J., & Yuan, F. (2007). Sintering Temperature Dependence of Grain Boundary Resistivity in a Rare-Earth-Doped ZnO Varistor. *Journal of the American Ceramic Society*, 90(1), 291-294. DOI: <https://doi.org/10.1111/j.1551-2916.2006.01338.x> (in English)
6. Hashimov, A. M., Hasanli, Sh. M., Mehtizadeh, R. N., Bayramov, Kh. B., & Azizova, Sh. M. (2006). Zinc oxide- and polymer-based composite varistors. *Physica Status Solidi c*, 3(8), 2871-2875. DOI: <https://doi.org/10.1002/pssc.200669536> (in English)
7. Hirose, S., Nishita, K., & Niimi, H. (2006). Influence of distribution of additives on electrical potential barrier at grain boundaries in ZnO-based multilayered chip varistor. *Journal of Applied Physics*, 100(8), 083706. DOI: <https://doi.org/10.1063/1.2358833> (in English)
8. Kuo, S.-T., Tuan, W.-H., Lao, Y.-W., Wen, C.-K., & Chen, H.-R. (2008). Grain growth behavior of Bi<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-doped ZnO grains in a multilayer varistor. *Journal of the American Ceramic Society*, 91(5), 1572-1579. DOI: <https://doi.org/10.1111/j.1551-2916.2008.02309.x> (in English)
9. Peiteado, M., Reyes, Y., Cruz, A. M., Calatayud, D. G., Fernandez-Hevia, D., & Caballero, A. C. (2012). Microstructure Engineering to Drastically Reduce the Leakage Currents of High Voltage ZnO Varistor Ceramics. *Journal of the American Ceramic Society*, 95(10), 3043-3049. DOI: <https://doi.org/10.1111/j.1551-2916.2012.05318.x> (in English)
10. Shengtao L., Feng X., & Fuyi L. (1998). Relation between residual voltage ratio and microstructural parameters of ZnO varistors. In *Proceedings of 1998 International Symposium on Electrical Insulating Materials. 1998 Asian International Conference on Dielectrics and Electrical Insulation. 30th Symposium on Electrical Insulating Materials* (pp. 39-42). Toyohashi, Japan. DOI: <https://doi.org/10.1109/iseim.1998.741679> (in English)
11. Boggs, S., & Andoh, H. (2001). A statistical approach to prediction of ZnO arrester element characteristics. *IEEE Transactions on Power Delivery*, 16(4), 604-610. DOI: <https://doi.org/10.1109/61.956744> (in English)
12. Szwagierczak, D., Kuvalik, J., & Skwarek, A. (2019). Influence of processing on microstructure and electrical characteristics of multilayer varistors. *Journal of Advanced Ceramics*, 8(3), 408-417. DOI: <https://doi.org/10.1007/s40145-019-0323-7> (in English)
13. Xu, Z., Bai, H., Ma, S., Chu, R., Hao, J., Chen, C., & Li, G. (2016). Effect of a Bi–Cr–O synthetic multi-phase on the microstructure and electrical properties of ZnO–Bi<sub>2</sub>O<sub>3</sub> varistor ceramics. *Ceramics International*, 42(13), 14350-14354. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ceramint.2016.05.175> (in English)

Надійшла до редколегії: 01.12.2022

Прийнята до друку: 30.03.2023

# МАШИНОБУДУВАННЯ

УДК 678.023/057.3

В. В. НОВОДВОРСЬКИЙ<sup>1\*</sup>, Г. К. ІВАНИЦЬКИЙ<sup>2</sup>

<sup>1\*</sup>Каф. машин та апаратів хімічних і нафтопереробних виробництв, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», пр. Берестейський, 37, Київ, Україна, 03056, тел. +38 (096) 040 46 59, ел. пошта novodvorskiyvolodymyr@gmail.com, ORCID 0000-0002-2895-4506

<sup>2</sup>Каф. машин та апаратів хімічних і нафтопереробних виробництв, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», пр. Берестейський, 37, Київ, Україна, 03056, тел. +38 (067) 145 61 35, ел. пошта gergey4@gmail.com, ORCID 0000-0002-0486-2359

## Моделювання течії розплаву полімеру в кільцевому каналі дискового екструдера

**Мета.** Полімерні вироби використовують у промисловості завдяки їх експлуатаційним властивостям. Гомогенність розплаву має важливе значення для якості кінцевого продукту. Рівномірний розподіл компонентів та властивостей забезпечує однорідність фізичних і механічних характеристик виробу. Недостатня гомогенність може призводити до дефектів у виробі. Зона гомогенізації відіграє важливу роль у забезпеченні гомогенного розплаву. У дисковому екструдері зона гомогенізації складається з чотирьох послідовних каналів. Щоб описати течію для всієї зони гомогенізації, необхідно передусім провести моделювання першого її каналу. Тому основною метою цієї роботи є моделювання гідродинамічних і термічних процесів під час течії неньютонівської рідини в прямому кільцевому каналі в неізотермічному режимі, а також створення загальної процедури подальших розрахунків для інших каналів. **Методика.** Проведено аналіз публікацій. Розроблено процедуру розрахунку швидкості і швидкості зсуву подовжньої і тангенціальної течії розплаву, ефективної в'язкості розплаву та розрахунок зміни температури розплаву по довжині кільцевого зазору в аналітичному вигляді. **Результати.** Відповідно до розробленої процедури розраховано значення тангенціальних і подовжніх швидкостей та швидкостей зсуву. Наведено графічні залежності розподілу тангенціальних і подовжніх швидкостей та швидкостей зсуву течії розплаву по ширині кільцевого каналу, розподіл тиску й усередненої по ширині зазору температури розплаву полімеру по довжині кільцевого каналу. **Наукова новизна.** У роботі для ПЕВТ марки 15803–020 проведено моделювання стаціонарної течії в прямому кільцевому каналі в неізотермічному режимі. Створено загальну процедуру подальших розрахунків для інших каналів зони гомогенізації. **Практична значимість.** Наведену процедуру розрахунку можна застосувати для наступних каналів зони гомогенізації, що дозволяє описати течію розплаву для всієї зони гомогенізації.

*Ключові слова:* екструзія; якість розплаву; температурна однорідність; гомогенізація; дисковий екструдер

### Вступ

Полімерні вироби використовують у всіх галузях промисловості завдяки їх експлуатаційним властивостям. Якість готового продукту в значній мірі залежить від гомогенності розплаву. Рівномірний розподіл компонентів та властивостей у всьому об'ємі матеріалу забезпечує однорідність фізичних і механічних характеристик виробу. Якщо розплав не є достатньо го-

могенним, це може призводити до нерівномірності товщини стінок, появи дефектів або неоднорідних забарвлень у кінцевому виробі. Недостатня гомогенність може також впливати на фізичні властивості, такі як міцність, гнучкість та термічна стабільність [4, 5]. Тому забезпечення гомогенного розплаву є важливою умовою для отримання високоякісних полімерних виробів. Функціонально за це відповідає зона гомогенізації.

## МАШИНОБУДУВАННЯ

Температура є одним із найважливіших параметрів під час екструзії полімерів. У роботі [10] описано метод прогнозування температури розплаву в шнекових екструдерах та вказано ряд параметрів, які впливають на температуру розплаву.

Автори роботи [7] запропонували новий тип динамічних змішувачів із геометрією, який генерує радіальний потік у каналі шнека. Вони сприяють поліпшенню передачі тепла та процесу змішування порівняно зі звичайними шнеками, а також поліпшують орієнтацію волокон та механічні властивості виробу.

Для досягнення високого рівня змішування можна використати дисковий екструдер, у якому диск є динамічним змішувачем. У роботі [3] описано гідродинамічну модель процесів у зоні гомогенізації дискового екструдера. Зона гомогенізації складається з декількох послідовно розташованих каналів різної конфігурації. За рахунок різної конфігурації каналів кожен із них впливає на процес змішування і на температурну однорідність по-різному. У такому випадку забезпечується високий рівень змішування з можливістю регулювання змішувального ефекту. Для постійної продуктивності розплаву необхідно провести моделювання руху рідини в кожному з каналів.

Щоб описати течію для всієї зони гомогенізації, потрібно створити математичну модель гідродинамічних процесів неньютонівської псевдопластичної рідини в першому каналі – циліндричній кільцевій підзоні зони гомогенізації (рис. 1). На базі цієї моделі можна створити загальну процедуру подальших розрахунків для інших каналів зони гомогенізації.

### Мета

За основну мету нашої роботи поставлено моделювання гідродинамічних і термічних процесів під час течії неньютонівської рідини в прямому кільцевому каналі в неізотермічному режимі і створення загальної процедури подальших розрахунків для інших каналів зони гомогенізації.

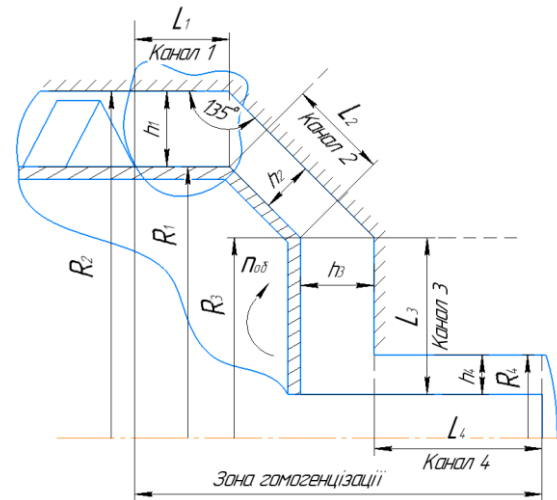


Рис. 1. Зона гомогенізації дискового екструдера

Fig. 1. The homogenization zone of a disk extruder

### Методика

**Постановка задачі.** Розглянемо неізотермічний процес подовжньої стаціонарної течії в'язкої неньютонівської рідини в прямому кільцевому каналі між двома вертикальними співвісними циліндрами, із яких внутрішній із радіусом  $R_1 = 0,0875$  м обертається з кутовою швидкістю  $\omega_0 = 15,7$  рад/с, а внутрішній із радіусом  $R_2 = 0,0925$  м є нерухомим. Ширина кільцевого зазору  $h = R_2 - R_1 = 0,005$  м, довжина  $L = 0,01$  м. В аксіальному напрямі рідина тече під дією перепаду тиску  $\Delta p = p_0 - p_L$  із постійною заданою об'ємною витратою  $G_v = 9,058 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с}$  і з постійною середньою швидкістю  $\bar{v}_z = 0,003$  м/с. Внаслідок неізотермічності процесу градієнт тиску по довжині каналу є змінною величиною ( $dp/dz = f(z)$ ): Задачу розв'язуємо в циліндричній системі координат  $(z, r, \theta)$ .

Потрібно визначити розподіл аксіальної й тангенціальної швидкостей, а також розподіл аксіальної й тангенціальної швидкостей зсуву по ширині зазору, розподіл градієнта тиску та усередненої температури розплаву по довжині, напруження зсуву та величину ефективної в'язкості в кожній точці каналу.

**Визначення швидкості і швидкості зсуву подовжньої течії розплаву.** Для подовжньої

## МАШИНОБУДУВАННЯ

течії в кільцевому каналі рівняння руху в циліндричній системі координат у компонентах напружень записують у такому вигляді:

$$\frac{d(\tau_{rz} \cdot r)}{dr} = -\frac{dp}{dz} \cdot r, \quad (1)$$

де градієнт тиску  $dp/dz$  є величиною, незалежною від  $r$ .

Інтегруючи рівняння (1) за  $r$ , отримуємо:

$$\tau_{rz} = -\frac{1}{2} \frac{dp}{dz} r + \frac{C_1}{r}. \quad (2)$$

Постійну інтегрування  $C_1$  знаходимо з таких міркувань. На циліндричних поверхнях кільцевого зазору  $r = R_1$  та  $r = R_2$  швидкість подовжньої течії  $v_z = 0$ . Очевидно, що на кривій профілю швидкості  $v_z = f(r)$  повинен існувати максимум  $v_z = v_{z\max}$  в деякому ще не визначеному граничному перерізі  $r = r_b$ , де напруження зсуву згорнуто до нуля ( $\tau_{rz}(r_b) = 0$ ). За цією передумовою знаходимо значення  $C_1$  і після підставлення його у (2) зводимо це рівняння до вигляду:

$$\tau_{rz} = -\frac{1}{2} \frac{dp}{dz} \left( \frac{r^2 - r_b^2}{r} \right). \quad (3)$$

Оскільки рівняння (2) містить невизначений параметр  $r_b$ , подальші розрахунки розподілу швидкості  $v_z(r)$  та швидкості зсуву подовжньої течії  $\dot{\gamma}_{rz} = dv_z/dr$  потребують застосування чисельних методів.

Задачу доцільно розв'язувати в наближенні до плоскопаралельної моделі. Достатньо вузький кільцевий зазор можна з наближенням розглядати як плоску щілину. Критерієм доцільності переходу від кільцевого каналу до плоскопаралельної щілини є виконання умови  $\varepsilon = (1 - R_1/R_2) \cdot \rightarrow 0$  [6]. За умовами цієї задачі  $\varepsilon = 0,054$ , отже, критерій задовольняється в достатній мірі.

За ламінарної течії рідини в плоскій щілині шириною  $h$  профіль швидкості по ширині зазору симетричний відносно середньої лінії, так що максимальна швидкість  $v_z = v_{z\max}$ , відпо-

відно, нульове значення швидкості зсуву ( $\tau_{rz} = 0$ ) знаходиться на відстані  $h/2$  від бокових поверхонь щілини [6, 12]. У циліндричних координатах це відповідає відстані  $r_b = R_1 + h_r/2$ . Для зручності розрахунку проведемо заміну в циліндричній системі координат. Введемо радіальну координату  $\psi = r - R_1$ , спрямовану до  $r$ , яка визначає відстань заданої точки в середині зазору від поверхні внутрішнього рухомого циліндра. Величина  $\psi$  змінюється в інтервалі  $0 \leq \psi \leq h_r$ , а середня лінія зазору відповідає значенню  $\psi = h_r/2$ . Тоді розподіл напруження зсуву по ширині зазору  $\tau_{\psi z} = f(\psi)$  представимо у вигляді

$$\tau_{\psi z}(\psi) = -\frac{dp}{dz} \cdot \left( \psi - \frac{h_r}{2} \right). \quad (4)$$

У рамках плоскопаралельного наближення рівняння (4) тотожне рівнянню (3), у якому  $r_b = R_1 + h_r/2$ .

Закон в'язкості для розплаву полімеру, який вважаємо псевдопластичною рідиною, будемо описувати степеневим рівнянням Оствальда–Вейля:

$$\tau_{\psi z} = -K_T \cdot |\dot{\gamma}_{\psi z}|^{n-1} \cdot \dot{\gamma}_{\psi z}, \quad (5)$$

яке можна представити у вигляді:

$$\tau_{rz} = -K_T (\dot{\gamma}_{rz})^n, \quad \text{за } \dot{\gamma}_{rz} > 0; \quad (6, a)$$

$$\tau_{rz} = K_T (-\dot{\gamma}_{rz})^n, \quad \text{за } \dot{\gamma}_{rz} < 0, \quad (6, б)$$

тут  $K_T = f(T)$  – коефіцієнт консистентності;  $n = f(T)$  – показник степеня;  $\dot{\gamma}_{\psi z}$  – швидкість зсуву подовжньої течії в циліндричних координатах ( $z, \psi, \theta$ ).

