



**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**

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

**УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ**

**ЗБІРНИК НАУКОВИХ ПРАЦЬ  
УКРАЇНСЬКОГО ДЕРЖАВНОГО УНІВЕРСИТЕТУ  
ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ**

*Випуск 185*

**Харків 2019**

## **УДК 656.2(062)**

У Збірнику наукових праць УкрДУЗТ відображені матеріали та наукові розробки вчених і спеціалістів залізничного транспорту, наукових установ і промисловості з вирішення сучасних задач та проблем організації перевезень та управління на транспорті, рухомого складу і тяги поїздів, транспортного будівництва та залізничної колії, автоматики, телемеханіки та зв'язку.

Збірник наукових праць УкрДУЗТ призначений для інженерно-технічних працівників, магістрантів, студентів і науковців залізничного транспорту та промисловості.

З електронною версією збірника можна ознайомитися на сайті:  
[http://www.irbis-nbuv.gov.ua/cgi-bin/irbis\\_nbuv/cgiirbis\\_64.exe](http://www.irbis-nbuv.gov.ua/cgi-bin/irbis_nbuv/cgiirbis_64.exe).

Збірник наукових праць Українського державного університету залізничного транспорту включено до міжнародної наукометричної бази Index Copernicus (Польща).

З реєстрацією збірника можна ознайомитися на сайті  
<http://jml2012.indexcopernicus.com>.

**Google Scholar профіль:** <https://scholar.google.com.ua>

**Веб-сторінка збірника:** <http://znp.kart.edu.ua>

### **Реферативна база**

"Наукова періодика України": <http://csw.kart.edu.ua>

**ISSN (p) 1994-7852**

**ISSN (online) 2413-3795**

Свідоцтво про державну реєстрацію КВ № 21515 - 11415ПР від 27.07.2015 р. Друкується за рішенням вченої ради університету, протокол № 5 від 25 червня 2019 р.

Збірник наукових праць Українського державного університету залізничного транспорту включено до списку друкованих (електронних) періодичних видань, що включаються до Переліку наукових фахових видань України, в яких можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття наукових ступенів доктора і кандидата наук (Наказ МОН України від 21.12.2015 р. №1328 (додаток 8)).

**Редакційна колегія**

Головний редактор – Вовк Руслан Володимирович, доктор фізико-математичних наук, професор, УкрДУЗТ

**Залізничний транспорт (273)**

Пузир В. Г., д.т.н., професор (УкрДУЗТ)  
Фомін О. В., д.т.н., доцент (ДУІТ, м. Київ)  
Путято А. В., д.т.н., доцент (БДУТ, Білорусь)  
Горобченко О. М., д.т.н., доцент (ДУІТ, м. Київ)  
Дацун Ю. М., к.т.н., доцент (УкрДУЗТ)  
Мартинов І. Е., д.т.н., професор (УкрДУЗТ)  
Vureika G., dsc, professor (VGTU, Литва)  
Михалків С. В., к.т.н., доцент (УкрДУЗТ)  
Ловська А. О., к.т.н., доцент (УкрДУЗТ)

**Будівництво та цивільна інженерія (192)**

Бліхарський З. Я., д.т.н., професор  
(НУ Львівська політехніка)  
Борзяк О. С., к.т.н., доцент (УкрДУЗТ)  
Ватуля Г. Л., д.т.н., доцент (УкрДУЗТ)  
Лобяк О. В., к.т.н., доцент (УкрДУЗТ)  
Орел Є. Ф., к.т.н., доцент (УкрДУЗТ)  
Плугін А. А., д.т.н., професор (УкрДУЗТ)  
Плугін Д. А., д.т.н., доцент (УкрДУЗТ)  
Пушкарьова К. К., д.т.н., професор (КНУБА)  
Толмачов С. М., д.т.н., професор (ХНАДУ)  
Трикоз Л. В., д.т.н., професор (УкрДУЗТ)  
Шабанова Г. М., д.т.н., професор (НТУ ХП)  
Шмуклер В. С., д.т.н., професор (ХНУМГ)  
Fisher Hans-Bertram., dr. ind., professur (Bauhaus-  
Universität Weimar F.A., Німеччина)  
Опанасенко О. В., к.т.н., доцент (УкрДУЗТ)

**Механічна інженерія (131, 132, 133)**

Астанін В. В., д.т.н., професор (НАУ м. Київ)  
Воронін С. В., д.т.н., професор (УкрДУЗТ)  
Геворкян Е. С., д.т.н., професор (УкрДУЗТ)  
Ковальова І. М., к.т.н., доцент (НАНБ, Білорусь)  
Онопрейчук Д. В., к.т.н., доцент (УкрДУЗТ)  
Стефанов В. О., к.т.н., доцент (УкрДУЗТ)  
Тимофеев С. С., д.т.н., професор (УкрДУЗТ)  
Тимофеева Л. А., д.т.н., професор (УкрДУЗТ)  
Федориненко Д. Ю., д.т.н., професор (ЧНТУ,  
м. Чернігів)

**Транспортні технології (275)**

Панченко С. В., д.т.н., професор (УкрДУЗТ)  
Бутько Т. В., д.т.н., професор (УкрДУЗТ)  
Прохорченко А. В., д.т.н., професор (УкрДУЗТ)  
Шраменко Н. Ю. д.т.н., професор (ХНТУСГ)  
Мороз М. М. д.т.н., професор (КНУ, м. Кременчук)  
Кириллова О. В., д.т.н., доцент (ОНМУ, м. Одеса)  
Бабаєв М. М., д.т.н., професор (УкрДУЗТ)  
Лаврухін О. В., д.т.н., професор (УкрДУЗТ)  
Потапов Д. О., к.т.н., доцент (УкрДУЗТ)  
Ходаківський О. М., к.т.н., доцент (УкрДУЗТ)

**Геодезія та землеустрій (193)**

Eimuntas Paršeliūnas, Prof. Habil Dr. (VGTU, Литва)  
Jūrate Sužiedelytė Visockienė, Assoc. Prof. Dr.  
(VGTU, Литва)  
Угненко Є. Б., д.т.н., професор (УкрДУЗТ)  
Маланчук М. С., д.т.н., доцент (НУ «Львівська  
політехніка»)  
Церклевич А. Л., д.т.н. професор (НУ «Львівська  
політехніка»)  
Viselga Gintas, Assoc. Prof. Dr. (VGTU, Литва)  
Мамонов К. А., д.е.н., професор (ХНУМГ)  
Савенко В. Я., д.т.н., професор (НТУ, м. Київ)

**Теплоенергетика (144)**

Каграманян А. О., к.т.н., доцент (УкрДУЗТ)  
Мороз В. І., д.т.н., професор (УкрДУЗТ)  
Фалендиш А. П., д.т.н., професор (УкрДУЗТ)  
Грицук І. В., д.т.н., доцент (ХМДА, м. Херсон)  
Сотник М. І., д.т.н., доцент (СДУ, м. Суми)  
Дешко В. І., д.т.н., професор (НТУ, м. Київ)  
Володарець М. В., к.т.н., старш. викл. (УкрДУЗТ)  
Бабіченко Ю. А., к.т.н., доцент (УкрДУЗТ)  
Pavlenko A., dsc. tech., profesor (KUT, Poland)  
Bartoszewicz J., dsc. tech., profesor (PUT, Poland)  
Tomaszewski F., phd, profesor (PUT, Poland)



## ЗМІСТ

### Транспортні технології (275)

- Балака Є. І., Резуненко М. Є., Резуненко С. О., Попов М. А.* Прогнозування обсягів пасажирських перевезень в дальньому залізничному сполученні на основі багатофакторного аналізу 6
- Шандер О. Е., Шандер Ю. В., Гнатенко А. Ю., Зінченко Ю. М.* Аналіз статистичних даних щодо організації швидкісного руху на мережі залізниць України 14

### Залізничний транспорт (273)

- Волошин Д. І., Афанасенко І. М., Дерев'янчук Я. В.* Удосконалення конструкції елементів важільної передачі рефрижераторного вагона 23
- Пузир В. Г., Михалків С. В., Ходаківський А. М., Бульба В. І.* Обчислення частотних смуг вібрації підшипників тягового редуктора електропоїзда кратномасштабним аналізом 32
- Пузир В. Г., Дацун Ю. М., Дидак Б. С., Вітенко О. А.* Визначення раціональної структури виробництв з ремонту локомотивів за економічними критеріями 44

### Будівництво та цивільна інженерія (192)

- Гуділін Р. І.* Ремонтно-відновлювальні роботи на каналізаційних мережах з використанням відкритого способу 52
- Шмуклер В. С., Резнік П. А., Петрова О. О., Нікулін В. Б., Місюра М. В., Богомаз М. Ю.* Оцінка впливу розриву в бетонуванні плити перекриття системи «Монофант» на її напружено-деформований стан 61
- Гребенчук С. С., Резнік П. А., Гапонова Л. В., Коренєв Р. В.* Експериментально-теоретичні випробування ефективності конструктивних заходів щодо запобігання прогресуючому обваленню металевих оболонок спеціального виду 71

### Механічна інженерія (131, 132, 133)

- Аксьонова Н. А., Оробінський О. В., Надтока О. В., Петухов В. М.* Дослідження підшипникового вузла поршневої голівки шатуна дизеля 82
- Тимофєєва Л. А., Устенко О. В., Цап О. І., Волошина Л. В.* Підвищення експлуатаційних показників фрикційних клинів шляхом формування покриттів зі спеціальними властивостями 88

**ТРАНСПОРТНІ ТЕХНОЛОГІЇ (275)**

---

УДК 656.025.2

**ПРОГНОЗУВАННЯ ОБСЯГІВ ПАСАЖИРСЬКИХ ПЕРЕВЕЗЕНЬ В ДАЛЬНЬОМУ ЗАЛІЗНИЧНОМУ СПОЛУЧЕННІ НА ОСНОВІ БАГАТОФАКТОРНОГО АНАЛІЗУ**

Канд. екон. наук Є. І. Балака, канд. техн. наук М. Є. Резуненко,  
студенти С. О. Резуненко, М. А. Попов

**PREDICTING THE PASSENGER LOAD IN LONG-DISTANCE TRANSPORTATION USING MULTIPLE FACTOR ANALYSIS**

PhD (Econ.) E. Balaka, PhD (Tech.) M. Rezunenko, students S. Rezunenko, M. Popov

DOI: <https://doi.org/10.18664/1994-7852.185.2019.180481>

---

*Питання удосконалення методів прогнозування обсягів пасажирських перевезень в дальньому сполученні залишається актуальним, оскільки достовірні прогностичні оцінки є підґрунтям для визначення потреби в необхідних ресурсах при плануванні роботи залізничного пасажирського комплексу. В статті обґрунтовані методичні підходи та запропоновані практичні рекомендації, які дають можливість отримати прогностичну оцінку обсягів перевезень пасажирів в дальньому сполученні на основі суміщення методів кореляційно – регресійного аналізу соціально – економічних факторів та їх прогностичної екстраполяції.*

**Ключові слова:** пасажирські перевезення, прогнозування, кореляційно – регресійний аналіз.

*Passenger railway transport has a leading position in the Ukrainian passenger transportation services market. According to the current legislation, railway transport is a natural monopoly, since most long-distance passenger transportation is performed by rail. The issue of improving the methods of predicting the long-distance passenger traffic load has been relevant because reliable predictions are the basis for determining the need for material, technical, labor and financial resources in planning the operation and further development of the domestic railway passenger complex.*

*The size of passenger transportation by railway transport is influenced by a variety of factors, the most significant of which are economic and social factors, namely: population, income and tariffs for long-distance rail transport. These factors are the basis of the model of study of the volume of passenger traffic by long-distance rail transport. In order to determine the predictive estimate of passenger traffic volumes on the basis of the given economic -mathematical model it is necessary to make a predictive estimate of the magnitude of the above mentioned factors.*

*The article substantiates the possibility of a complex use of economical mathematical simulation and formalized prediction methods to obtain reliable prediction estimates of passenger load in long-distance railway transportation in the short- and medium-term periods of advance. The determined methodical approaches and proposed practical recommendations give an opportunity to obtain a predictive estimation of the long-distance passenger load using a combination of correlation and regression analysis of socio-economic factors and their predictive*

*extrapolation. This allows improving the quality of planning at the Ukrainian passenger railway complex. A qualitative short-term predictive estimate of long-distance passenger traffic load which takes into account the existing social and economic conditions was obtained.*

**Keywords:** *passenger transportation, prediction, correlation and regression analysis.*

**Вступ.** Пасажирський залізничний транспорт займає провідне місце на ринку послуг з перевезення населення України. Опосередковано це підтверджується даними аналізу узагальнюючих показників, що характеризують пасажирський комплекс України у порівнянні з аналогічними показниками декількох розвинених країн, а саме: Швеції, Японії, Франції, Іспанії, США, Канади, Німеччини, Польщі, Італії, Великобританії.

Україна займає третє місце серед означених країн за площею території, восьме місце за чисельністю населення та сьоме місце за протяжністю мережі залізничної колії. Так, щільність залізничної колії в Україні складає 0,036 км на квадратний кілометр площі країни. Згідно з цим показником Україна займає сьоме місце з одинадцяти країн, випередивши Іспанію, Швецію, США та Канаду. Важливим оціночним показником є протяжність мережі залізничної колії в розрахунку на одну тисячу мешканців України. На кожну тисячу населення країни припадає 0,48 км залізничної колії, що виводить Україну на шосте місце серед обраних країн, випереджуючи такі країни, як Франція, Італія, Іспанія, Великобританія та Японія. Наведені дані свідчать про високий ступінь розвитку залізничної мережі, що є важливим інфраструктурним елементом всієї залізничної системи України, випереджуючи ряд найбільш економічно розвинених країн світу.

Згідно з розрахунками, що спираються на обсяги пасажирообороту та кількість перевезених пасажирів залізничним транспортом за попередні роки [1], середня відстань поїздок в прямому та місцевому сполученнях складала понад 550 км, при цьому в прямому сполученні – близько 750 км, а в місцевому сполученні – понад

210 км. Показник середньої дальності перевезення для автомобільного пасажирського транспорту в середньому складає близько 360 км, для водного виду транспорту не перевищує 10 км, а для повітряного транспорту – понад 1500 км.

Згідно з діючим законодавством, залізничний транспорт, що здійснює пасажирські перевезення у дальньому сполученні (прямому та місцевому), є природним монополістом, оскільки ним перевозиться переважна більшість пасажирів, середня відстань поїздки яких складає від 550 до 1500 км.