Швидкість зсуву подовжньої течії  $\dot{\gamma}_{rz} \equiv dv_z/d\psi$  визначаємо з рівнянь (6) після підставлення в них значення  $\tau_{rz}$  з рівняння (4):

$$\dot{\gamma}_{\psi z} = \left( \frac{1}{K_T} \frac{dp}{dz} \cdot \left( \psi - \frac{h_r}{2} \right) \right)^{1/n}, \quad \text{за } \psi < \frac{h_r}{2}; \quad (7, a)$$

$$\dot{\gamma}_{\psi z} = \left( -K_T \frac{dp}{dz} \cdot \left( \psi - \frac{h_r}{2} \right) \right)^{1/n}, \quad \text{за } \psi > \frac{h_r}{2}. \quad (7, б)$$

## МАШИНОБУДУВАННЯ

Інтегруючи рівняння (7) у відповідних інтегралах, знайдемо розподіл швидкості потоку по ширині зазору в інтервалі  $0 \leq \psi \leq h$ :

$$v_z(\psi) = \left( -\frac{1}{K_T} \cdot \frac{dp}{dz} \right)^{\frac{1}{n}} \frac{n}{n+1} \left[ \left( \frac{h_r}{2} \right)^{\frac{n+1}{n}} - \left| \psi - \frac{h_r}{2} \right|^{\frac{n+1}{n}} \right]. \quad (8)$$

Розподіл градієнта тиску по довжині зазору. Об'ємна витрата розплаву через кільцевий зазор дорівнює добутку середньої швидкості рідини в зазорі  $\bar{v}_z$  на площу поперечного перерізу зазору  $S_z$ :

$$G_V = \bar{v}_z \cdot S_z = \bar{v}_z \cdot \pi(R_2^2 - R_1^2). \quad (9)$$

Середню швидкість у зазорі визначаємо з рівняння:

$$\bar{v}_z = \frac{1}{(R_2 - R_1)} \int_0^{h_r} v_z(\psi) \cdot d\psi. \quad (10)$$

З урахуванням рівняння (9) об'ємну витрату визначаємо таким чином:

$$G_V = \pi(R_2 + R_1) \int_0^{h_r} v_z(\psi) \cdot d\psi. \quad (11)$$

Підставимо в (11) значення  $v_z(\psi)$  з рівняння (8) і проведемо інтегрування. У результаті після очевидних перетворень отримаємо:

$$G_V = \left( -\frac{1}{K_T} \frac{dp}{dz} \right)^{\frac{1}{n}} \cdot \frac{2\pi n \cdot (R_2 + R_1)}{2n+1} \cdot \left( \frac{h_r}{2} \right)^{\frac{2n+1}{n}}. \quad (12)$$

Звідси знаходимо величину градієнта тиску:

$$\frac{dp}{dz} = -\frac{K_T \cdot G_V^n}{(R_2 + R_1) \cdot (h_r/2)^{2n+1}} \cdot \left( \frac{(2n+1)}{2\pi n} \right)^n. \quad (13)$$

У неізотермічному процесі коефіцієнт консистентності  $K_T$  і показник степеня  $n_T$  змінюються з температурою. Отже, градієнт тиску  $dp/dz$  буде змінюватися по довжині каналу відповідно до зміни температури. Інтегруючи рівняння (13), розрахуємо розподіл тиску по довжині каналу для неізотермічного режиму.

Визначення швидкості і швидкості зсуву тангенціальної течії розплаву. Розглянемо тангенціальну течію в кільцевому каналі між двома коаксіальними циліндрами, із яких внутрішній обертається з кутовою швидкістю  $\omega_0$ . Рів-

няння руху для колової течії в циліндричних координатах  $(z, r, \theta)$  записуємо у вигляді:

для  $r$  – компонента:

$$\rho \frac{v_\theta^2}{r} = \frac{\partial p_\omega}{\partial r}; \quad (14, a)$$

для  $\theta$  – компонента:

$$\mu_{ef} \frac{\partial}{\partial r} \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (rv_\theta) \right] = 0. \quad (14, б)$$

Інтегруючи двічі рівняння (14, б) з граничними умовами  $v_\theta(R_1) = \omega \cdot R_1$  та  $v_\theta(R_2) = 0$ , знаходимо розподіл тангенціальної швидкості по ширині зазору:

$$v_\theta(r) = \frac{\omega_0 \cdot R_1^2}{R_2^2 - R_1^2} \left( \frac{R_2^2 - r^2}{r} \right). \quad (15)$$

Аналіз рівняння (15) дозволяє зробити два важливі висновки. По-перше, у будь-якій точці зазору величина колової швидкості  $v_\theta(r)$  не залежить від в'язкості, а по-друге, залежність  $v_\theta = f(r)$  монотонно й майже лінійно зменшується по ширині зазору від  $v_\theta = \omega R_1^2$  за  $r = R_1$  до  $v_\theta = 0$  за  $r = R_2$ . Припущення щодо лінійності залежності  $v_\theta = f(r)$  дає можливість розрахувати швидкість зсуву тангенціальної течії із застосуванням простого співвідношення:

$$\dot{\gamma}_{r\theta} = \frac{v_\theta(R_2) - v_\theta(R_1)}{h_r} = -\frac{\omega_0 R_1^2}{h_r} = \text{const}. \quad (16)$$

У разі застосування рівняння (16) для наближеної оцінки усередненої по ширині зазору швидкості зсуву колової течії похибка не перевищує 5 %.

На відміну від швидкості зсуву подовжньої течії, швидкість зсуву колової течії  $\dot{\gamma}_{\psi\theta} \equiv \dot{\gamma}_{r\theta}$  не залежить від температури і тому є постійною по довжині зазору.

Розподіл відцентрового тиску в радіальному напрямку. Розподіл відцентрового тиску колової течії в радіальному напрямку описано рівнянням (14, а). Підставляючи в (14, а) значення  $v_\theta(r)$  з рівняння (15), запишемо:

## МАШИНОБУДУВАННЯ

$$\frac{\partial p_{\omega}}{\partial r} = \rho \cdot \left( \frac{\omega_0 \cdot R_1^2}{R_2^2 - R_1^2} \right)^2 \frac{(R_2^2 - r^2)^2}{r^3}. \quad (17)$$

Після інтегрування рівняння (17) від  $R_1$  до  $r$  знаходимо розподіл відцентрового тиску по ширині кільцевого зазору  $p_{\omega} = f(r)$ .

Аналіз показав, що відносна різниця відхилення значень  $p_{\omega}$  на поверхні внутрішнього й зовнішнього циліндрів  $([p_{\omega}(R_1) - p_{\omega}(R_2)] / p_{\omega}(R_1))$  становить менше 4%. Оскільки функція  $p_{\omega} = f(r)$  монотонна, можна взяти, що величина відцентрового тиску в середині зазору  $p_{\omega}(r) \cong p_r(R_1) = \rho \cdot \omega_0^2 R_1^2 / 2 = \text{const}$ .

*Визначення ефективної в'язкості розплаву.* Під час моделювання складних течій, у яких наявні декілька компонентів швидкостей зсуву, використовують узагальнений степеневий закон, відповідно до якого ефективну в'язкість рідини в середині каналу визначають із рівняння:

$$\mu_{ef}(z, r, \theta) = K_T \cdot (\Phi_v)^{(n-1)/2}, \quad (18)$$

де  $\Phi_v$  – дисипативна функція, яка є квадратичним тензором швидкостей деформацій [2, 6, 8]. У цій задачі, за наявності двох складових швидкостей зсуву –  $\dot{\gamma}_{\psi z}$  та  $\dot{\gamma}_{\psi \theta}$ , дисипативну функцію записуємо у вигляді:  $\Phi_v = (\dot{\gamma}_{\psi z})^2 + (\dot{\gamma}_{\psi \theta})^2$ . Підставляючи в цю формулу значення швидкостей зсуву  $\dot{\gamma}_{\psi z}$  та  $\dot{\gamma}_{\psi \theta}$  з рівнянь (7) і (16), запишемо:

$$\Phi_v = \left( \left| \frac{1}{K_T} \frac{dp}{dz} \cdot \left( \psi - \frac{h}{2} \right) \right|^{\frac{1}{n}} \right)^2 + \left( -\frac{\omega_0 R_1^2}{h_r} \right)^2. \quad (19)$$

Підставляючи це значення функції  $\Phi_v$  в рівняння (18), отримаємо рівняння для розрахунку ефективної в'язкості рідини в локальній точці кільцевого каналу, яке після очевидних перетворень можна звести до вигляду:

$$\mu_{ef}(\psi) = K_T \cdot \left\{ \left[ \left( \frac{1}{K_T} \frac{dp}{dz} \cdot \left( \psi - \frac{h}{2} \right) \right)^{\frac{1}{n}} \right]^2 + \left( \frac{\omega_0 R_1^2}{h_r} \right)^2 \right\}^{\frac{n-1}{2}}. \quad (20)$$

Як показав аналіз, під час розрахунку дисипативної функції цій задачі внеском складової швидкості зсуву подовжньої течії  $\dot{\gamma}_{\psi z}$  можна знехтувати порівняно зі швидкістю зсуву колової течії  $\dot{\gamma}_{\psi \theta}$  – з точністю до 0,04%.

Тому під час розрахунку дисипативної функції та ефективної в'язкості доцільно без порушення точності використовувати відповідно такі спрощені рівняння:

$$\Phi_v = (\dot{\gamma}_{\psi \theta})^2 = (\omega_0 R_1^2 / h_r)^2; \quad (21)$$

$$\mu_{ef}(\psi) = K_T \cdot (\omega_0 R_1^2 / h_r)^{n-1}. \quad (22)$$

Очевидно, що за введених припущень ефективна в'язкість розплаву в ізотермічному й неізотермічному процесах є постійною по ширині зазору.

*Розрахунок напружень зсуву аксіального та тангенціального руху рідини в кільцевому зазорі.* Величину напруження зсуву для подовжньої течії визначають із рівняння  $\tau_{\psi z} = -\mu_{ef} \cdot \dot{\gamma}_{\psi z}$ , а для колової течії – із рівняння  $\tau_{\psi \theta} = -\mu_{ef} \cdot \dot{\gamma}_{\psi \theta}$ . Підставляючи в ці рівняння відповідно значення  $\dot{\gamma}_{\psi z}$  із рівняння (7), значення  $\dot{\gamma}_{\psi \theta}$  із рівняння (16) та значення  $\mu_{ef}$  із рівняння (22), знаходимо кожен зі складових напруження зсуву.

*Розрахунок зміни температури розплаву по довжині кільцевого зазору.* Наведені вище рівняння описують гідродинаміку та реологічні характеристики стаціонарної ізотермічної течії неньютонівської псевдопластичної рідини у вузьких кільцевих каналах. Для описання течії високов'язкого розплаву полімеру через вузькі канали слід враховувати неізотермічність процесу. Це замовлено високою інтенсивністю теплоти дисипації, яку визначають, насамперед за складовою швидкості обертання циліндра, а також за теплообміном розплаву з нагрітими або охолодженими стінками каналу [1, 2, 8, 9, 11]. З урахуванням цих факторів рівняння теплопровідності зводимо до вигляду:

## МАШИНОБУДУВАННЯ

$$\rho c_p v_z \frac{\partial T}{\partial z} = \lambda \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + q_{dis}, \quad (23)$$

де  $\rho$ ,  $c_p$  і  $\lambda$  – це густина, питома теплоємність і теплопровідність розплаву відповідно;  $q_{dis}$  – потужність дисипації, яку визначають як  $q_{dis} = \mu_{ef} \cdot \Phi_v$ , а  $\Phi_v$  та  $\mu_{ef}$  визначають із рівнянь (21) і (22) відповідно.

Рівняння теплопровідності (23) є диференціальним рівнянням другого порядку з двома змінними. Точне розв'язання такого рівняння із заданими граничними умовами потребує застосування складних чисельних методів, що суттєво ускладнює задачу.

Перший член у правій частині рівняння (23) визначає кількість теплоти, що передається шляхом теплопровідності в радіальному напрямі за рахунок теплообміну розплаву з нагрітими чи охолодженими стінками каналу [8, 9, 11]. Деякі автори для описання процесів в екструдері спрощують задачу, припускаючи, що теплообмін між розплавом та стінками каналу відбувається за рахунок кондуктивного переносу тепла [6, 11]. Тоді рівняння теплопровідності з урахуванням теплоти дисипації можна записати у вигляді:

$$\frac{\partial \bar{T}}{\partial z} = \frac{\alpha \cdot S (\bar{T} - T_w)}{\rho c_p v_z} + \frac{\mu_{ef} \cdot \Phi_v}{\rho c_p v_z}, \quad (24)$$

де  $\alpha$  – коефіцієнт тепловіддачі,  $\bar{T}$  – температура розплаву, усереднена по ширині зазору;  $T_w$  – температура стінки каналу.

Аналіз показав, що за цією задачею кількість теплоти, яку втрачає чи набуває розплав за одиницю часу завдяки його теплообміну зі стінками каналу, значно менша за кількість теплоти дисипації, що надходить до каналу за цей час.

Тому рівняння теплопровідності, яке описує зміну температури розплаву по довжині каналу в ізотермічному процесі, зводимо до вигляду:

$$\frac{\partial \bar{T}}{\partial z} = \frac{K_T}{\rho c_p v_z} \left( \frac{\omega_0 R_1^2}{h_r} \right)^{1+n}. \quad (25)$$

Залежності  $K_T = f(T)$  і  $n_T = f(T)$  для розплаву полімеру визначаємо відповідно за формулами:

$$K_T(T) = K_{st} \exp[-\beta \cdot (T - T_{st})]; \quad (26)$$

$$n(T) = n_{st} + \alpha_n \cdot (T - T_{st}), \quad (27)$$

де  $T_{st}$  – задана стандартна температура;  $K_{st}$  і  $n_{st}$  – значення коефіцієнта консистенції  $K_T$  і показника степеня  $n$  за  $T = T_{st}$ , які для цього виду полімеру визначають із таблиць та довідників;  $\beta$  і  $\alpha_n$  – температурні коефіцієнти, які визначають з експериментального дослідження реології розплаву цього полімеру або з довідників.

## Результати

На рисунках наведено результати розрахунку: розподіл швидкостей тангенціальних (рис. 2), подовжніх (рис. 3), розподіл швидкостей зсуву тангенціальних (рис. 4) і подовжніх (рис. 5), а також розподіл тиску та усередненої по ширині зазору температури розплаву полімеру по довжині кільцевого каналу (рис. 6).