Виходячи з того, що пасажирські перевезення залізницею мають статус соціально значущих для суспільства і займають монопольне положення на ринку транспортних послуг, Укрзалізниця не має права самостійно встановлювати тарифи на дальні перевезення, а повинна їх узгоджувати з органами державного управління та антимонопольним комітетом України. Слід відзначити, що низький рівень пасажирських залізничних тарифів призводить до збитковості роботи пасажирського комплексу. В зв'язку з цим Укрзалізниця вимушена компенсувати фінансові втрати за рахунок доходів від вантажних перевезень. Це підтверджується вкрай низьким рівнем прибутковості (рентабельності) всіх залізничних перевезень (вантажних і пасажирських), середньорічна величина якої коливається в межах 5-6 %, тобто 5-6 копійок на одну гривню витрат. Причиною цього є збитки від пасажирських перевезень в дальньому сполученні, які покриваються доходами в середньому трохи більше за 50 %, а також фінансовими втратами від приміських перевезень, де збитки в середньому в 6-7 разів більше, ніж доходи від них. Таким чином, ключовою проблемою

функціонування залізничного транспорту є необхідність поліпшення його фінансово-економічного стану.

Пошуку шляхів вирішення проблеми поліпшення фінансово-економічного стану залізничного транспорту присвячено чисельні дослідження українських науковців. Так, в роботах [2, 3, 4] запропоновано можливі варіанти реформування тарифної політики на залізничному транспорті; результати аналізу доходів від пасажирських перевезень за умови покращення якості послуг наведено в [5]; необхідність оптимізації системи приміських залізничних перевезень та докорінної зміни тарифної політики, що дозволить збільшити доходи, обґрунтовано в [6].

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** В ринкових умовах господарювання важливе значення набуває прогнозування обсягів перевезень, що забезпечує більш високий рівень управління транспортною роботою та її планування. Удосконаленню системи прогнозування залізничних приміських пасажиропотоків присвячена робота [7], питання ефективної організації пасажирських перевезень за рахунок достовірності прогнозування пасажиропотоків у транспортних вузлах розглянуто в [8], в роботі [9] розглядаються та аналізуються методи прогнозування авіаційних перевезень; роботі залізниць інших країн і обґрунтуванню методичних підходів до прогнозування потреби в вантажних і пасажирських вагонах присвячено [10]; питання підвищення достовірності прогнозування обсягів вантажних перевезень на основі використання економіко-математичних моделей розглянуті в роботах [11, 12, 13].

**Визначення мети та завдання дослідження.** Переважна більшість розглянутих досліджень пов'язана з питаннями удосконалення організаційно-економічної роботи залізничного транспорту, реформування тарифної

політики, прогнозування обсягів вантажних перевезень. Проте, питанням прогнозування пасажирських перевезень в дальньому сполученні з урахуванням впливу різноманітних факторів приділялось недостатньо уваги. Метою дослідження є обґрунтування доцільності сумісного використання методів кореляційно-регресійного аналізу та екстраполяційного прогнозування для отримання достовірних прогнозних оцінок обсягів пасажирських перевезень залізничним транспортом у дальньому сполученні в короткострокових і середньострокових періодах випередження. Досягнення цієї мети обумовлено вирішенням таких задач:

- визначення основних факторів та ступеня їхнього впливу на обсяги пасажирських залізничних перевезень в дальньому сполученні;

- побудова кореляційно-регресійної моделі, яка дозволяє оцінити обсяги зазначених перевезень з використанням обраних факторів;

- прогнозування величини обраних факторів методом екстраполяції;

- отримання прогнозної оцінки обсягів пасажирських перевезень залізничним транспортом в дальньому сполученні шляхом застосування прогнозної величини факторів у кореляційно-регресивній моделі.

Слід зауважити, що достовірні прогнозні оцінки є основою для визначення потреби в матеріально-технічних, трудових і фінансових ресурсах, необхідних для безперебійної роботи та розвитку вітчизняного залізничного пасажирського комплексу.

**Основна частина дослідження.** На перший погляд можна зробити висновок, що для прогнозування обсягів пасажирських перевезень в дальньому сполученні залізничним транспортом достатньо використовувати екстраполяційний метод на основі змінної середньої. Проте, застосування виключно цього методу є необхідною, але недостатньою умовою для



отримання якісного прогнозу обсягів пасажирських перевезень, оскільки зазначений метод не враховує вплив різноманітних факторів на цей процес.

Для кількісної оцінки ступеня впливу найсуттєвіших факторів на обсяг пасажирських перевезень залізничним транспортом в дальньому сполученні доцільно використовувати метод кореляційно-регресійного аналізу. Даний метод дозволяє побудувати багатофакторну модель обсягів пасажирських перевезень, яка поєднує в собі дві складові: кореляційний аналіз, що визначає кількісну оцінку тісноти та характеру (спрямованості) взаємозв'язку між обсягом пасажирських перевезень та факторами, які впливають на нього; регресійний аналіз, що являє собою кількісний метод вибору математичної функції, яка застосовується для розрахунку обсягів пасажирських перевезень з урахуванням ступеня впливу визначених факторів. Таким чином, для отримання достовірного прогнозу обсягів пасажирських перевезень в дальньому сполученні доцільно застосовувати поєднання двох формалізованих методів, а саме:

- кореляційно-регресійного аналізу – для побудови багатофакторної економіко-математичної моделі обсягів пасажирських перевезень;
- методу екстраполяції на основі змінної середньої – для прогнозування величини факторів, що впливають на обсяги пасажирських перевезень.

Такий методичний підхід забезпечує як необхідні, так і достатні умови для отримання якісного прогнозу.

Найбільш суттєвими факторами можна вважати фактори економічного та соціального характеру, а саме: чисельність населення країни, реальні доходи населення та рівень тарифів на пасажирські

перевезення залізничним транспортом в дальньому сполученні. Тому ці фактори покладено в основу побудови багатофакторної економіко-математичної моделі обсягу дальніх пасажирських перевезень. Врахування впливу означених факторів потребує більш ґрунтовного дослідження та використання широкої та різноманітної бази статистичних даних.

Прогнозування обсягів пасажирських перевезень залізничним транспортом в дальньому сполученні здійснюється в три етапи. На першому етапі визначається кореляційно-регресійна модель обсягів таких перевезень. На другому етапі визначаються окремі прогнозні значення величини факторів регресійної моделі на відповідний період випередження. На третьому етапі розраховується прогноз обсягу пасажирських перевезень залізничним транспортом в дальньому сполученні з використанням отриманої кореляційно-регресійної моделі та прогнозних значень факторів економічного та соціального характеру.

Як зазначено вище, для побудови багатофакторної моделі та прогнозування обсягів пасажирських перевезень залізничним транспортом в дальньому сполученні обрано незалежні фактори, а саме: середня заробітна плата ( $Y_D$ ), доходна ставка від цього виду пасажирських перевезень залізничним транспортом, яка віддзеркалює величину тарифів, ( $Y_C$ ) та кількість населення України ( $Y_H$ ).

Використовуючи статистичні дані за 2005–2018 рр. [1, 14], авторами було отримано рівняння багатофакторної регресії, яка описує залежність обсягів перевезень пасажирів від обраних факторів впливу на цей процес у вигляді

$$Y_{II} = -327,064 + 8,246Y_H + 0,004Y_D - 0,003Y_C. \quad (1)$$

Для запропонованої моделі (1) стандартна помилка складає 2,77 млн осіб, а коефіцієнт детермінації  $R^2 = 0,92$ .

Отримана математична модель адекватно описує динаміку обсягу перевезень пасажирів в дальньому сполученні, що підтверджено критерієм Фішера, а середня похибка апроксимації складає 3,53 %.

Для виявлення тісноти зв'язку між показником обсягу перевезення пасажирів ( $Y_{II}$ ) і незалежними факторами було обчислено коефіцієнти кореляції:

-  $R_{II,H} = 0,83$  – сильний прямий зв'язок між кількістю пасажирів та кількістю населення країни;

-  $R_{II,C} = -0,77$  – сильний зворотній зв'язок між кількістю пасажирів та доходною ставкою;

-  $R_{II,d} = -0,54$  – середній зворотній зв'язок між кількістю пасажирів та середньою заробітною платою.

Прогнозна оцінка величини факторів, які впливають на процес перевезень пасажирів залізницею, отримана на основі методу змінної середньої.

Згідно із статистичними даними за останні 14 років, населення нашої країни зменшилося на 4,777 млн осіб, а саме з 46,93 у 2005 р. до 42,153 млн осіб станом на 1.01.2019 р. Тренд цього фактора добре описується лінійною функцією  $y = 47,806 - 0,4t$ , де  $t$  – порядковий номер року. Коефіцієнт детермінації  $R^2 = 0,93$ , а стандартна помилка складає 0,63 млн осіб (рис. 1).

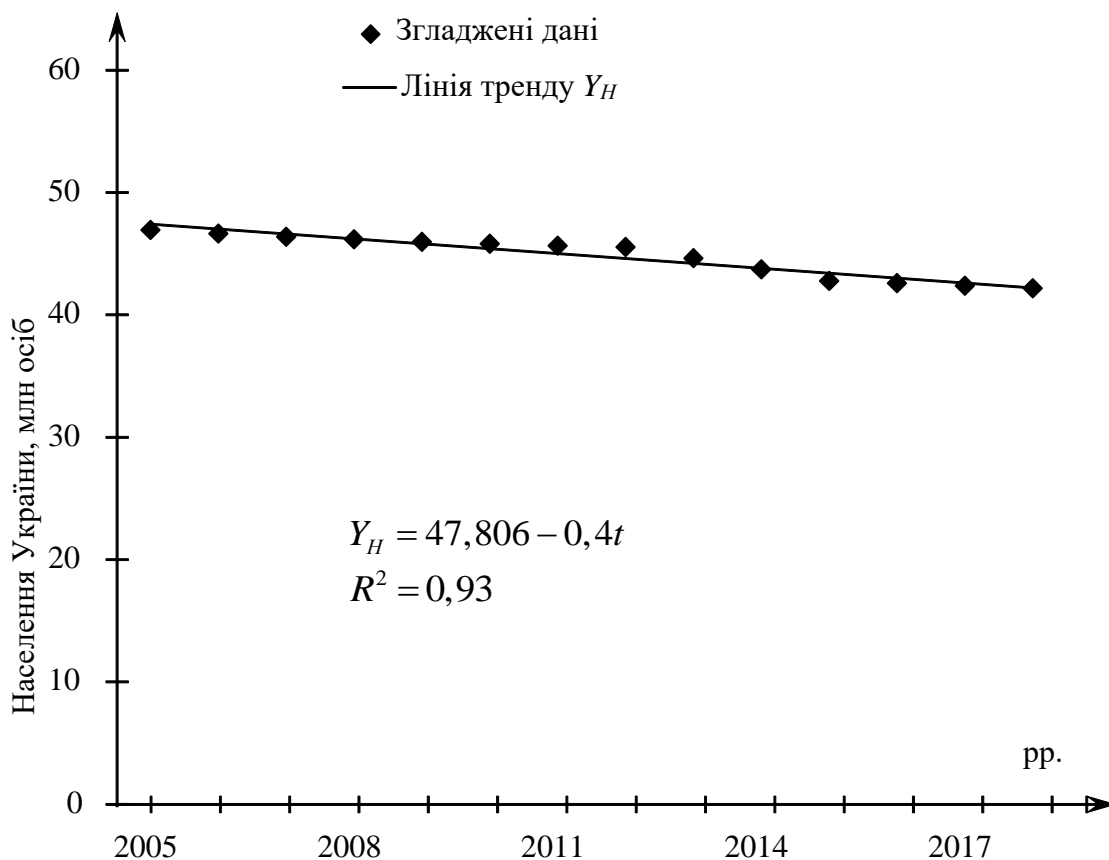


Рис. 1. Згладжені значення кількості населення та лінія тренду

В подальшому для визначення очікуваних обсягів пасажирських перевезень в наступні роки прийнято такі прогностичні оцінки чисельності населення України: в 2019 р. – 41,79 млн осіб, а в 2020 р. – 41,38 млн осіб. Достовірність прогнозу дорівнює 0,987.

Прогнозування інших двох факторів, що впливають на обсяг пасажирських перевезень залізничним транспортом в дальньому сполученні, а саме: величини річних доходів населення та середньої

величини доходної ставки від пасажирських залізничних перевезень в дальньому сполученні здійснювалось аналогічно з використанням методу екстраполяції на основі змінної середньої.

На рис. 2 наведено статистичні дані за 2005–2018 рр. та тренд середньої заробітної плати, який описується поліномом третього порядку вигляду

$$Y_D = 6,183t^3 - 100,21t^2 + 752,63t - 11,167,$$

де  $t$  – порядковий номер року.

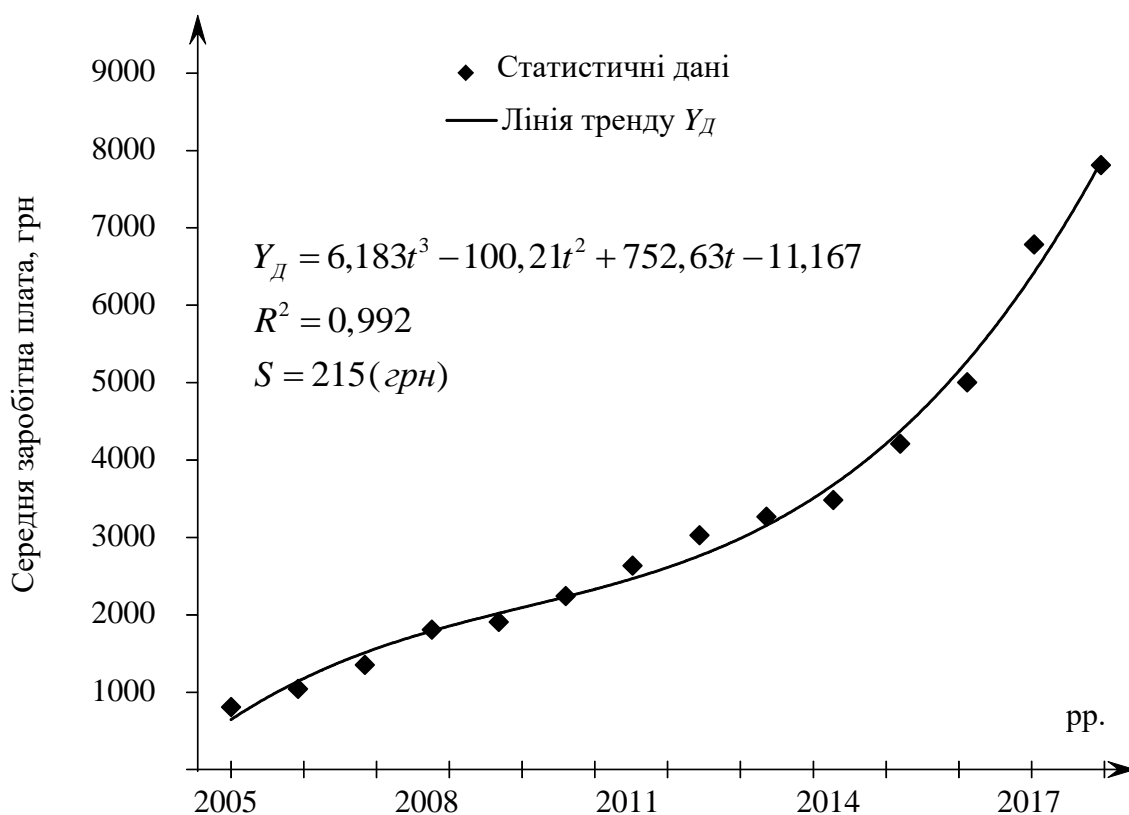


Рис. 2. Статистичні дані середньомісячної заробітної плати та лінія тренду

Прогноз середньомісячної заробітної плати в 2019 р. складає 9,609 грн, а в 2020 р. – 11,716 грн. Достовірність прогнозу цього фактора дорівнює 0,999, при цьому очікувана стандартна помилка прогнозу складає 215 грн.