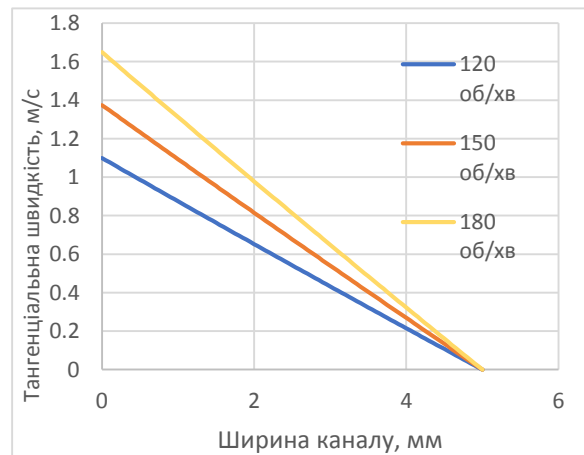


Рис. 2. Розподіл тангенціальної швидкості течії розплаву по ширині кільцевого каналу

Fig. 2. Distribution of the tangential velocity of the melt flow along the width of the annular channel

На основі створеної моделі проведено розрахунки гідродинамічних та термічних процесів для течії неньютонівської рідини в прямому кільцевому каналі в неізотермічному режимі. Описано в аналітичній формі процедуру розрахунку швидкості і швидкості зсуву подовжньої і тангенціальної течії розплаву, ефективної в'язкості розплаву та розрахунок зміни температури розплаву по довжині кільцевого зазору.

## МАШИНОБУДУВАННЯ

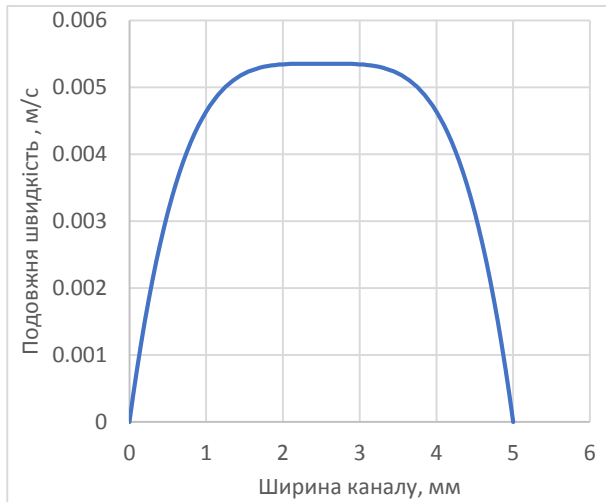


Рис. 3. Розподіл подовжньої швидкості течії розплаву по ширині кільцевого каналу

Fig. 3. Distribution of the longitudinal melt flow velocity over the width of the annular channel

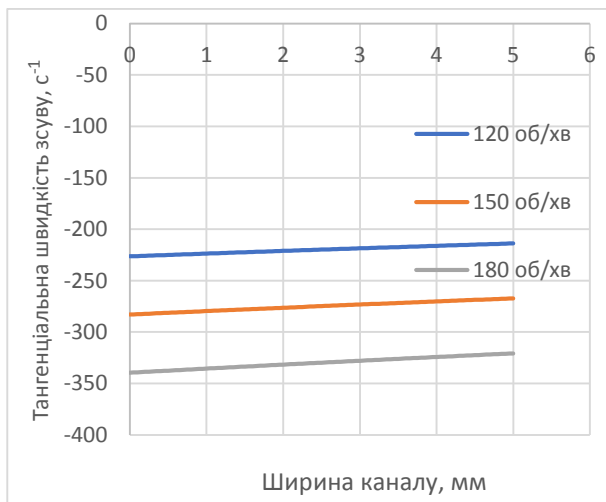


Рис. 4. Розподіл тангенціальних швидкостей зсуву в першому каналі

Fig. 4. Distribution of tangential shear rates in the first channel

Порівняно з черв'ячними екструдерами, робочий орган дискового екструдера має великий діаметр, тому в першій підзоні розплав рухається з максимальною тангенціальною і мінімальною подовжньою швидкостями, і вони є незмінними вздовж каналу. Із рис. 4–5 видно, що вплив подовжньої складової швидкості зсуву настільки малий, порівняно з тангенціальною, що її можна не враховувати.

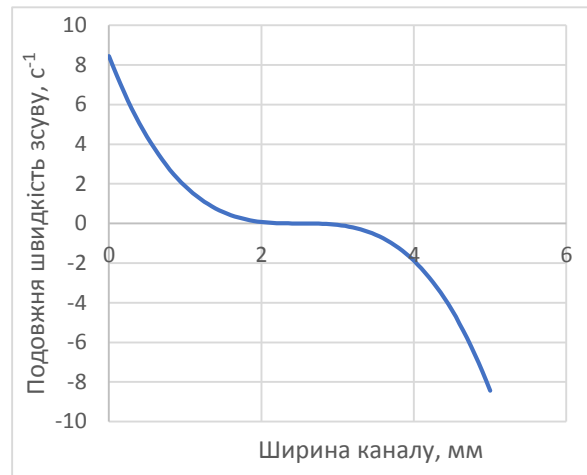


Рис. 5. Розподіл подовжніх швидкостей зсуву в першому каналі

Fig. 5. Distribution of longitudinal shear rates in the first channel

У циліндричному кільцевому каналі дискового екструдера є можливість регулювати деформацію зсуву завдяки зміні швидкості обертання диска, змінюючи тангенціальну складову швидкості течії розплаву на 20 % (рис. 2–3).

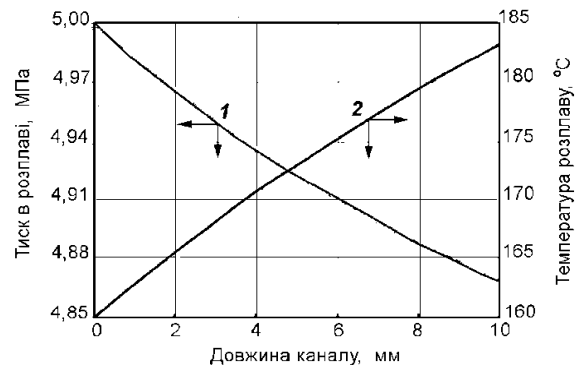


Рис. 6. Розподіл тиску (1) та усередненої по ширині зазору температури розплаву полімеру (2) по довжині кільцевого каналу

Fig. 6. Distribution of pressure (1) and polymer melt temperature (2) averaged over the gap width along the length of the annular channel

Площа прохідних перерізів уздовж другого й третього каналів зменшується, тому подовжня швидкість розплаву збільшується. А оскільки в цих каналах є можливість зменшувати величину зазору, значення подовжніх і тангенціальних швидкостей зсуву в них можуть бути більші ніж у циліндричному кільцевому каналі.

### Наукова новизна та практична значимість

Виконано моделювання стаціонарної течії ПЕВТ марки 15803–020 у прямому кільцевому каналі в неізотермічному режимі та наведено процедуру розрахунку в аналітичному вигляді залежностей, які описують процес гомогенізації в каналі. Створено загальну процедуру подальших розрахунків для інших каналів зони гомогенізації.

### Висновки

Створено математичну модель неізотермічної течії в'язкої неньютонівської рідини в прямому кільцевому каналі дискового екструдера.

Проаналізовано головні фактори, які впливають на характер течії в'язких полімерних розплавів в кільцевих каналах екструдера з урахуванням сукупного аксіального та тангенціального руху та неізотермічності процесу. Представлено загальну процедуру виконання розрахунків течії неньютонівських рідин в кільцевих каналах та дисковому зазорі екструдера. Представлено результати обчислюваного експерименту, проведеного на основі створеної моделі, по розрахунку розподілу тиску та температури розплаву по довжині каналі, а також розподілу швидкостей та швидкостей зсуву подовжньої і тангенціальної течії по ширині зазору кільцевого каналу.

### СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Кузяєв І. М. Моделювання неізотермічних процесів в робочому об'ємі черв'ячних насосів для аномально в'язких рідин. *Вопросы химии и химической технологии*. 2002. № 2. С. 107–112.
2. Мікульонок І. О., Радченко Л. Б. *Моделювання дискових екструдерів для перероблення полімерних матеріалів*. Київ: НТУУ «КПІ», 2015. 103 с.
3. Новодворський В. В., Швед М. П. Процес гомогенізації розплаву в дисковому екструдері з дозованим живленням. *Наука та прогрес транспорту*. 2022. № 3-4 (99-100). С. 48–54. DOI: <https://doi.org/10.15802/stp2022/275702>
4. Abeykoon C., Martin P. J., Kelley A. L., Li K., Brown E. C., Coates P. D. Investigation of the Temperature Homogeneity of Die Melt Flows in Polymer Extrusion. *Polymer Engineering and Science*. 2014. Vol. 54. Iss. 10. P. 2430–2440. DOI: <https://doi.org/10.1002/pen.23784>
5. Abeykoon C., Kelly A. L., Martin P. J., Li K. Dynamic modelling of die melt temperature profile in polymer extrusion. *52nd IEEE Conference on Decision and Control* (Firenze, 10–13 Dec. 2013). Firenze, 2013. P. 2550–2555. DOI: <https://doi.org/10.1109/cdc.2013.6760264>
6. Bird R. B., Stewart W. E., Lightfoot E. N. *Transport Phenomena*. John Wiley and Sons, Inc., New York, 1960. 780 p.
7. Jian R., Shi Z., Liu H., Yang W., Sain M. Enhancing Mixing and Thermal Management of Recycled Carbon Composite Systems by Torsion-Induced Phase-to-Phase Thermal and Molecular Mobility. *Polymers*. 2020. Vol. 12. Iss. 4. P. 1–14. DOI: <https://doi.org/10.3390/polym12040771>
8. Fénot M., Bertin Y., Dorignac E., Lalizel G. A review of heat transfer between concentric rotating cylinders with or without axial flow. *International journal of thermal sciences*. 2011. Vol. 50. Iss. 7. P. 1138–1155. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2011.02.013>
9. Piton M., Huchet F., Cazacliu B., Le Corre O. Heat Transport in Rotating Annular Duct: A Short Review. *Energies*. 2022. Vol. 15. Iss. 22. P. 1–16. DOI: <https://doi.org/10.3390/en15228633>
10. Rauwendaal C. Estimating fully developed melt temperature in extrusion. *Conference Proceedings, 58th SPE ANTEC*. 2000. P. 307–311.
11. Rauwendaal C., Ponzielli G. *Temperature development in screw extruders*. URL: [https://www.academia.edu/38703880/TEMPERATURE\\_DEVELOPMENT\\_IN\\_SCREW\\_EXTRUDERS](https://www.academia.edu/38703880/TEMPERATURE_DEVELOPMENT_IN_SCREW_EXTRUDERS)
12. Wood A. K., Cleveleys T. Determination of melt temperature and velocity profiles in flowing polymer melts. *Proc. 8th Brazilian Congr. Polym* 2005. P. 1378–1381.

V. V. NOVODVORSKYI<sup>1\*</sup>, G. K. IVANITSKY<sup>2</sup>

<sup>1\*</sup>Department of Chemical Engineering and Oil Refining Industry, National Technical University of Ukraine «Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute», Beresteyskiy Av., 37, Kyiv, Ukraine, 03056, tel.+38 (096) 040 46 59, e-mail novodvorskiyvolodymyr@gmail.com, ORCID 0000-0002-2895-4506

<sup>2</sup>Department of Chemical Engineering and Oil Refining Industry, National Technical University of Ukraine «Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute», Beresteyskiy Av., 37, Kyiv, Ukraine, 03056, tel. +38 (067) 145 61 35, e-mail gergey4@gmail.com, ORCID 0000-0002-0486-2359

## Modeling of Polymer Melt Flow in the Annular Channel of a Disk Extruder

**Purpose.** Polymer products are used in industry due to their performance properties. The homogeneity of the melt is essential for the quality of the final product. Uniform distribution of components and properties ensures homogeneity of the product's physical and mechanical characteristics. Insufficient homogeneity can lead to defects in the product. The homogenization zone plays an important role in ensuring a homogeneous melt. In a disc extruder, the homogenization zone consists of four consecutive channels. In order to describe the flow for the entire homogenization zone, it is necessary to model the first channel first. Therefore, the main purpose of this work is to model hydrodynamic and thermal processes during the flow of a non-Newtonian fluid in a straight annular channel in a non-isothermal regime, as well as to create a general procedure for further calculations for other channels. **Methodology.** The analysis of publications was carried out. The procedure for calculating the velocity and shear rate of the longitudinal and tangential melt flow, the effective melt viscosity, and the calculation of the melt temperature change along the length of the annular gap in an analytical form was developed. **Findings.** In accordance with the developed procedure, the values of tangential and longitudinal velocities and shear rates were calculated. The graphical dependences of the distribution of tangential and longitudinal velocities and shear velocities of the melt flow along the width of the annular channel, the distribution of pressure and the temperature of the polymer melt averaged over the width of the gap along the length of the annular channel are presented. **Originality.** In this work, a stationary flow in a straight annular channel was modeled for LDPE of the 15803-020 grade in a non-isothermal regime. A general procedure for further calculations for other channels of the homogenization zone has been developed. **Practical value.** The given calculation procedure can be applied to the following channels of the homogenization zone, which allows describing the melt flow for the entire homogenization zone.