На рис. 3 наведено статистичні дані за 2005–2018 рр. величини доходної ставки на

дальні пасажирські перевезення та її тренд, який описується лінійною функцією вигляду  $Y_C = 22,283t + 38,769$ .

Прогнозна величина доходної ставки в 2019 р. складає 373 к./10 пас.км, а 2020 р. – 395,29 к./10 пас.км. Достовірність прогнозу цього фактора дорівнює 0,979, а очікувана

стандартна помилка прогнозу 19,45 к./10 пас.км.  
 Для прогнозування обсягів пасажирських перевезень в наступні два роки було

застосовано отримані прогнозні величини соціально-економічних факторів, що наведені в таблиці.

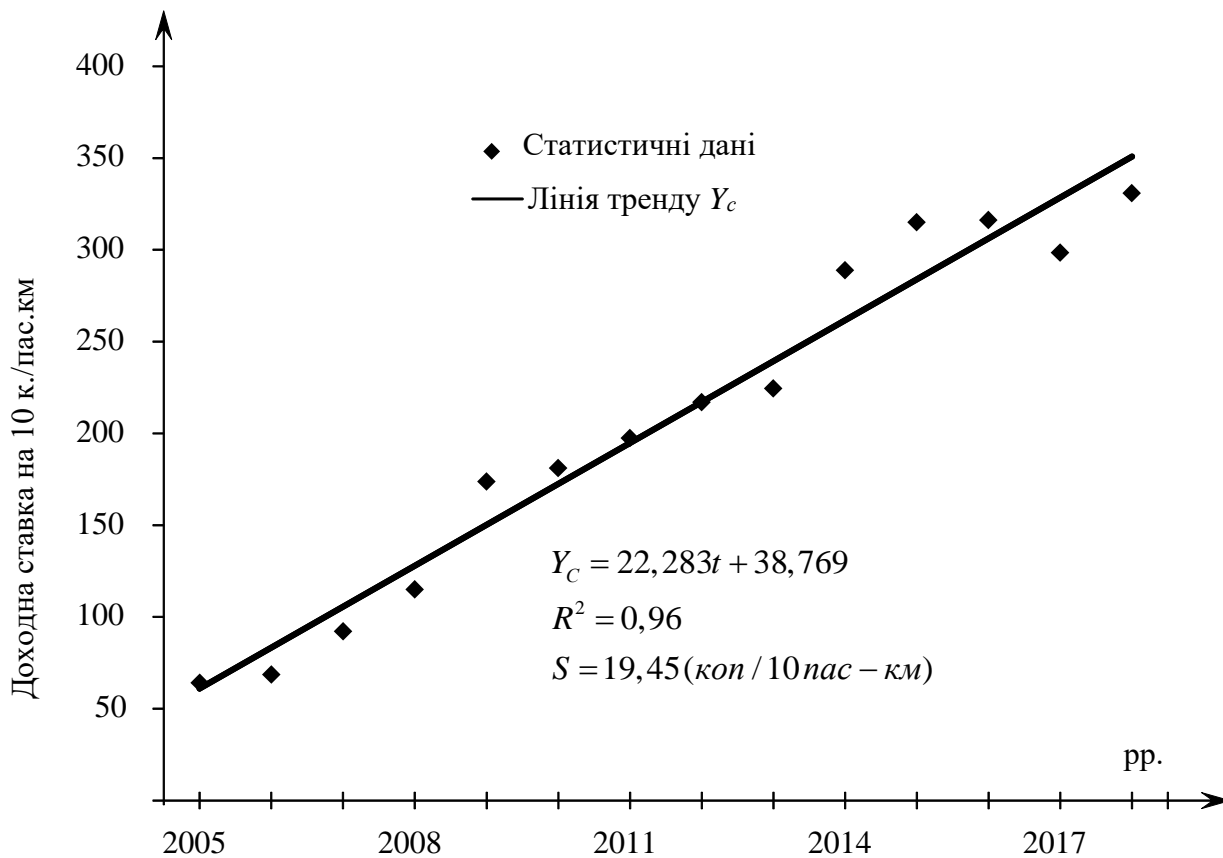


Рис. 3. Статистичні дані доходної ставки та лінія тренду

Таблиця

Прогнозні значення соціально-економічних факторів, що впливають на перевезення пасажирів в дальньому сполученні в 2019–2020 рр.

Роки	Фактори		
	Чисельність населення, млн осіб	Середня заробітна плата, грн	Доходна ставка, к./10 пас.км.
2019	41,787	9611,192	373,008
2020	41,385	11720,064	395,291

Використовуючи рівняння (1), визначено прогнозний обсяг пасажирських перевезень (кількість перевезених пасажирів) в

дальньому сполученні. Так, в 2019 р. він очікується на рівні 54,837 млн пас., а в 2020 р. – 59,891 млн пас.:

$$Y_{II}(2019) = -327,064 + 8,246 \cdot 41,787 + 0,004 \cdot 9611,192 - 0,003 \cdot 373,008 = 54,837,$$

$$Y_{II}(2020) = -327,064 + 8,246 \cdot 41,385 + 0,004 \cdot 11720,064 - 0,003 \cdot 395,291 = 59,891.$$

Враховуючи, що середня відстань поїздки одного пасажирів в дальньому сполученні складає 501,5 км, величина пасажирообігу в 2019 р. прогнозується 27275,081 млн пас.км, а в 2020 р. – 30035,337 млн пас.км.

**Висновки.** В результаті дослідження встановлено, що сумісне використання методів багатофакторного аналізу обсягів пасажирських перевезень та прогнозування величини факторів впливу на них методом змінної середньої дозволило визначити обсяги пасажирських залізничних пере-

вень в дальньому сполученні в майбутній період з високим ступенем достовірності. Отримана якісна короткострокова прогнозна оцінка, яка враховує існуючі соціально-економічні умови. Одержаний таким чином прогноз обсягів перевезень пасажирів залізницею може бути використаний як база для складання та обґрунтування розгорнутого плану роботи пасажирського залізничного комплексу в наступні роки, а саме: визначення потреби в рухомому складі, паливно-енергетичних, матеріальних, трудових, фінансових та інших ресурсах.