**Keywords:** extrusion; melt quality; temperature homogeneity; homogenization; disk extruder

### REFERENCES

1. Kuzyayev, I. M. (2002). Modeljvannja neizotermichnykh procesiv v robochomu ob'jemi cherv'jachnykh nasosiv dlja anomaljno v'jazkykh ridyn. *Issues of Chemistry and Chemical Technology*, 107-112. (in Ukrainian)
2. Mikuljonok, I. O., & Radchenko, L. B. (2015). *Modeljvannja dyskovykh ekstruderiv dlja pereroblennja polimernykh materialiv*. Kyiv: NTUU «KPI». (in Ukrainian)
3. Novodvorskiy, V. V., & Shved, N. P. (2022). The Process of Melt Homogenization in a Metered-Discharge Disk Extruder. *Science and Transport Progress*, 3-4(99-100), 48-54. DOI: <https://doi.org/10.15802/stp2022/275702> (in Ukrainian)
4. Abeykoon, C., Martin, P. J., Kelley, A. L., Li, K., Brown, E. C., & Coates, P. D. (2014). Investigation of the Temperature Homogeneity of Die Melt Flows in Polymer Extrusion. *Polymer Engineering and Science*, 54(10), 2430-2440. DOI: <https://doi.org/10.1002/pen.23784> (in English)
5. Abeykoon, C., Kelly, A. L., Martin, P. J., & Kang Li. (2013, December). Dynamic modelling of die melt temperature profile in polymer extrusion. In *52nd IEEE Conference on Decision and Control* (pp. 2550-2555). DOI: <https://doi.org/10.1109/cdc.2013.6760264> (in English)
6. Bird, R. B., Stewart, W. E., & Lightfoot, E. N. (1960). *Transport Phenomena*. John Wiley and Sons, Inc., New York. (in English)
7. Jian R., Shi Z., Liu H., Yang W., Sain M. (2020). Enhancing Mixing and Thermal Management of Recycled Carbon Composite Systems by Torsion-Induced Phase-to-Phase Thermal and Molecular Mobility. *Polymers*, 12(4), 1-14. DOI: <https://doi.org/10.3390/polym12040771> (in English)

МАШИНОБУДУВАННЯ

---

8. Fénot, M., Bertin, Y., Dorignac, E., & Lalizel, G. (2011). A review of heat transfer between concentric rotating cylinders with or without axial flow. *International Journal of Thermal Sciences*, 50(7), 1138-1155. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2011.02.013> (in English)
9. Piton, M., Huchet, F., Cazacliu, B., & Le Corre, O. (2022). Heat Transport in Rotating Annular Duct: A Short Review. *Energies*, 15(22), 86331-16. DOI: <https://doi.org/10.3390/en15228633> (in English)
10. Rauwendaal, C. (2000). Estimating fully developed melt temperature in extrusion. In *Conference Proceedings, 58 th SPE ANTEC* (pp. 307-311). (in English)
11. Rauwendaal, C., & Ponzielli, G. *Temperature development in screw extruders*. Retrieved from [https://www.academia.edu/38703880/TEMPERATURE\\_DEVELOPMENT\\_IN\\_SCREW\\_EXTRUDERS](https://www.academia.edu/38703880/TEMPERATURE_DEVELOPMENT_IN_SCREW_EXTRUDERS) (in English)
12. Wood, A. K., & Cleveleys, T. (2005). Determination of melt temperature and velocity profiles in flowing polymer melts. *Proc. 8th Brazilian Congr. Polym*, 1378-1381. (in English)

Надійшла до редколегії: 14.11.2022

Прийнята до друку: 13.03.2023

# РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

УДК 629.4.027.5:625.143.03

А. М. АФАНАСОВ<sup>1\*</sup>, С. М. ГОЛІК<sup>2\*</sup>, С. Ю. БУРЯК<sup>3\*</sup>, О. Г. КРАВЧУНОВСЬКИЙ<sup>4\*</sup>,  
Є. Ф. ФЕДОРОВ<sup>5\*</sup>, О. О. ГОЛОЛОВА<sup>6\*</sup>

<sup>1\*</sup>Каф. «Електричний рухомий склад залізниць», Український державний університет науки і технологій, вул. Лазаряна, 2, Дніпро, Україна, 49010, тел. +38 (098) 313 37 10, ел. пошта afanasof@ukr.net, ORCID 0000-0003-4609-2361

<sup>2\*</sup>Каф. «Електричний рухомий склад залізниць», Український державний університет науки і технологій, вул. Лазаряна, 2, Дніпро, Україна, 49010, тел. +380 (056) 373 15 31, ел. пошта diit-ers@ukr.net, ORCID 0000-0002-7697-3832

<sup>3\*</sup>Каф. «Автоматика та телекомунікації», Український державний університет науки і технологій, вул. Лазаряна, 2, Дніпро, Україна, 49010, тел. +38 (056) 373 15 04, ел. пошта ser.buryak@gmail.com, ORCID 0000-0002-8251-785X

<sup>4\*</sup>Циклова комісія рухомого складу, Державний вищий навчальний заклад «Слов'янський коледж транспортної інфраструктури», вул. Гагаріна, 7, Слов'янськ, Донецька область, Україна, 84109, тел. +38 (095) 352 99 33, ел. пошта okravchunovskyi@slkti, ORCID 0000-0001-9817-4807

<sup>5\*</sup>Каф. «Технічна механіка», Український державний університет науки і технологій, вул. Лазаряна, 2, Дніпро, Україна, 49010, тел. +38 (056) 793 19 08, ел. пошта fedorov16071972@gmail.com, ORCID 0000-0002-2930-2796

<sup>6\*</sup>Каф. «Автоматика та телекомунікації», Український державний університет науки і технологій, вул. Лазаряна, 2, Дніпро, Україна, 49010, тел. +38 (056) 373 15 04, ел. пошта gololobova\_oksana@i.ua, ORCID 0000-0003-1857-8196

## Моделювання процесу зношування колісної пари локомотива та рейки під час буксування у кривій

**Мета.** У цій статті передбачено провести аналіз процесу зношування бандажів колісної пари локомотива та рейок у кривих ділянках рейкової колії з використанням формалізації показника зносу гребенів за цикл буксування колісної пари. **Методика.** У процесі розробки моделі зношування колісної пари локомотива було розглянуто явище буксування під час реалізації тягового моменту та визначено функції швидкості ковзання в точці контакту колеса з рейкою. На основі отриманих функцій запропоновано аналітичний вираз для визначення фактора зносу бандажів і гребенів. Для спрощення практичних розрахунків уведено поняття відносного показника зносу гребеня колісної пари й запропоновано аналітичний вираз для його визначення. **Результати.** Проведені дослідження показують, що буксування колісних пар локомотивів під час реалізації тягового моменту є одним із вирішальних факторів, який визначає знос гребенів. Істотного зниження результуючого ковзання гребеня під час буксування можна досягти за рахунок зменшення часу спрацьовування пристроїв протибуксувального захисту. Також слід відзначити, що результуюче ковзання зменшується більшою мірою, ніж збільшується швидкодія протибуксувального захисту. **Наукова новизна.** У цьому дослідженні вперше запропоновано модель процесу зношування бандажів і гребенів колісних пар під час буксування локомотива у кривій, де фактор зносу гребеня колеса представлено у вигляді сумарної роботи сил тертя за цикл буксування. **Практична значимість.** Запропоновану аналітичну модель можна використовувати під час прогнозування ресурсу бандажів колісних пар локомотивів та в разі нормування мас поїздів на ділянках залізниці зі складним планом і профілем колії.

**Ключові слова:** моделювання; залізничний транспорт; локомотив; зношування; фактор зносу; буксування; колісна пара; гребінь колісної пари; бандаж колісної пари; рейки; крива

### Вступ

Проблема підвищення довговічності бандажів локомотивів є однією з найактуальніших на залізничному транспорті. Сьогодні відомий цілий ряд методів підвищення довговічності бан-

дажів локомотивів, таких як змашування гребенів коліс та бокових граней рейок, зміцнення поверхні гребеня і круга кочення коліс, використання раціональних профілів коліс і рейок, застосування раціональних технологій відновлення профілю бандажа [2–4, 9, 10].

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

Найбільший ефект можна отримати шляхом використання комплексу заходів, які поєднують найефективніші методи підвищення ресурсу бандажів. Такими методами є розробка і використання раціональних технологій обточування колісних пар, підвищення ефективності змащування гребенів і рейок, поліпшення зчіпних якостей локомотивів [2–6].

Традиційно зниження зчіпних якостей локомотивів та буксування колісних пар пов'язують зі зростанням прокату [5, 6, 7–10]. Результуюче ковзання поверхні кочення під час буксування збільшується порівняно з нормальними умовами в сотні разів. Не менш суттєвим у разі буксування є й ступінь збільшення ковзання гребеня. Оскільки в процесі буксування практично завжди бере участь пісок, який на порядок збільшує інтенсивність зносу, погіршення умов зчеплення у кривих може бути одним із визначальних факторів формування зносу гребенів.

### Мета

Основною метою цього дослідження є аналіз процесу зношування бандажів колісної пари локомотива та рейок у кривих ділянках із використанням формалізації показника зносу гребенів за цикл буксування колісної пари.

### Методика

Особливість зносу гребенів колісної пари під час буксування полягає передусім у нестаціонарності самого режиму буксування. Весь процес буксування в умовах експлуатації локомотива можна поділити на два етапи. На першому етапі за рахунок позитивного надмірного тягового моменту відбувається наростання швидкості ковзання колісної пари. На другому етапі відбувається зниження швидкості ковзання за рахунок зменшення тягового моменту або збільшення моменту зчеплення. У реальних умовах процес буксування може протікати за різних поєднань величин моментів тяги та зчеплення. На рис. 1 наведено характеристики цих моментів для випадку, коли буксування викликане початковим розбалансуванням тягового моменту  $M$  та моменту зчеплення  $M_{\text{цп}}$  і розвивається за умови незмінного стану характеристики зчеплення. Тут необхідно відзначити, що зазвичай у реальних умовах зниження мо-

менту зчеплення буває короткочасним і провокує буксування (розвантаження колісної пари, наїзд на масляну пляму), а подальший його розвиток визначає відмінність у жорсткості характеристик тяги та зчеплення. Однак аналіз процесу такого характеру вимагає наявності великої кількості вихідних умов і є предметом окремого дослідження.

Процеси буксування, які розвиваються за умови незмінного стану характеристики зчеплення, також трапляються під час експлуатації, вони більш прості для аналізу.

Щодо характеристик, які наведені на рис. 1, відзначимо, що зона пружного ковзання характеристики зчеплення не показана з метою спрощення рисунку. Таке спрощення не впливає на результат розв'язку задачі, яка полягає у визначенні показника зносу гребенів коліс під час буксування. Будемо вважати точку В вершиною характеристики зчеплення, а вертикальний відрізок ОВ – зоною пружного ковзання.

Припинення буксування можливе за рахунок збільшення моменту зчеплення або зниження тягового моменту [1, 5, 6, 9, 10]. Під час експлуатації застосовують обидва способи, у тому числі одночасно.

### Результати

Для нашого випадку будемо розглядати припинення буксування шляхом зниження тягового моменту за умови незмінного стану характеристики зчеплення. Такого зниження моменту можна досягти шляхом переходу на нижчу позицію контролера машиніста локомотива, якій буде відповідати характеристика  $M_2$  (див. рис. 1). У випадку переходу на характеристику  $M_2$  за швидкості ковзання  $v_{\text{скп}}$ , яка менша за  $v_{\text{скб}}$ , небалансний момент на колесі буде негативним і буксування припиниться в точці С характеристики  $M_2$ . Якщо ж швидкість ковзання буде більшою за  $v_{\text{скб}}$ , буксування не припиниться.

Для описання процесу розвитку буксування скористаємося диференціальним рівнянням для обертального руху:

$$M_1 - M_{\text{цп}} = J \frac{dw}{dt}, \quad (1)$$

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

де  $M_1$  – тяговий момент на колесі, який відповідає позиції контролера локомотива та залежить від суми швидкостей поступального руху  $v_0$  і ковзання  $v_{ск}$ ;  $M_{цп}$  – момент зчеплення, який залежить від швидкості ковзання  $v_{ск}$ ;  $J$  – приведений момент інерції колісно-моторного блока;  $w$  – кутова швидкість колеса;  $t$  – поточний час.

$$\text{Виконавши заміну } \frac{dw}{dt} = \frac{1}{R_k} \cdot \frac{dv_{ск}}{dt},$$

де  $R_k$  – радіус колеса, а  $v_{ск}$  – швидкість ковзання в контактні колеса з рейкою, отримаємо формулу (1) у більш зручній для аналізу вигляді:

$$M_1 - M_{цп} = \frac{J}{R_k} \cdot \frac{dv_{ск}}{dt}. \quad (2)$$

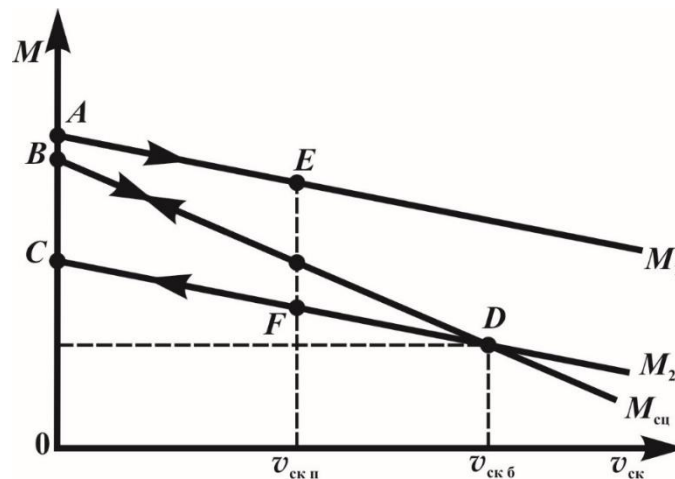


Рис. 1. Характеристики моментів тяги та зчеплення

Fig. 1. Characteristics of traction and grip torques

Найпростіший розв'язок рівняння (2) можна отримати в разі подання характеристик  $M_1$ ,  $M_2$  і  $M_{цп}$  у вигляді прямих ліній. У цьому випадку отримаємо такі рівняння залежності моментів від швидкостей ковзання:

$$M_1 = A - K_1 v_{ск}, \quad (3)$$

$$M_2 = C - K_2 v_{ск}, \quad (4)$$

$$M_{цп} = B - K_3 v_{ск}, \quad (5)$$

де  $K_1$ ,  $K_2$ ,  $K_3$  – відповідні кутові коефіцієнти прямих.

Підставивши вирази (3) і (5) в (1), після заміни  $J/R_k = J_R$  та перетворень отримаємо:

$$(A - B) + (K_3 - K_1) v_{ск} = J_R \frac{dv_{ск}}{dt}. \quad (6)$$

Загальний розв'язок цього диференціального рівняння отримаємо у вигляді:

$$\ln(A - B + (K_3 - K_1) v_{ск}) = \frac{K_3 - K_1}{J_R} t + C_1, \quad (7)$$

де  $C_1$  – постійна інтегрування.

Для початкових умов  $t = 0$ ,  $v_{ск}(0) = 0$  знайдемо  $C_1 = \ln(A - B)$ .

Тоді частинний розв'язок рівняння (1) буде таким:

$$v_{ск}(t) = \frac{A - B}{K_3 - K_1} \left( e^{\frac{K_3 - K_1}{J_R} t} - 1 \right). \quad (8)$$

Залежність  $v_{ск}(t)$  за взятих допущень є експоненціальною.

Процес припинення буксування можна описати аналогічним диференціальним рівнянням (1) виразом:

$$M_2 - M_{цп} = J \frac{dw}{dt}. \quad (9)$$

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

Підставивши у нього (4) та (5), отримаємо:

$$(C - B) + (K_3 - K_2)v_{\text{ск}} = J_R \frac{dv_{\text{ск}}}{dt}. \quad (10)$$

Загальний розв'язок цього диференціального рівняння:

$$\ln(C - B + (K_3 - K_2)v_{\text{ск}}) = \frac{K_3 - K_2}{J_R} t + C_2, \quad (11)$$

де  $C_2$  – постійна інтегрування.

Для початкових умов  $t = 0$ ,  $v_{\text{ск}}(0) = v_{\text{скп}}$  знайдемо:

$$C_2 = \ln(C - B + (K_3 - K_2)v_{\text{скп}}), \quad (12)$$

де  $v_{\text{скп}}$  – швидкість переходу на позицію, яка відповідає характеристиці  $M_2$ .

Після підстановки  $C_2$  в (11) та низки перетворень отримаємо частинний розв'язок рівняння (9):

$$v_{\text{ск}}(t) = \left( \frac{C - B}{K_3 - K_2} + v_{\text{скп}} \right) \times \left( e^{\frac{K_3 - K_2}{J_R} t} - \frac{1}{1 + \frac{K_3 - K_2}{C - B} v_{\text{скп}}} \right). \quad (13)$$

Неважко переконатись, що

$$\frac{C - B}{K_3 - K_2} = -v_{\text{скб}}, \quad (14)$$

де  $v_{\text{скб}}$  – швидкість ковзання в точці перетину характеристик  $M_2$  і  $M_{\text{ц}}$  (точка  $D$  на рис. 1).

Тоді після перетворень виразу (13) отримаємо:

$$v_{\text{ск}}(t) = v_{\text{скб}} - (v_{\text{скб}} - v_{\text{скп}}) e^{\frac{K_3 - K_2}{J_R} t}. \quad (15)$$

Із формули (15) видно, що за умовою  $v_{\text{скп}} > v_{\text{скб}}$  процес буксування розвивається (швидкість ковзання наростає).

Умова припинення буксування в разі переходу на нижчу позицію:

$$v_{\text{скп}} < v_{\text{скб}}. \quad (16)$$

Фактор зносу бандажів колісної пари [2] можна визначити як сумарну роботу сил тертя за цикл буксування. Під циклом буксування розумітимемо процес розвитку та припинення буксування по контуру  $AEFCA$  (див. рис. 1). Фактор зносу бандажів подамо у вигляді:

$$\Phi = \int_0^{t_1} \frac{M_{\text{цл}}}{R_k} v_{\text{ск1}} dt + \int_0^{t_2} \frac{M_{\text{цл}}}{R_k} v_{\text{ск2}} dt, \quad (17)$$

де  $v_{\text{ск1}}$ ,  $v_{\text{ск2}}$  – швидкості ковзання під час розвитку та припинення буксування відповідно;  $t_1$ ,  $t_2$  – тривалості процесів розвитку та припинення буксування відповідно.

Функції  $v_{\text{ск1}}$  і  $v_{\text{ск2}}$  визначено вище й описано формулами (8) і (13) відповідно.

Відзначимо, що швидкості ковзання поверхні кочення та гребеня не однакові, однак під час буксування колісної пари ця різниця у відсотковому відношенні незначна і нею, у нашому випадку, можна знехтувати. Самі залежності (8) і (13) отримано з допущення, що характеристики тяги і зчеплення лінійні. За необхідності цю задачу можна розв'язати для будь-яких інших характеристик числовими методами.

Час  $t_1$  залежить від чутливості датчика буксування, реакції машиніста або швидкодії системи автоматичного регулювання. Час  $t_2$  можна знайти з умови, що швидкість ковзання  $v_{\text{ск}} = 0$ , за формулою (15):

$$t_2 = \frac{J_R}{K_3 - K_2} \ln \left( \frac{v_{\text{скб}}}{v_{\text{скб}} - v_{\text{скп}}} \right). \quad (18)$$

Швидкість ковзання під час переходу  $v_{\text{скп}}$  можна знайти за формулою (8) з умови  $t = t_1$ .

Фактор зносу гребеня напрямного колеса під час буксування колісної пари у кривій є однією з двох складових загального фактора зносу бандажів  $\Phi$ :

$$\Phi = \Phi_k + \Phi_r, \quad (19)$$

де  $\Phi_k$  – фактор зносу поверхні кочення внутрішнього та зовнішнього коліс;  $\Phi_r$  – фактор зносу гребеня зовнішнього (направного) колеса.

Складові у виразі (19) є величинами, пропорційними відповідним моментам зчеплення,

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

які, у свою чергу, пропорційні нормальним умовам у контактах.

Частина моменту зчеплення, обумовлена тертям поверхонь кочення колісної пари:

$$M_{\text{счк}} = f_k P R_k, \quad (20)$$

де  $f_k$  – коефіцієнт тертя на поверхні кочення;  $P$  – навантаження від колісної пари на рейку.

Частина моменту зчеплення, яка обумовлена тертям гребеня зовнішнього колеса по боковій частині рейки:

$$M_{\text{счг}} = f_r N (R_k + h), \quad (21)$$

де  $f_r$  – коефіцієнт тертя гребеня по рейці;  $N$  – сила нормального тиску гребеня на рейку, пропорційна напрямному зусиллю;  $h$  – глибина точки контакту гребеня з рейкою,  $h \ll R_k$ .

Необхідно відзначити, що величини  $M_{\text{счк}}$  та  $M_{\text{счг}}$  залежні одна від одної. У разі суттєвого

забігання гребеня зовнішнього колеса у кривій за рахунок вертикальної складової сили тертя відбувається незначне розвантаження контакту поверхні кочення [1, 2].

З умови, що фактори зносу пропорційні моментам зчеплення, а  $h = 0$ , отримаємо частину фактора зносу, яка припадає на гребінь зовнішнього колеса:

$$\Phi_r = \Phi \frac{f_k N}{f_k P + f_r N}. \quad (22)$$

У випадку, якщо коефіцієнти тертя  $f_k$  та  $f_r$  рівні, формула (22) набуває вигляду:

$$\Phi_r = \Phi \frac{N}{P + N}. \quad (23)$$

На рис. 2 наведено криві, які якісно відображають характер зміни швидкості ковзання колеса під час циклу буксування.

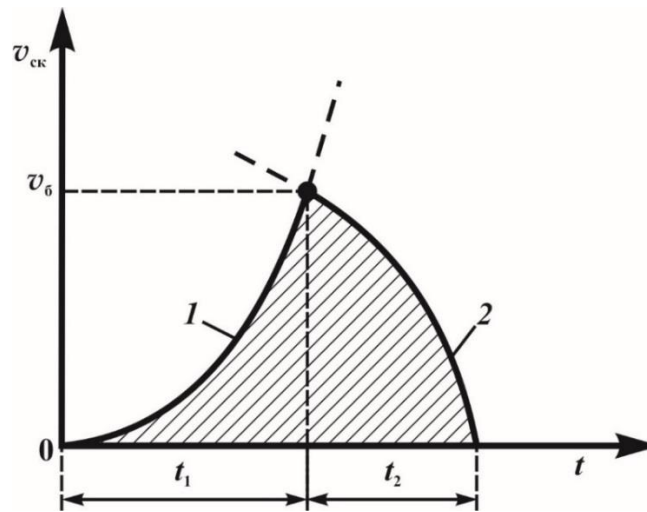


Рис. 2. Характер зміни швидкості ковзання

Fig. 2. The nature of the sliding speed change

Крива 1 характеризує зміну швидкості ковзання під час розвитку, а крива 2 – під час припинення буксування. Відповідно до формул (8) і (15) обидві криві – експоненти.

Площа фігури, обмеженої лініями 1, 2 та віссю часу (див. рис. 2), являє собою результуюче ковзання поверхні кочення або гребеня (вони під час буксування приблизно рівні), яке можна взяти як спрощений критерій оцінювання зносу. Тоді спрощений фактор зносу буде мати розмірність довжини й вигляд:

$$S_{r\delta 0} = \int_0^{t_1} v_{\text{ск1}} dt + \int_0^{t_2} v_{\text{ск2}} dt. \quad (24)$$

На практиці найзручніше використовувати відносний показник зносу, який являє собою відношення результуючого ковзання гребеня під час буксування колісної пари до результуючого ковзання гребеня у кривій  $S_{r\text{н}}$  за нормальних умов реалізації сили тяги без буксування.

Останній показник можна знайти з виразу:

$$S_{\text{гн}} = \varepsilon_{\text{гн}} S_{\text{к}}, \quad (25)$$

де  $\varepsilon_{\text{гн}}$  – відносне ковзання гребеня, яке залежить від тягового зусилля, глибин контактування та кута набігання;  $S_{\text{к}}$  – довжина кривої.

Для загального випадку відносний показник зносу гребеня під час буксування можна виразити так:

$$\Phi_{\text{г}}^* = \frac{S_{\text{гб}}}{\varepsilon_{\text{гн}} \cdot S_{\text{к}}}. \quad (26)$$

У разі застосування піску значення  $\Phi_{\text{г}}^*$  за формулою (26) потрібно помножити на коефіцієнт, який враховує збільшення інтенсивності зносу гребеня через роботу контакту з піском.

Попередні розрахунки за формулою (26) показують, що буксування у кривій ділянці колії із середньою швидкістю ковзання 10 м/с протягом 5 секунд спричиняє до п'ятикратне збільшення результуючого ковзання гребеня порівняно з рухом на ділянці довжиною 500 м з нормальним відносним ковзанням, що становить 0,02. У разі застосування піску цей показник зростає на порядок. Таким чином, можна зробити висновок, що буксування колісних пар локомотивів є одним із вирішальних факторів, який визначає знос гребенів.

Аналіз характеру кривих на рис. 2 показує, що істотного зниження результуючого ковзання гребеня під час буксування можна досягти за рахунок зменшення часу спрацьовування протибуксувального захисту  $t_1$ . Відзначимо, що результуюче ковзання зменшується більшою мірою, ніж збільшується швидкодія захисту.

### Наукова новизна та практична значимість

Уперше запропоновано модель процесу зношування бандажів колісних пар під час буксування локомотива у кривій, у якій фактор зносу гребеня колеса подано у вигляді сумарної роботи сил тертя за цикл буксування.

Запропоновану модель можна використовувати під час прогнозування ресурсу бандажів колісних пар локомотивів та в разі нормування мас поїздів на ділянках зі складним планом і профілем колії.

### Висновки

1. Суттєве підвищення інтенсивності зносу гребенів колісних пар локомотивів на ділянках зі складним планом і профілем колії пов'язане не тільки зі зростанням кутів набігання колеса на рейку та напрямних зусиль, а й зі суттєвим погіршенням зчпних якостей локомотивів, яке є причиною частого буксування у кривих.

2. Проведений аналіз показав, що суттєвого зниження інтенсивності зносу гребенів колісних пар локомотивів у кривих можна досягти за рахунок зменшення часу спрацьовування протибуксувального захисту.

3. Значне зниження витрат на утримання тягового рухомого складу та собівартості залізничних перевезень можна отримати у випадку нормування мас поїздів з урахуванням протибуксувальної стійкості локомотивів.

### СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

- Афанасов А. М., Голік С. М., Васильєв В. Є., Мунтян А. О. Моделювання фактора зношування гребенів колісних пар локомотивів з урахуванням умов зчеплення. *Теорія і практика металургії*. 2021. № 3 (128). С. 21–25. DOI: <https://doi.org/10.34185/tpm.3.2021.03>
- Блохін Є. П., Коротенко М. Л., Буров В. С. *Динаміка електричного рухомого складу*. Дніпропетровськ : ДНУЗТ, 2002. 138 с.
- Блохін Є. П., Данович В. Д., Коротенко М. Л. Влияние поперечного зазора в рельсовой колее на износ гребней колесных пар грузовых вагонов в кривых. *Залізничний транспорт України*. 1997. № 2–3. С. 9–12.
- Рибкін В. В., Настечик М. П., Арбузов М. А., Каленик К. Л., Макаров Ю. О., Маркуль Р. В. Дослідження впливу параметрів улаштування колії на інтенсивність бічного зношення головки рейки в кривих ділянках. *Збірник наукових праць Донецького інституту залізничного транспорту*. 2013. Вип. 34. С. 155–162.

5. Ткаченко В., Сапронова С., Брайковська Н., Твердомед В. *Динамічна взаємодія рухомого складу і колії на лініях швидкісного руху суміщеного з вантажним* : монографія. Publishing House «European Scientific Platform», 2021. 240 с. DOI: <https://doi.org/10.36074/dvrsklshrsv-monograph.2021>
6. He J., Zuo X., Zhang C., Mao S., He Y. Anti-slip control based on optimal slip ratio for heavy-haul locomotives. *The Journal of Engineering*. 2019. Vol. 2019. Iss. 23. P. 9069–9074. DOI: <https://doi.org/10.1049/joe.2018.9187>
7. Klimenko I., Kalivoda J., Neduzha L. Influence of Parameters of Electric Locomotive on its Critical Speed. *Transportation Science and Technology*. 2020. P. 531–540. DOI: [https://doi.org/10.1007/978-3-030-38666-5\\_56](https://doi.org/10.1007/978-3-030-38666-5_56)
8. Tatarinova V. A., Kalivoda J., Neduzha L. O. Research of locomotive mechanics behavior. *Science and Transport Progress*. 2018. № 5 (77). P. 104–114. DOI: <https://doi.org/10.15802/stp2018/148026>
9. Van De Merwe C. V., Le Roux J. D. Model-Based Estimation of Wheel Slip in Locomotives. *2022 European Control Conference – ECC 2022 : Proc. of the European Control Conference (London, 12–15 July 2022)*. Institute of Electrical and Electronics Engineers Inc. London, 2022. P. 2124–2129. DOI: <https://doi.org/10.23919/ecc55457.2022.9838075>
10. Yang Y., Zhang M., Wang K., Li Y. Research on Wear of Locomotive Wheel Considering Traction. *Advances in Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks (Gothenburg, 12–16 August 2019)*. Springer Nature, 2020. P. 837–845. DOI: [https://doi.org/10.1007/978-3-030-38077-9\\_97](https://doi.org/10.1007/978-3-030-38077-9_97)

A. M. AFANASOV<sup>1\*</sup>, S. M. HOLIK<sup>2\*</sup>, S. Y. BURIK<sup>3\*</sup>, O. H. KRAVCHUNOVSKIY<sup>4\*</sup>,  
Y. F. FEDOROV<sup>5\*</sup>, O. O. GOLOLOBOVA<sup>6\*</sup>

<sup>1\*</sup>Dep. «Electric rolling stock», Ukrainian State University of Science and Technologies, Lazaryana St., 2, Dnipro, Ukraine, 49010, tel. +38 (098) 313 37 10, e-mail [afanasof@ukr.net](mailto:afanasof@ukr.net), ORCID 0000-0003-4609-2361

<sup>2\*</sup>Dep. «Electric rolling stock», Ukrainian State University of Science and Technologies Lazaryana St., 2, Dnipro, Ukraine, 49010, tel. +380 (056) 373 15 31, e-mail [diit-ers@ukr.net](mailto:diit-ers@ukr.net), ORCID 0000-0002-7697-3832

<sup>3\*</sup>Dep. «Automatics and Telecommunications», Ukrainian State University of Science and Technologies, Lazaryana St., 2, Dnipro, Ukraine, 49010, tel. +38 (056) 373 15 04, e-mail [ser.buryak@gmail.com](mailto:ser.buryak@gmail.com), ORCID 0000-0002-8251-785X

<sup>4\*</sup>Cyclic commission of rolling stock, Slavyanskiy College Transport Infrastructure, Gagarin St., 7, Sloviansk, Donetsk region, 84109, tel. +38 (095) 352 99 33, e-mail [okravchunovskiy@slkti](mailto:okravchunovskiy@slkti), ORCID 0000-0001-9817-4807

<sup>5\*</sup>Dep. «Technical mechanics», Ukrainian State University of Science and Technologies, Lazaryana St., 2, Dnipro, Ukraine, 49010, tel. +38 (056) 793 19 08, e-mail [fedorov16071972@gmail.com](mailto:fedorov16071972@gmail.com), ORCID 0000-0002-2930-2796

<sup>6\*</sup>Dep. «Automatics and Telecommunications», Ukrainian State University of Science and Technologies, Lazaryana St., 2, Dnipro, Ukraine, 49010, tel. +38 (056) 373 15 04, e-mail [gololobova\\_oksana@i.ua](mailto:gololobova_oksana@i.ua), ORCID 0000-0003-1857-8196

## Modeling of the Wear Process of a Locomotive Wheelset and Rail During Sliding in a Curve

**Purpose.** This article is aimed at analyzing the wear process of locomotive wheelset and rail bands in curved sections of the rail track using the formalization of the ridge wear indicator for the wheelset slippage cycle. **Methodology.** In the process of developing a model for the wear of a locomotive wheelset, the phenomenon of slippage during the realization of traction torque was considered and the sliding speed functions at the point of contact between the wheel and the rail were determined. On the basis of the obtained functions, an analytical expression for determining the wear factor of the rims and ridges is proposed. To simplify practical calculations, the concept of the relative wear rate of the wheel ridge is introduced and an analytical expression for its determination is proposed. **Findings.** Our studies show that the slippage of locomotive wheelsets during the realization of traction torque is one of the decisive factors that determines the wear of the ridges. A significant reduction in the resulting ridge slip during slippage can be achieved by reducing the response time of anti-skid devices. It should also be noted that the resulting slip decreases to a greater extent than the speed of the snowplow protection increases. **Originality.** In this study, for the first time, a model of the wear process of wheel set tires and rims during locomotive slippage is proposed in a curve, where the wheel rim wear factor is represented as the total work of friction forces per slippage cycle. **Practical value.** The proposed analytical model can be used to predict the service life of locomotive wheel sets and to standardize train weights on railroad sections with a complex track plan and profile.