### Список використаних джерел

1. Державна служба статистики України. URL: <http://www.ukrstat.gov.ua> (дата звернення: 10.06.2019).
2. Чередниченко А. Ю. Оптимизация вариантов реформирования тарифной политики на железнодорожном транспорте в условиях конкуренции на рынке перевозок. *Вісник Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут"*. Харків, 2002. №11. С. 42–45.
3. Чередниченко О. Ю. Удосконалення системи показників роботи залізничного транспорту в умовах його комерціалізації. *Вісник Харківського національного університету ім. В.Н. Каразіна*. Харків, 2002. Вип. 565. С.104–106.
4. Балака Е. И., Чередниченко А. Ю. Концепция формирования тарифной политики как фактор конкурентоспособности железнодорожного транспорта. *Вісник Харківського нац. університету ім. В. Н. Каразіна. Серія: Економіка*. Харків, 2001. Вип. 512. С. 57–59.
5. Аксёнов И. М. Предпринимательство и бизнес в сфере пассажирских перевозок. *Залізничний транспорт України*. 2000. №1. С. 28–31.
6. Балака Е. І., Семенцова О. В. Обґрунтування необхідності розробки економічної системи приміського залізничного транспорту. *Проблеми економіки транспорту: тези доповідей IX Міжнародної наукової конференції*. Дніпропетровськ, 2010. С. 18.
7. Бутко Т. В., Константінов Д. В., Деревянко Т. О. Моделювання системи оперативного прогнозування пасажиропотоків в приміському сполученні на основі використання інтелектуальних технологій. *Восточно-Европейский журнал передовых технологий*. Харків, 2009. №1/3 (37). С. 43–47.
8. Озерова О. О. Прогнозування пасажирських потоків у великих транспортних вузлах. *Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна*. Дніпропетровськ, 2013. № 6. С. 72–80.
9. Омеляненко С. Л. Методи прогнозування авіаційних перевезень в Україні. *Залізничний транспорт України*. 2004. №3. С. 69–70.
10. Зозуляк В. П., Пасічник В. І. Показники залізничного транспорту країн світу. *Залізничний транспорт України*. 2000. №1. С. 16–21.
11. Балака Е. І., Зоріна О. І., Колеснікова Н. М. та ін. Тенденції розвитку залізничних перевезень в провідних країнах світу. *Залізничний транспорт України*. 2000. №1. С. 22–23.
12. Альошинський Є. С., Балака Е. І., Светлична С. О., Риженков О. С. Прогнозування обсягів вантажних перевезень через Одеський морський торговельний порт на основі

кореляційно-регресійного аналізу. *Зб. наук. праць Укр. держ. акад. залізнич. трансп.* Харків, 2014. Вип. 150. С. 4–11.

13. Lomotko D. V., Alyoshinsky E. S., Zambrybor G. G. Methodological aspect of the logistics technologies formation in reforming processes on the railways. *Transportation Research Procedia*. 2016. Volume 14. С. 2762–2766.

14. Довідник основних показників роботи регіональних філій ПАТ «Українська залізниця» (2002-2017 роки). Київ: ПАТ «Українська залізниця». Управління статистики, 2018. 39 с.

---

Балака Євгеній Іванович, канд. екон. наук, доцент кафедри транспортних систем та логістики Українського державного університету залізничного транспорту. Тел. (057) 730-19-55. E-mail: ev.balaka@gmail.com.

Резуненко Марина Євгенівна, канд. техн. наук, доцент кафедри вищої математики Українського державного університету залізничного транспорту. Тел. (057) 730-10-38. E-mail: rezunenko@kart.edu.ua.

Резуненко Сергій Олександрович, студент групи ТЯ-21 Харківського національного університету ім. В. Н. Каразіна.

Попов Максим Андрійович, студент групи 6.04.051.020.18.1 Харківського національного економічного університету ім. Семена Кузнеця.

Balaka, Yevgeniy Ivanovych, PhD in Economics, Associate Professor of the Department of Transport Systems and Logistic of the Ukrainian State University of Railway Transport. Tel. (057) 730-19-55. E-mail: ev.balaka@gmail.com.

Rezunenko, Maryna Yevgenivna, PhD in Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Higher Mathematics of the Ukrainian State University of Railway Transport. Tel. (057) 730-10-38.

E-mail: rezunenko@kart.edu.ua.

Rezunenko, Sergii Oleksandrovych, student, group TYa-2 1 of Kharkiv National V.N. Karazin University.

Popov, Maksym Andriyovych, student, group 6.04.051.020.18.1 of Simon Kuznets Kharkiv National University of Economics.

Статтю прийнято 21.05.2019 р.

**УДК 656.027(477)**

## **АНАЛІЗ СТАТИСТИЧНИХ ДАНИХ ЩОДО ОРГАНІЗАЦІЇ ШВИДКІСНОГО РУХУ НА МЕРЕЖІ ЗАЛІЗНИЦЬ УКРАЇНИ**

**Канд. техн. наук О. Е. Шандер, асист. Ю. В. Шандер, магістранти А. Ю. Гнатенко, Ю. М. Зінченко**

## **ANALYSIS OF STATISTICAL DATA ON THE ORGANIZATION OF SPEED MOVEMENT ON THE NETWORK OF UKRAINIAN RAILWAYS**

**PhD (Tech.) O. Shander, assistant Yu. Shander, masters A. Yu. Gnatenko, Yu. M. Zinchenko**

---

DOI: <https://doi.org/10.18664/1994-7852.185.2019.180618>

---

*У роботі проведено аналіз статистичних даних пасажирських перевезень на мережі залізниць України, виділено основні завдання для майбутньої організації швидкісного руху в умовах інтеграції України до ЄС. Проведено аналіз функціонування швидкісних пасажирських перевезень в різних країнах світу та запропоновано можливі варіанти розвитку швидкісних перевезень з урахуванням мінімізації часу слідування пасажирів між основними містами.*

**Ключові слова:** організація швидкісного руху, залізнична мережа, швидкісні поїзди.

*The article analyzes the current state of passenger traffic on the railway network of Ukraine, identifies the main tasks for the future organization of high-speed traffic in conditions of Ukraine's integration into the EU. The analysis of the operation of high-speed passenger transportation in different countries of the world is carried out and possible variants of development of high-speed transport are offered, taking into account minimization of expenses for construction and time of passengers' passage between the main cities. Many years of foreign experience in the design and operation of high-speed roads, despite the differences in socio-economic, geological, topographical, and demographic conditions in different countries, has proved the expediency of two ways to solve the problem of speed, such as speeding traffic on existing lines; construction and commissioning of specialized high-speed lines. It is proved that introduction of high-speed passenger trains on the main railway lines will: significantly increase the capacity of railway transport in the field of passenger transportation; reducing the time spent by passengers on the road and ensuring that on this basis, the needs of the population in the implementation of travel; reduction of the cost of passenger transportation and the expenses of society to eliminate the consequences of transport; creation of a competitive environment in the market of transport services; ensuring integration of the country's railways into the European transport system. It is proved that in order to ensure introduction of high-speed traffic in certain directions it is necessary to carry out a set of measures for technical re-equipment of railway sections, nodes, railroad, car and locomotive economy, and other objects of infrastructure of railways. Therefore, in the long run, the task of introducing high-speed passenger trains with a speed of up to 350 km / h, should be set as it is the most resource-saving mode of transport.*

**Keywords:** organization of high-speed traffic, railway network, high-speed trains.

**Вступ.** В умовах інтеграції України до ЄС важливою є необхідність формування єдиних стандартів організації залізничних пасажирських перевезень. Завдяки своєму географічному розташуванню Україна протягом тисячоліття служить містком між Європою та Азією і є важливим елементом розвитку транспортних стратегій різних країн. У всіх розвинених країнах світу швидкісний пасажирський рух залізниць відіграє провідну роль у житті суспільства та є однією з базових галузей економіки. Тому важливим складником є розвиток організації швидкісного руху.

Одним із великомасштабних залізничних проектів в умовах реформування галузі є впровадження швидкісного пасажирського руху між основними містами з найбільшими пасажиропотоками. Дуже вигідне географічне положення нашої держави служить основою для збільшення як вантажопотоків, так і пасажиропотоків у напрямку Європа-Азія. Якщо врахувати, що через нашу країну проходить декілька важливих міжнародних транспортних

коридорів, то відповідні умови надають можливість підвищити конкурентоспроможність залізничного транспорту.