**Keywords:** modeling; railroad transport; locomotive; wear; wear factor; slippage; wheelset; wheelset ridge; wheelset band; rails; curve

## REFERENCES

1. Afanasov, A. M., Holik, S. M., Vasilyev, V. Ye., & Muntian, A. O. (2021). Modeling of wear factor of locomotive wheel flange taking into account the traction conditions. *THEORY AND PRACTICE*, 3, 21-25.  
DOI: <https://doi.org/10.34185/tpm.3.2021.03> (in Ukrainian)
2. Blokhin, E. P., Danovich, V. D., & Korotenko M. L. (1997). Vliyanie poperechnogo zazora v relsovoy kolee na iznos grebney kolesnyih par gruzovyih vagonov v krivyih. *Zaliznychnyi transport Ukrainy*, 2-3, 9-12.
3. Blokhin, Ye. P., Korotenko, M. L., & Burov, V. S. (2002). *Dynamika elektrychnoho rukhomoho skladu*. Dnipropetrovsk: DNUZT. (in Ukrainian)
4. Rybkin, V. V., Nastechyk, M. P., Arbuzov, A. M., Kalenyk, K. L., Makarov, Yu. O., & Markul, R. V. (2013). Research of Influence of Parameters of Device of Way on Intensity of Lateral Wear of Railhead in the Crooked Areas. *Zbirnyk naukovykh prats Donetskoho instytutu zalizny-chnoho transport*, 34, 155-162. (in Ukrainian)
5. Tkachenko, V., Sapronova, S., Braikovska, N., & Tverdomed, V. (2021). *Dynamic interaction of rolling stock and track on lines of speed motion combined with freight*. Publishing House «European Scientific Platform». DOI: <https://doi.org/10.36074/dvrsklshrsv-monograph.2021> (in Ukrainian)
6. He, J., Zuo, X., Zhang, C., Mao, S., & He, Y. (2019). Anti-slip control based on optimal slip ratio for heavy-haul locomotives. *The Journal of Engineering*, 2019(23), 9069-9074.  
DOI: <https://doi.org/10.1049/joe.2018.9187> (in English)
7. Klimenko, I., Kalivoda, J., & Neduzha, L. (2020). Influence of Parameters of Electric Locomotive on its Critical Speed. *Transportation Science and Technology*, 531-540.  
DOI: [https://doi.org/10.1007/978-3-030-38666-5\\_56](https://doi.org/10.1007/978-3-030-38666-5_56) (in English)
8. Tatarinova, V. A., Kalivoda, J., & Neduzha, L. O. (2018). Research of Locomotive Mechanics Behavior. *Science and Transport Progress*, 5(77), 104-114. DOI: <https://doi.org/10.15802/stp2018/148026> (in English)
9. Van De Merwe, C. V. & Le Roux, J. D. (2022). Model-Based Estimation of Wheel Slip in Locomotives. In *2022 European Control Conference- ECC 2022: Proc. of the European Control Conference* (pp. 2124–2129). Institute of Electrical and Electronics Engineers Inc. London.  
DOI: <https://doi.org/10.23919/ECC55457.2022.9838075> (in English)
10. Yang, Y., Zhang, M., Wang, K., & Li, Y. (2020). Research on Wear of Locomotive Wheel Considering Traction. In *Advances in Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks* (pp. 837–845).  
DOI: [https://doi.org/10.1007/978-3-030-38077-9\\_97](https://doi.org/10.1007/978-3-030-38077-9_97) (in English)

Надійшла до редколегії: 18.11.2022

Прийнята до друку: 20.03.2023

**УДК 656.2.073.235:624.014**Г. Л. ВАТУЛЯ<sup>1</sup>, А. О. ЛОВСЬКА<sup>2\*</sup>, С. С. МЯМЛІН<sup>3</sup>, Є. С. КРАСНОКУТСЬКИЙ<sup>4</sup>

<sup>1</sup>Навчально-науковий інститут будівельної та цивільної інженерії, Харківський національний університет міського господарства імені О. М. Бекетова, вул. Маршала Бажанова, 17, Харків, Україна, 61002, тел. +38 (097) 560 91 30, ел. пошта glib.vatulia@kname.edu.ua, ORCID 0000-0002-3823-7201

<sup>2\*</sup>Каф. «Інженерія вагонів та якість продукції», Український державний університет залізничного транспорту, майд. Фейєрбаха, 7, Харків, Україна, 61050, тел. +38 (057) 730 10 35, ел. пошта alyonalovskaya.vagons@gmail.com, ORCID 0000-0002-8604-1764

<sup>3</sup>Каф. «Інженерія вагонів та якість продукції», Український державний університет залізничного транспорту, майд. Фейєрбаха, 7, Харків, Україна, 61050, тел. +38 (057) 730 10 35, ел. пошта sergeymyamin91@gmail.com, ORCID 0000-0002-9204-4435

<sup>4</sup>Філія «Науково-дослідний та конструкторсько-технологічний інститут залізничного транспорту», АТ «Укрзалізниця», вул. Е. Гедройця, 5, Київ, Україна, 03150, тел. +38(044) 309 61 36, ел. пошта ek1520mm@gmail.com, ORCID 0000-0001-6978-4489

**Обґрунтування конструкційних особливостей сендвіч-панелей для виготовлення стінок контейнера**

**Мета.** Основна мета цієї роботи – обґрунтування конструкційних особливостей сендвіч-панелей для виготовлення стінок контейнера типорозміру 1СС. **Методика.** Для забезпечення міцності стінок контейнера запропоновано застосувати як їх складові сендвіч-панелі. При цьому передбачено виготовлення сендвіч-панелі з двох металевих листів, між якими розміщують матеріал з енергопоглинальними властивостями. Таке рішення сприяє поліпшенню міцності контейнера за рахунок зменшення його навантаженості. Для визначення товщини листа панелі проведено відповідні розрахунки з використанням методу Бубнова–Гальоркіна. Ураховано, що лист являє собою тонкостінну плиту, на яку діє рівномірно розподілене навантаження. Для поліпшення жорсткості листа запропоновано виготовляти його гофрованим. Аналіз виконання гофр дозволив зробити висновок, що найбільш доцільно застосувати гофри, які мають прямокутну конфігурацію. **Результати.** Проведено розрахунок на міцність сендвіч-панелі. Просторову модель сендвіч-панелі створено в програмному комплексі SolidWorks, а розрахунок на міцність здійснено в SolidWorks Simulation, який реалізує метод скінченних елементів. Для проведення розрахунків узято до уваги найбільш несприятливий режим навантаження контейнера під час залізничних перевезень – маневрове співударяння. Розрахунок проведено на прикладі торцевої стінки контейнера, оскільки саме вона зазнає найбільших навантажень у разі маневрового співударяння вагона-платформи. Проведені розрахунки на міцність показали, що максимальні напруження в сендвіч-панелі, виготовленій із гофрованих листів, складають близько 258 МПа, що нижче за допустимі на 16 %. Максимальні переміщення у вузлах сендвіч-панелі виникають у її середній частині і дорівнюють 3,1 мм. **Наукова новизна.** Науково обґрунтовано конструкційне виконання сендвіч-панелей, які утворюють торцеві стінки контейнера. Визначено раціональну конфігурацію гофр листів сендвіч-панелі. **Практична значимість.** Проведене дослідження сприяє виробленню рекомендацій щодо проектування сучасних конструкцій транспортних засобів модульного типу та підвищенню ефективності функціонування транспортної галузі.

**Ключові слова:** контейнер ISO; обшивка контейнера; сендвіч-панель; міцність сендвіч-панелі; контейнерні перевезення

**Вступ**

Забезпечення конкурентоспроможності залізничної галузі зумовлює необхідність упровадження в експлуатацію транспортних засобів із поліпшеними експлуатаційними характеристиками. Уже тривалий час однією з пріоритетних складових транспортної галузі є контейнерні перевезення [1, 6].

Для забезпечення подальшої ефективності експлуатації контейнерних перевезень важливим є впровадження нових конструкційних рішень під час проектування контейнерів. Ці рішення повинні бути спрямовані на поліпшення як технічних, так і експлуатаційних показників контейнерів.

Важливо сказати, що в умовах експлуатації можуть мати місце пошкодження контейнерів,

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

зумовлені навантаженнями, які виникають під час перевезення різними видами транспорту. Одним із найбільш вагомих серед них є динамічні знакозмінні навантаження. Таких навантажень зазнає не тільки контейнер, а й вантаж, розміщений у ньому. Унаслідок наявності власного ступеня вільності вантажу в контейнері може мати місце додаткова навантаженість його конструкції. Наслідками цього є пошкодження контейнерів (рис. 1 [14]). Така обставина призводить до додаткових витрат на утримання контейнерів в експлуатації. До того ж це може впливати і на безпеку та екологічність перевезень.

*a – a*



*б – б*



Рис. 1. Пошкодження контейнерів:  
*a* – зминання конструкції;  
*б* – деформація кутової стійки

Fig. 1. Damage to containers:  
*a* – crushing of the structure;  
*b* – deformation of the corner post

У зв'язку з цим важливим є пошук шляхів удосконалення конструкцій контейнерів із метою зменшення їх динамічного навантаження за експлуатаційних режимів.

Дослідження, присвячені вдосконаленню конструкцій контейнерів, є досить актуальними, що підтверджує велика кількість публікацій. Наприклад, у статті [11] автори запропонували конструкцію контейнера для перевезень та зберігання плодоовочевої продукції. Наведено результати розрахунку контейнера на міцність із використанням методу скінчених елементів. Зазначено вимоги до умов експлуатації цього контейнера.

У роботі [8] висвітлено конструкційні особливості контейнера для плодоовочевої продукції. Запропоновані конструкційні рішення підтверджено відповідними розрахунками на міцність за основних експлуатаційних схем навантажень контейнера.

Проте під час проєктування цих конструкцій контейнерів автори не запропонували рішень щодо поліпшення міцності їх стінок.

У статті [11] представлено контейнер із пружно-фрикційними складовими в конструкції. Таке вдосконалення сприяє зменшенню динамічних навантажень, що діють на контейнер майже на 20 % порівняно з тим, які діють на типову конструкцію.

Особливості проєктування контейнера ISO розглянуто в роботі [14]. Проаналізовано основні схеми навантажень контейнера в експлуатації. Також у роботі досліджено опір конструкції зовнішнім навантаженням.

Разом із цим, необхідно сказати, що запропоновані в зазначених роботах удосконалення не сприяють поліпшенню міцності стінок контейнера в умовах транспортування, у тому числі залізницею.

Для зменшення динамічних навантажень, яких зазначають на транспорті засоби, і водночас поліпшення показників міцності в їх конструкціях знайшли використання сендвіч-панелі. Так, упровадження стільникових панелей у конструкцію залізничного транспортного засобу обґрунтовано в статті [5]. У роботі наведено алгоритм оптимізації несучої конструкції транспортного засобу. Результати розрахунків показали, що таке впровадження сприяє зменшенню тари несучої конструкції на 16,36 % порівняно з прототипом.

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

У роботі [13] авторський колектив зацентрував увагу на поліпшенні показників надійності несучих конструкцій транспортних засобів шляхом впровадження композитних панелей. Доведено, що застосування таких панелей сприяє поліпшенню витривалості кузовів транспортних засобів.

Важливо сказати, що автори цих робіт не приділяли уваги питанню впровадження сендвіч-панелей у конструкції зйомних транспортних засобів, зокрема контейнерів.

Для зменшення навантаженості залізничних транспортних засобів у роботах [7, 9] автори розглянули доцільність виготовлення складових їх несучих конструкцій із труб круглого перерізу, заповнених піноалюмінієм. Дослідження проведені на прикладі піввагона. Установлено, що з використанням піноалюмінію як наповнювача хребтової балки максимальні еквівалентні напруження в несучій конструкції зменшуються майже на 8 % порівняно з конструкцією без наповнювача. Необхідно сказати, що така реалізація є досить складною на практиці. Крім того, автори обмежилися впровадженням запропонованого рішення лише на одному типі вагона. З урахуванням на прискорених темпах росту контейнерних перевезень виникає доцільність розгляду питань удосконалення конструкцій контейнерів.

Проведений огляд літературних джерел дозволяє зробити висновок, що питання вдосконалення конструкцій контейнерів є досить актуальним. Разом із тим поліпшенню їх міцності шляхом впровадження сендвіч-панелей досі не приділяли належної уваги. Тому постає необхідність проведення досліджень в зазначеному напрямі.

### Мета

Основною метою статті є обґрунтування конструкційних особливостей сендвіч-панелей для виготовлення стінок контейнера типорозміру 1СС. Для досягнення зазначеної мети поставлено такі завдання:

- визначити товщину листа сендвіч-панелі, що утворює торцеві стінок контейнера за умови забезпечення міцності в експлуатації;
- визначити раціональну конфігурацію гофр листів та провести розрахунок на міцність сендвіч-панелі, утвореної гофрованими листами.