Мережа маршрутів швидкісних поїздів в Україні має дуже широкий спектр. Наразі об'єднано Київ з найбільшими промисловими та культурними центрами України, такими як Запоріжжя, Дніпро, Харків, Львів, Тернопіль, Трускавець, Одеса. Тому важливим кроком подальшого розвитку є впровадження швидкісного руху на всій мережі залізниць та з'єднання швидкісних ліній між Азією та Європою. А якщо врахувати затверджену «Транспортну стратегію України на період до 2020 року», то можна зробити висновок, що дана тема є актуальною.

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** Вагомий внесок у розроблення теоретичних засад з впровадження швидкісного руху зробили такі науковці: Бутько Т. В., Калашнікова Т. Ю., Константінов Д. В., Малахова О. А., Момот А. В., Пархоменко Л. О., Прохорченко А. В., Krink J., Palacin R., Jianping Z., Liebchen C.

Значна кількість наукових робіт [1, 3, 5, 6, 10, 11] аналізує перспективи розвитку високошвидкісних залізниць на основі закордонного досвіду. У роботах [1, 2, 4, 7, 8] проаналізовано наукові підходи щодо розрахунку основних параметрів високошвидкісних магістралей. У дослідженні [11] розглянуто питання пропускнуї спроможності залізничних швидкісних ліній. Дослідження ефективності організації швидкісного руху на залізницях України на основі економічних підходів та їх недоліки проаналізовано в роботах [14, 16, 17]. На основі концепції Державної цільової програми впровадження на залізницях швидкісного руху вантажних поїздів визначено основні задачі впровадження на залізницях України мережі швидкісних залізничних магістралей для сполучення України з основними великими центрами, а також з країнами СНД та Європи. Аналіз цих наукових досліджень доводить, що більшість робіт мало враховує питання реалізації напряму "Україна-Європа" з впровадження швидкісного руху. Тому важливим є аналіз статистичних даних щодо організації швидкісного руху на мережі залізниць України та формування пропозицій з урахуванням транспортних стратегій різних країн.

**Визначення мети та завдання дослідження.** Метою статті є аналіз статистичних даних щодо організації швидкісного руху на мережі залізниць України, аналіз світового досвіду впровадження швидкісних пасажирських перевезень та визначення перспектив розвитку швидкісних перевезень в Україні в умовах євроінтеграції. Основним завданням є формування пропозиції щодо впровадження швидкісного руху на мережі залізниць України з урахуванням світового досвіду та сучасних умов функціонування залізничного транспорту.

**Основна частина дослідження.** Для вибору концепції розвитку швидкісного руху пасажирських поїздів необхідним є

проведення досліджень закордонного досвіду з організації пасажирських перевезень. На основі аналізу функціонування залізничного транспорту можна виділити основні моделі організації залізничного ринку: європейську, північноамериканську та змішану.

Найбільш розповсюдженою та більш сприятливою для залізниць України є європейська модель організації залізничних перевезень. Основною ідеєю відповідної моделі є монопольне становище держави щодо інфраструктури об'єктів та можливість управління рухом поїздів. Основними є залізничні холдинги, які належать державі. Ринок пасажирських перевезень в країнах ЄС ґрунтується на змішаній моделі, що надає можливість компаніям конкурувати між собою та підвищувати рівень пасажирських перевезень.

У Європі існує три типи залізничної інфраструктури залежно від організації пасажирських перевезень та дозволеної швидкості ліній. Вони поділяються на категорії. На класичних лініях допускається швидкість до 160 км/год. Дана категорія відноситься до залізниць змішаного типу перевезень, де переважно використовуються лінії з вантажними поїздами. Тому швидкість на таких лініях різноманітна і часто нижча за теоретичну. Високошвидкісні класичні залізниці – це наступний крок до справжнього високошвидкісного руху, так як допускається швидкість до 200 км/год. Високошвидкісні залізниці визначаються Міжнародним союзом залізниць та допускають швидкість понад 200 км/год, а на деяких нових лініях – понад 250 км/год. Високошвидкісні залізниці Франції, Іспанії, Німеччини, Бельгії, Нідерландів, Італії та Великобританії мають проектну швидкість 300 км/год та більше. Світовим рекордсменом зі швидкості залізничних ліній є Франція із зареєстрованою швидкістю 575 км/год на показовому пробігу 2007 р. між Парижем та Страсбургом.



Проведений аналіз розподілу перевезень по швидкісних залізничних лініях довів, що лідерами високошвидкісного

руху є Японія (близько 40 %), Китай (25 %) та Франція (близько 15 %) (рис. 1) [16].

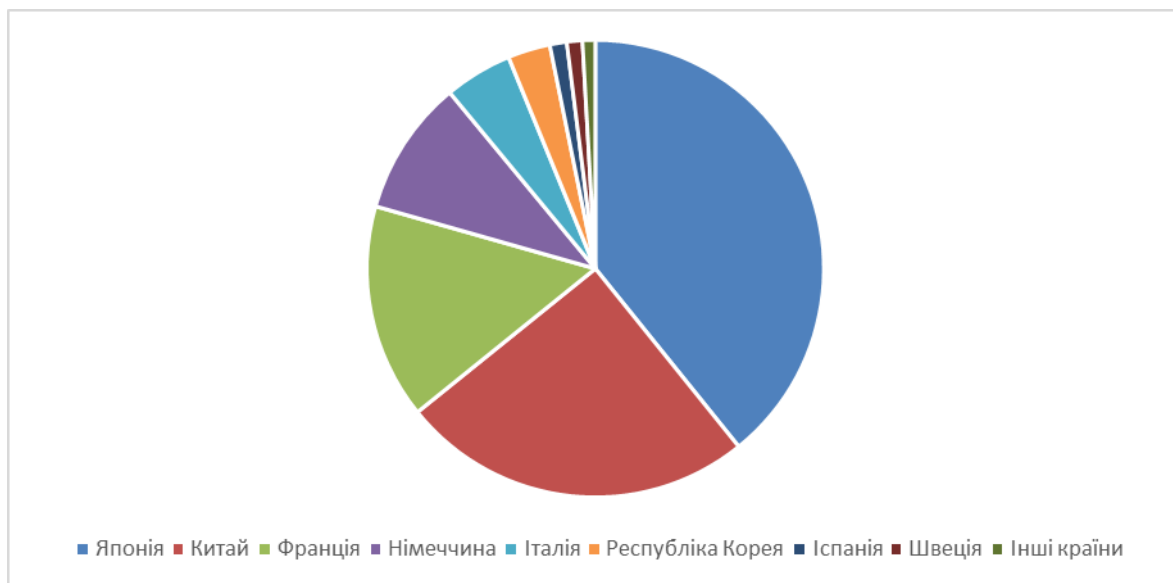


Рис. 1. Діаграма кількості швидкісних ліній в різних країнах світу

Багаторічний зарубіжний досвід проектування та експлуатації швидкісних залізниць довів, що доцільним є два способи вирішення питань підвищення швидкостей. Перший спосіб враховує організацію швидкісного руху на наявних залізничних лініях, а другий передбачає будівництво спеціалізованих швидкісних магістралей.

У зв'язку з цим, якщо розглядати організацію швидкісного руху на наявних лініях, одним із пріоритетних напрямків є можливість закупівлі полегшених поїздів у іспанської компанії Talgo. Так як Укрзалізниця (УЗ) працює над розвитком сполучення з країнами ЄС та інтеграцією української залізничної системи в європейську, то придбання відповідного рухомого складу підвищить швидкість руху поїздів, зокрема у напрямку Польщі, Австрії, Угорщини. Для цього потенційно можна розглядати варіанти застосування рухомого складу, оснащеного системою автоматичної зміни ширини колії. У цьому сегменті компанія Talgo також є провідним виробником.