### Методика

У наш час стінки контейнерів виготовляють із металевих гофрованих листів. Товщина листів у контейнері типорозміру 1СС дорівнює 1,6 мм. В умовах експлуатаційних навантажень мають місце пошкодження листів обшивки, що зумовлює необхідність здійснення позапланових ремонтів контейнерів.

Для забезпечення міцності стінок контейнера пропонуємо впровадження як їх складових сендвіч-панелей. При цьому передбачено виготовлення сендвіч-панелі з двох металевих листів, між якими розміщують матеріал з енергопоглинальними властивостями (рис. 2). Таке рішення сприятиме поліпшенню міцності контейнера за рахунок зменшення його навантаженості.

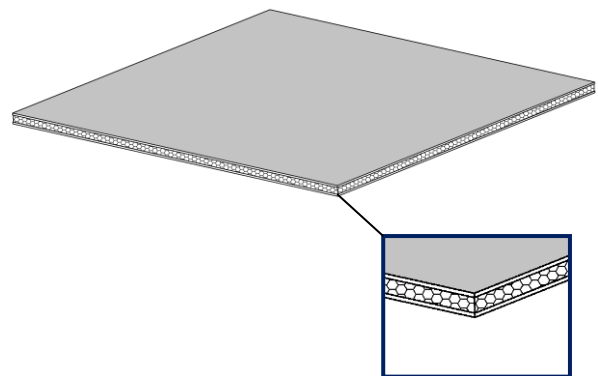


Рис. 2. Сендвіч-панель

Fig. 2. Sandwich panel

Для визначення товщини листа панелі проведено відповідні розрахунки з використанням методу Бубнова–Гальоркіна. Ураховано, що лист являє собою тонкостінну плиту, на яку діє рівномірно розподілене навантаження  $P$ . Відомо, що максимальні напруження при цьому визначають за формулою [3]:

$$\sigma = P \cdot \frac{96}{\pi^4} \cdot \frac{(b^2 + \mu \cdot a^2) \cdot a^2 \cdot b^2}{(a^2 + b^2)^2 \cdot \delta^2}, \quad (1)$$

де  $a$  – ширина плити;  $b$  – висота плити;  $\delta$  – товщина плити;  $\mu$  – коефіцієнт Пуассона.

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

Звідси можна визначити товщину листа:

$$\delta = \sqrt{\frac{P \cdot 96 \cdot (b^2 + \mu \cdot a^2) \cdot a^2 \cdot b^2}{\sigma \cdot \pi^4 \cdot (a^2 + b^2)^2}}. \quad (2)$$

Після вибору товщини листа необхідно провести відповідні розрахунки на міцність.

### Результати

Будемо вважати, що лист виготовлений зі сталі 09Г2С [2, 4], яка є типовою для металоконструкцій контейнерів. Основну технічну характеристику сталі наведено в табл. 1.

Для проведення розрахунків узято до уваги найбільш несприятливий режим навантаження контейнера в разі залізничних перевезень – маневрове співударяння. У зв'язку з цим ураховано, що допустимі напруження складають 310,5 МПа. Лист має ширину 2,438 м та висоту 2,591 м [3, 12].

Таблиця 1

#### Основні технічні характеристики сталі марки 09Г2С

Table 1

#### Main technical characteristics of steel grade 09G2S

Назва параметру	Значення
Модуль пружності, МПа	2,1 · 10 <sup>5</sup>
Коефіцієнт Пуассона	0,28
Щільність, т/м <sup>3</sup>	7,8
Модуль зсуву, МПа	7,9 · 10 <sup>4</sup>
Межа міцності, МПа	490
Межа плинності, МПа	345

Розрахунок реалізовано на прикладі торцевої стінки контейнера, оскільки саме вона зазнає найбільших навантажень під час маневрового співударяння вагона-платформи. У результаті проведених розрахунків встановлено, що лист повинен мати товщину близько 3 мм. Товщина шару, який утворює енергопоглинальний матеріал може бути взята 33 мм за умови дотримання габариту стінки відповідно до типової конструкції (рис. 3 [13]).

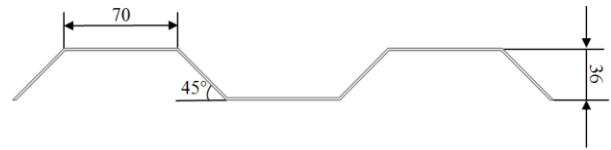
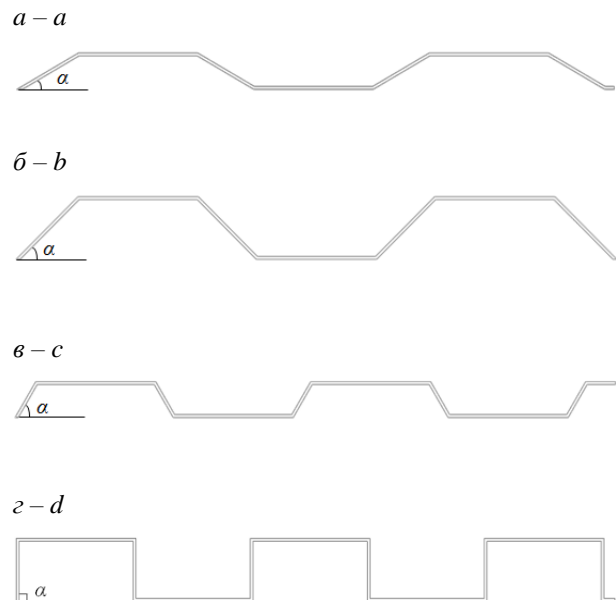


Рис. 3. Переріз типової обшивки контейнера

Fig. 3. Cross-section of a typical container lining

Для збільшення моменту опору листа можна виготовити його з гофрами. Для визначення найбільш раціонального виконання гофр побудовано просторові моделі листів (рис. 4).

За допомогою опцій програмного комплексу SolidWorks Simulation визначено моменти інерції перерізів, наведених на рис. 3, а також їх моменти опору (табл. 2).

Рис. 4. Варіанти виконання гофр листів обшивки:  $a - \alpha = 30^\circ$ ;  $b - \alpha = 45^\circ$ ;  $c - \alpha = 60^\circ$ ;  $d - \alpha = 90^\circ$ Fig. 4. Variants of corrugations of the cladding sheets:  $a - \alpha = 30^\circ$ ;  $b - \alpha = 45^\circ$ ;  $c - \alpha = 60^\circ$ ;  $d - \alpha = 90^\circ$ 

Аналізуючи дані, наведені в табл. 2, можемо зробити висновок, що найбільш доцільним є застосування гофр, які мають прямокутну конфігурацію.

Використання гофр дає можливість зменшити товщину листа. Визначити товщину гофрованого листа можна за умови дотримання його моменту інерції не нижче за той, що має місце для прямокутного листа.

Таблиця 2  
Моменти інерції та опору перерізів  
гофрованих листів

Table 2

Moments of inertia and resistance  
of corrugated sheet sections

Кут нахилу гофр	Момент інерції, см <sup>3</sup>	Момент опору, см <sup>3</sup>
30°	3,79	3,64
45°	12,52	6,95
60°	4,66	4,48
90°	19,53	10,85

Варіант виконання сендвіч-панелі з листів, які мають гофровану конфігурацію, наведено на рис. 5.



Рис. 5. Варіант виконання сендвіч-панелі

Fig. 5. Sandwich panel version

Для визначення міцності сендвіч-панелі, яка утворює торцеву стінку контейнера, створено її просторову модель (рис. 6).

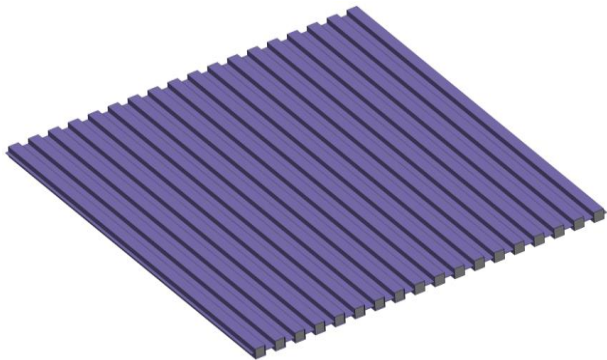


Рис. 6. Просторова модель сендвіч-панелі

Fig. 6. Spatial model of a sandwich panel

Як енергопоглинальний матеріал між листами панелі застосовано піноалюміній один із найбільш поширених енергопоглинальних матеріалів у сучасному машинобудуванні. Розрахунок на міцність реалізовано методом скінченних елементів у програмному комплексі SolidWorks Simulation. Під час складання роз-

рахункової схеми враховано, що панель навантажена рівномірно розподіленою силою  $P_n$  (рис. 7), яка дорівнює  $0,4 \cdot P \cdot g$ .

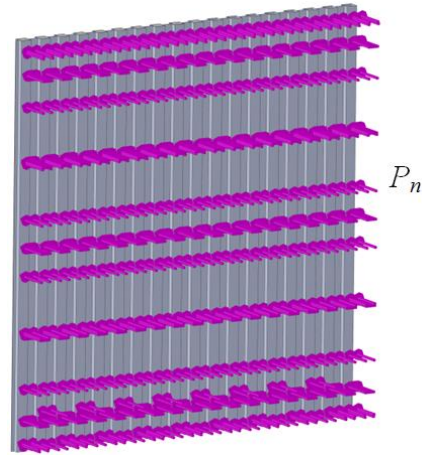


Рис. 7. Розрахункова схема сендвіч-панелі

Fig. 7. Design scheme of a sandwich panel

Скінченно-елементна модель утворена тетраедрами з чотирма точками Якобіана (рис. 8). Кількість скінченних елементів моделі визначено графоаналітичним способом. Кількість вузлів моделі складала 16 930, елементів – 72 027. Максимальний розмір елемента дорівнює 60 мм.

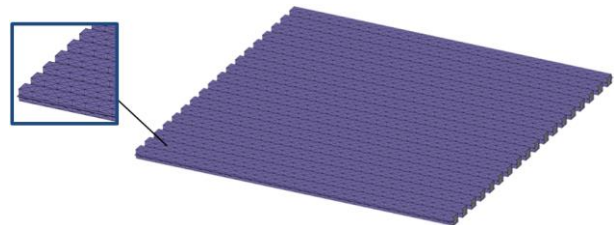


Рис. 8. Скінченно-елементна модель сендвіч-панелі

Fig. 8. Finite element model of a sandwich panel

Закріплення моделі здійснено за периметром. Результати розрахунків наведено на рис. 9 і 10.

Максимальні напруження зафіксовано в центральній верхній та нижній зонах панелі. При цьому чисельні значення напружень склали близько 258 МПа, що нижче за допустимі на 16 %. Максимальні переміщення виникають у середній частині панелі й дорівнюють 3,1 мм.

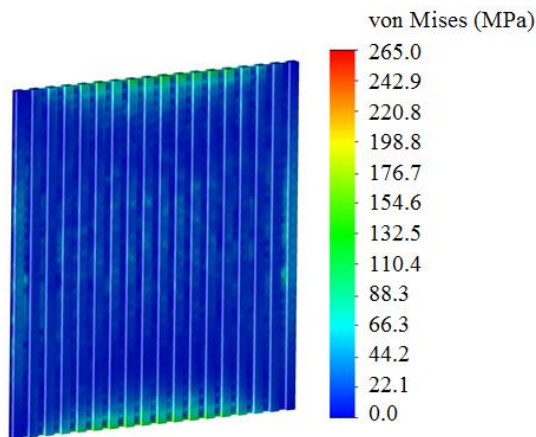


Рис. 9. Напружений стан сендвіч-панелі

Fig. 9. Stressed state of a sandwich panel

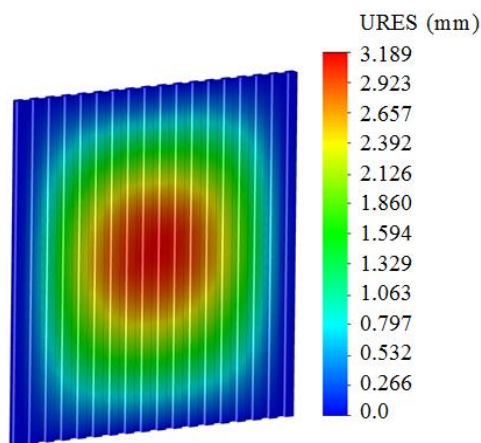


Рис. 10. Переміщення у вузлах сендвіч-панелі

Fig. 10. Moving in the sandwich panel nodes

### Наукова новизна та практична значимість

Обґрунтовано конструкційне виконання сендвіч-панелей для виготовлення торцевих стінок контейнера.

Визначено раціональну конфігурацію гофр листів сендвіч-панелі. При цьому до уваги взято гофри з різними кутами нахилу. Установлено, що найбільш доцільним є застосування гофр, які мають прямокутну конфігурацію. З урахуванням цього запропоновано варіант виконання сендвіч-панелі.

Проведене дослідження сприятиме виробленню рекомендацій щодо проектування сучасних конструкцій транспортних засобів модульного типу та підвищенню ефективності функціонування транспортної галузі.

### Висновки

1. Визначено товщину листа сендвіч-панелі для виготовлення торцевої стінки контейнера за умови забезпечення міцності в експлуатації. Установлено, що лист повинен мати товщину близько 3 мм. Товщина шару енергопоглинального матеріалу, яким заповнюють простір між листами сендвіч-панелі, може бути взята 33 мм за умови дотримання габариту стінок у межах типової конструкції контейнерів.

2. Визначено, що раціональною конфігурацією гофр листів, які утворюють сендвіч-панелі контейнера, є прямокутна. Проведені розрахунки на міцність показали, що максимальні напруження в сендвіч-панелі з гофрованими листами складають близько 258 МПа, що нижчі за допустимі на 16 %. Максимальні переміщення у вузлах сендвіч-панелі виникають у її середній частині і дорівнюють 3,1 мм.

Наступним кроком у рамках цього дослідження є створення просторової моделі контейнера зі стінками із сендвіч-панелей та проведення відповідних розрахунків на міцність.

### СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Ватуля Г. Л., Ловська А. О., Краснокутський Є. С. Математичне моделювання вертикальної навантаженості контейнера типу хопер, розміщеного на довгобазній конструкції вагона-платформи. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Серія : Динаміка і міцність машин. 2022. № 1. С. 34–39. DOI: <https://doi.org/10.20998/2078-9130.2022.1.264323>
2. 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.

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

3. ДСТУ ISO 8323:2015. Вантажні контейнери. Контейнери універсальні (інтермодальні) для повітряних і наземних перевезень. Технічні умови та методи випробувань. [Чинний від 2016-01-01]. Київ, 2015.
4. ДСТУ ISO 1496-1:2013. Вантажні контейнери серії 1. Технічні вимоги та методи випробовування. Частина 1. Контейнери загальної призначеності універсальні. [Чинний від 2014-07-01]. Київ, 2014. 34 с.
5. Al-Sukhon A., ElSayed M. S. Design optimization of hopper cars employing functionally graded honeycomb sandwich panels. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F : Journal of Rail and Rapid Transit*. 2021. Vol. 236. Iss. 8. P. 920–935. DOI: <https://doi.org/10.1177/095440972111049640>
6. Chuan-jin O., Bing-tao L. Research and application of new multimodal transport equipment-swap bodies in China. *E3S Web of Conferences*. 2020. Vol. 145. P. 1–4. DOI: <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202014502001>
7. Fomin O., Gerlici J., Gorbunov M., Vatulia G., Lovska A., Kravchenko K. Research into the Strength of an Open Wagon with Double Sidewalls Filled with Aluminium Foam. *Materials*. 2021. Vol. 14 (12). P. 3420–3430. DOI: <https://doi.org/10.3390/ma14123420>
8. Fomin O., Gerlici J., Vatulia G., Lovska A., Kravchenko K. Determination of the Loading of a Flat Rack Container during Operating Modes. *Applied Science*. 2021. Vol. 11. P. 7623–7636. DOI: <https://doi.org/10.3390/app11167623>
9. Fomin O., Lovska A., Gorbunov M., Gerlici J., Kravchenko K. Dynamics and strength of circular tube open wagons with aluminum foam filled center sills. *Materials*. 2021. Vol. 14 (8). P. 1915–1927. DOI: <https://doi.org/10.3390/ma14081915>
10. Giriunas K., Sezen H., Dupaix R. B. Evaluation, modeling, and analysis of shipping container building structures. *Engineering Structures*. 2012. Vol. 43. P. 48–57. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.engstruct.2012.05.001>
11. Khadjimukhametova M. A., Merganov A. M. Development of the Design and Conditions of Operation of Containers for Transportation of Fruit and Vegetable Products. *International Journal of Recent Technology and Engineering (IJRTE)*. 2020. Vol. 8. Iss. 5. P. 252–256. DOI: <https://doi.org/10.35940/ijrte.e4856.018520>
12. *Technical specification for steel dry cargo container. Specification NO : «CTX 20 DVDR – Domestic Spec. HH»*. 2013. 27 p. URL: <https://www.passeidireto.com/arquivo/87185868/technische-beschreibung-seecontainer>
13. Wróbel A., Płaczek M., Buchacz A. An Endurance Test of Composite Panels. *Solid State Phenomena*. 2017. Vol. 260. P. 241–248. DOI: <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/SSP.260.241>
14. *2022 Damages and breakages of containers*. URL: <https://ppt-online.org/20611>

G. L. VATULIA<sup>1</sup>, A. O. LOVSKA<sup>2\*</sup>, S. S. MYAMLIN<sup>3</sup>, YE. S. KRASNOKUTSKYI<sup>4</sup>

<sup>1</sup>Educational and Scientific Institute of Construction and Civil Engineering, O.M. Beketov National University of Urban Economy in Kharkiv, Marshala Bazhanova str. 17, Kharkiv, Ukraine, 61002, tel. +38 (097) 560 91 30, e-mail [glib.vatulia@kname.edu.ua](mailto:glib.vatulia@kname.edu.ua), ORCID 0000-0002-3823-7201

<sup>2\*</sup>Dep. «Wagon Engineering And Product Quality», Ukrainian State University of Railway Transport, Feuerbach Sq., 7, Kharkiv, Ukraine, 61500, tel. +38 (057) 730 10 35, e-mail [alyonalovskaya.vagons@gmail.com](mailto:alyonalovskaya.vagons@gmail.com), ORCID 0000-0002-8604-1764

<sup>3</sup>Dep. «Wagon Engineering And Product Quality», Ukrainian State University of Railway Transport, Feuerbach Sq., 7, Kharkiv, Ukraine, 61500, tel. +38 (057) 730 10 35, e-mail [sergeymyamin91@gmail.com](mailto:sergeymyamin91@gmail.com), ORCID 0000-0002-9204-4435

<sup>4</sup>Branch «Research and Design and Technological Institute of Railway Transport», JSC «Ukrzaliznytsia», Jerzy Giedroyc str., 5, Kyiv, Ukraine, 03150, tel. +38(044) 309 61 36, e-mail [ek1520mm@gmail.com](mailto:ek1520mm@gmail.com), ORCID 0000-0001-6978-4489

## Substantiation of the Design Features of Sandwich Panels for Container Wall Lining

**Purpose.** The main purpose of this work is to substantiate the design features of sandwich panels for the manufacture of container walls of size 1SS. **Methodology.** To ensure the strength of the container walls, it is proposed to use sandwich panels as their components. This involves the manufacture of a sandwich panel from two metal sheets, between which a material with energy-absorbing properties is placed. This solution helps to improve

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

the strength of the container by reducing its load. To determine the thickness of the panel sheet, the corresponding calculations were performed using the Bubnov-Galerkin method. It is taken into account that the sheet is a thin-walled plate subjected to an evenly distributed load. To improve the stiffness of the sheet, it is proposed to make it corrugated. The analysis of the corrugations has led to the conclusion that it is most appropriate to use corrugations with a rectangular configuration. **Findings.** The strength of the sandwich panel was calculated. The spatial model of the sandwich panel was created in the SolidWorks software package, and the strength calculation was performed in SolidWorks Simulation, which implements the finite element method. The calculations took into account the most unfavorable loading mode of the container during rail transportation - shunting impact. The calculation was performed on the example of the container's end wall, since it is the wall that is subjected to the highest loads in the event of a shunting collision with a platform car. The strength calculations showed that the maximum stresses in the sandwich panel made of corrugated sheets are about 258 MPa, which is 16% lower than the permissible stresses. The maximum displacements in the sandwich panel assemblies occur in its middle part and are equal to 3.1 mm. **Originality.** The design of the sandwich panels that form the end walls of the container is scientifically substantiated. The rational configuration of the corrugations of the sandwich panel sheets is determined. **Practical value.** The study will contribute to the development of recommendations for the design of modern modular-type vehicle structures and improve the efficiency of the transport industry.

*Keywords:* ISO container; container lining; sandwich panel; sandwich panel strength; container transportation

## REFERENCES

1. Vatulia, G., Lovska, A., & Krasnokutskiy, Y. (2022). Mathematical modeling of the vertical load of a hopper-type container placed on a long-base structure of a platform car. *Bulletin of the National Technical University «KhPI» Series: Dynamics and Strength of Machines, 1*, 34-39. DOI: <https://doi.org/10.20998/2078-9130.2022.1.264323> (in Ukrainian)
2. *Vagoni vantazhni. Zagalni vimogi do rozrahunkiv ta proektuvannya novih i modernizovanih vagoniv koliyi 1520 mm (nasamohidnih), 250 DSTU 7598:2014 (2015).* (in Ukrainian)
3. *Vantazhni konteinery. Konteinery universalni (intermodalni) dlia povitrianykh i nazemnykh perevezen. Tekhnichni umovy ta metody vyprobuvan, DSTU ISO 8323:2015 (2015).* (in Ukrainian)
4. *Vantazhni konteinery serii 1. Tekhnichni vymohy ta metody vyprovovuvannia. Chastyna 1. Konteinery zahalnoi pryznachenosti universalni, 34 DSTU ISO 1496-1:2013 (2014).* (in Ukrainian)
5. Al-Sukhon, A., & ElSayed, M. S. (2021). Design optimization of hopper cars employing functionally graded honeycomb sandwich panels. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, 236*(8), 920-935. DOI: <https://doi.org/10.1177/09544097211049640> (in English)
6. Chuan-jin, O., & Bing-tao, L. (2020). Research and application of new multimodal transport equipment-swap bodies in China. In *E3S Web of Conferences* (Vol. 145, P. 1-4). DOI: <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202014502001> (in English)
7. Fomin, O., Gerlici, J., Gorbunov, M., Vatulia, G., Lovska, A., & Kravchenko, K. (2021). Research into the Strength of an Open Wagon with Double Sidewalls Filled with Aluminium Foam. *Materials, 14*(12), 3420-3430. DOI: <https://doi.org/10.3390/ma14123420> (in English)
8. Fomin, O., Gerlici, J., Vatulia, G., Lovska, A., & Kravchenko, K. (2021). Determination of the Loading of a Flat Rack Container during Operating Modes. *Applied Sciences, 11*(16), 7623-7636. DOI: <https://doi.org/10.3390/app11167623> (in English)
9. Fomin, O., Lovska, A., Gorbunov, M., Gerlici, J., & Kravchenko, K. (2021). Dynamics and strength of circular tube open wagons with aluminum foam filled center sills. *Materials, 14*(8), 1915-1927. DOI: <https://doi.org/10.3390/ma14081915> (in English)
10. Giriunas, K., Sezen, H., & Dupaix, R. B. (2012). Evaluation, modeling, and analysis of shipping container building structures. *Engineering Structures, 43*, 48-57. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.engstruct.2012.05.001> (in English)

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

---

11. Khadjimukhametova, M. A., & Merganov, A. M. (2020). Development of the Design and Conditions of Operation of Containers for Transportation of Fruit and Vegetable Products. *International Journal of Recent Technology and Engineering (IJRTE)*, 8(5), 252-256. DOI: <https://doi.org/10.35940/ijrte.e4856.018520> (in English)
12. *Technical specification for steel dry cargo container. Specification NO: «CTX 20 DVDR – Domestic Spec. HH»*. (2013). Retrieved from <https://www.passeidireto.com/arquivo/87185868/technische-beschreibung-seecontainer> (in English)
13. Wróbel, A., Płaczek, M., & Buchacz, A. (2017). An Endurance Test of Composite Panels. *Solid State Phenomena*, 260, 241-248. DOI: <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/ssp.260.241> (in English)
14. *2022 Damages and breakages of containers*. Retrieved from <https://ppt-online.org/20611> (in Russian)

Надійшла до редколегії: 14.11.2022

Прийнята до друку: 17.03.2023

## ЗМІСТ

### **ЕКСПЛУАТАЦІЯ ТА РЕМОНТ ЗАСОБІВ ТРАНСПОРТУ**

**Б. Є. БОДНАР, О. Б. ОЧКАСОВ, Є. Б. БОДНАР**

Визначення періодичності діагностування вузлів  
гідравлічної передачі тепловозів..... 5

### **ЕЛЕКТРИЧНИЙ ТРАНСПОРТ, ЕНЕРГЕТИЧНІ СИСТЕМИ ТА КОМПЛЕКСИ**

**С. В. ВОЙТКІВ**

Розроблення й аналіз інноваційної компоувальної схеми  
зчленованого двосекційного трамвайного вагона ..... 16

### **МАТЕРІАЛОЗНАВСТВО**

**Ш. М. АХАДЗАДЕ, І. О. ВАКУЛЕНКО, Х. АСГАРОВ**

Фактори впливу на електрофізичні параметри  
композитних варисторів ..... 29

### **МАШИНОБУДУВАННЯ**

**В. В. НОВОДВОРСЬКИЙ, Г. К. ІВАНИЦЬКИЙ**

Моделювання течії розплаву полімеру в кільцевому каналі  
дискового екструдера..... 37

### **РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ**

**А. М. АФАНАСОВ, С. М. ГОЛІК, С. Ю. БУРЯК,**

**О. Г. КРАВЧУНОВСЬКИЙ, Є. Ф. ФЕДОРОВ,**

**О. О. ГОЛОЛОБОВА**

Моделювання процесу зношування колісної пари  
локомотива та рейки під час буксування у кривій ..... 47

**Г. Л. ВАТУЛЯ, А. О. ЛОВСЬКА, С. С. МЯМЛІН,**

**Є. С. КРАСНОКУТСЬКИЙ**

Обґрунтування конструкційних особливостей сендвіч-  
панелей для виготовлення стінок контейнера..... 55

# CONTENTS

## ***OPERATION AND REPAIR OF TRANSPORT MEANS***

- B. Y. BODNAR, O. B. OCHKASOV, Y. B. BODNAR**  
Determination of the Frequency of Diagnostics of Hydraulic  
Transmission Units of Diesel Locomotives..... 5

## ***ELECTRIC TRANSPORT, POWER SYSTEMS AND COMPLEXES***

- S. V. VOYTKIV**  
Development and Analysis of an Innovative Layout Scheme  
of an Articulated Two-Section Tram Tramcar..... 16

## ***MATERIAL SCIENCE***

- S. M. AHADZADE, I. A. VAKULENKO, K. ASGAROV**  
Influence Factors on Electrophysical Parameters  
of Composite Varistors..... 29

## ***MECHANICAL ENGINEERING***

- V. V. NOVODVORSKYI, G. K. IVANITSKY**  
Modeling of Polymer Melt Flow in the Annular Channel  
of a Disk Extruder ..... 37

## ***ROLLING STOCK AND TRAIN TRACTION***

- A. M. AFANASOV, S. M. HOLIK, S. Y. BURIAK,  
O. H. KRAVCHUNOVSKYI, Y. F. FEDOROV,  
O. O. GOLOLOBOVA**  
Modeling of the Wear Process of a Locomotive Wheelset  
and Rail During Sliding in a Curve ..... 47
- G. L. VATULIA, A. O. LOVSKA, S. S. MYAMLIN,  
Ye. S. KRASNOKUTSKYI**  
Substantiation of the Design Features of Sandwich Panels  
for Container Wall Lining ..... 55

## ВИМОГИ ДО ОФОРМЛЕННЯ СТАТЕЙ

До публікації в журналі приймаються статті українською 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 A4, 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 двома мовами – українською та англійською.

**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:**

Наукова бібліотека (ауд. 166),  
Український державний університет науки і технологій,  
вул. Лазаряна, 2, м. Дніпро, Україна,  
49010  
e-mail: stp.journal@ust.edu.ua

Сайт журналу: <http://stp.diit.edu.ua/>

Д л я н о т а т о к

Наукове видання

**НАУКА ТА ПРОГРЕС ТРАНСПОРТУ.**

№ 1 (101) 2023

(українською 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. 7,91. Тираж 100 пр. Зам. №02/01

**Український державний університет науки і технологій**

*Адреса редакції, видавця:*

вул. Лазаряна, 2, кім. 267, м. Дніпро, 49010, Україна

*Тел.:* +38 (056) 371-51-05

*E-mail:* stp.journal@ust.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.



Scientific Edition

**NAUKA TA PROGRES TRANSPORTU.**

=

**SCIENCE AND TRANSPORT PROGRESS**

No. 1 (101) 2023

(in Ukrainian 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 7,91. Circulation 100. Order no. 02/01

**Ukrainian State University of Science and Technologies**

Address of editor and editorial office

Lazaryan St., 2, r. 267, Dnipro, 49010, Ukraine

*Tel.:* +38 (056) 371-51-05

*E-mail:* stp.journal@ust.edu.ua

*Printing*

Publishing house «Gerda», 49000, Dnipro, Yavornitsky av., 60