Компанія Talgo має значний досвід виготовлення швидкісних потягів, зокрема і для нешвидкісних колій. Рухомий склад іспанська компанія пристосовує до кліматичних умов місцевості. Він витримує і високі, і низькі температури, має менші витрати на обслуговування, меншу вагу і розвиває великі швидкості. Компанія, на підставі оцінки наявної в Україні залізничної інфраструктури, здійснить моделювання і надасть попередні рекомендації щодо можливостей і умов збільшення швидкості руху поїздів Talgo на існуючій інфраструктурі ПАТ «Укрзалізниця». Відповідний рухомий склад вже використовується в країнах СНД і дуже добре себе зарекомендував.

Компанія виробляє найлегші вагони у світі, використовуючи під час їх виготовлення екструдовані алюмінієві профілі, що забезпечують максимальні показники міцності конструкції. Вага вагона Talgo майже на 30 % менша за вагу вагонів інших виробників. Це дає можливість збільшити швидкість руху до 180-220 км/год.

Якщо проаналізувати сучасний стан швидкісних перевезень в Україні, то можна визначити основні переваги, які надає Українська залізнична швидкісна компанія: час подорожі; вартість перевезень; доступність для пасажирів; точність та надійність; комфорт; зручний розклад руху; сервіс [13].

Власне швидкісними потягами (максимальна швидкість до 160 км/год) зараз є потяги на таких напрямках:

Київ-Полтава-Харків (Hyundai, Scoda) – 4 рази на день;

Київ-Лозова-Костянтинівка (Hyundai) – 1 раз на день;

Київ-Коростень-Львів (Hyundai) – 1 раз на день;

Київ-Дніпро (Hyundai) – 2 рази на день;

Київ-Львів-Перемишль – 2 рази на день;

Київ-Одеса – 1 раз на день;

Київ-Львів-Івано-Франківськ – 1 раз на день.

За липень 2018 р. швидкісні поїзди Укрзалізниці перевезли 540 тис. осіб. Даний показник є *найбільшим* з початку впровадження в Україні швидкісних залізничних перевезень.

На даний час середня заповненість складає більше 90 %, що є дуже важливим показником з точки зору подальшого впровадження швидкісних перевезень.

У минулому році швидкісні потяги здійснили більш 4 тис. рейсів. Популярним є харківський напрямок – 1.154 млн пасажирів. Рейсами в Дніпро і назад перевезено 1.012 млн пасажирів, із Львова і назад – 635 тис. пасажирів, із Одеси і назад – 378 тис. пасажирів.

У 2017 р. вперше за довгий час УЗ призначила новий міжнародний потяг – Київ-Перемишль. У листопаді 2016 р. було відновлено рух швидкісного потяга у Кривий Ріг, а завдяки тому, що було відремонтовано двоповерховий потяг Skoda, введено маршрут Харків-Київ-Вінниця.

В липні 2018 р. швидкісні поїзди здійснили 847 рейсів. У порівнянні з липнем минулого року кількість пасажирів зросла на 27000 осіб. Населеність швидкісного рухомого складу було на рівні 96 %. З початку року поїзди Української залізничної швидкісної компанії перевезли майже 3,3 млн пасажирів [18].

На рис. 2 наведено загальне збільшення пасажиропотоку на Укрзалізниці [12, 15].

### Запроваджено 11 нових маршрутів:

6 внутрішніх – фокус на сполучення зі східними регіонами:

Запоріжжя – Ужгород

Київ – Лисичанськ

Дніпро – Лисичанськ

Львів – Бахмут

Кременчук – Ворохта

Харків – Покровськ

5 міжнародних – фокус на сполучення з ЄС

Київ – Рига (поїзд 4 столиць)

Львів – Перемишль

Одеса – Кишинев

Київ – Баку

Мукачево – Будапешт

### Збільшено обсяг перевезень



Рис. 2. Динаміка збільшення пасажиропотоків за 2017-2018 рр.

На основі проаналізованих даних доведено, що найбільш затребувані напрямки потягів із Києва – Київ-Одеса, Київ-Львів, Київ-Лисичанськ, Київ-Харків, Київ-Херсон, Київ-Миколаїв; із Харкова – Харків-Херсон; із Львова – Львів-Київ, Львів-Одеса; із Одеси – Одеса-Київ, Одеса-Івано-Франківськ; із Дніпра – Дніпро-Київ, Дніпро-Одеса, Дніпро-Трускавець, Дніпро-Харків; із Запоріжжя – Запоріжжя-Київ, Запоріжжя-Львів, Запоріжжя-Харків, Запоріжжя-Одеса; із Херсона – Херсон-Київ, Херсон-Миколаїв; із Костянтинівки – Костянтинівка-Київ; із Кривого Рогу – Кривий Ріг-Київ.

Якщо розглядати європейський досвід, то прийнято обмежувати термін швидкісної поїздки до 8 год, а в Україні поки встановлена межа 7 год. З позиції конкуренції з авіаційним транспортом термін поїздки не повинен *перевищувати* – 4,5-5 год, тому що за правилами аерофлоту пасажир мусить *приїхати на реєстрацію* за 1,5-2 год, час подорожі у межах України становить близько 1 год, отримання багажу та збільшення терміну поїздки до аеропорту та в зворотному *напрямку* – 1-1,5 год. На основі вказаних термінів поїздки відстані курсування швидкісних поїздів в Україні *повинні бути до 8 год*. Тобто швидкісні поїзди в Україні можуть курсувати на відстань до 1100 км. Виходячи із сказаного вище можна зазначити, що в Україні доцільно впровадити швидкісний рух майже в усіх напрямках.

На основі аналізу можливими варіантами розвитку швидкісних магістралей для України є поетапне збільшення *швидкості*:

- з 160–200 км/год;
- з 200–250 км/год;
- з 250–350 км/год (на основних ділянках).

На основі світового досвіду будівництво високошвидкісних магістралей необхідно проектувати та вводити поетапно, за підтримки фінансування державою і інвестиційними компаніями. Одним із важливих завдань є реалізація

швидкісного руху на напрямку із України до Європи. Потрібно зв'язати основні міста нашої країни з великими містами європейських країн. На даний час середня швидкість руху поїздів між європейськими містами складає близько 55–60 км/год. Даний показник не відповідає основним європейським нормам і тому основним етапом є організація високошвидкісного залізничного руху на напрямок "Україна–Європа", так як відповідний напрямок є одним із перспективних та покращить мобільність населення.

Одними з перспективних напрямків є Львів – Вроцлав, Львів – Братислава, Львів – Будапешт, Львів – Краків. Запуск на відповідних ділянках швидкісного руху забезпечить скорочення часу проходження поїздом між основними європейськими містами та підвищить сервіс обслуговування. Для зменшення часу в дорозі та підвищення швидкості руху на вказаних ділянках необхідно модернізувати колію, контактну мережу, пристрої автоматики і сигналізації та ряд станцій. Всі заходи потрібно привести до норм, які забезпечать функціонування швидкісних перевезень на напрямку "Україна–Європа".

Напрямок "Україна–Європа" підвищить зв'язність територій України з європейськими країнами, а реалізація відповідного проекту дозволить інтегруватися в єдину високошвидкісну мережу Європейського Союзу. В табл. 1 наведено перспективні напрямки руху швидкісних поїздів.

Визначення напрямків високошвидкісних магістралей, а також порядок впровадження швидкісного руху на них повинні здійснюватися з урахуванням витрат на будівництво мережі високошвидкісних ліній, розвитку туристичних напрямків, недопущення транспортного роз'єднання основних міст і погіршення транспортного сполучення з іншими сусідніми країнами, можливості і доцільності функціонування денних поїздів на мережі України. Передбачувані напрямки швидкісного руху в межах України наведено в табл. 2.

Таблиця 1

## Існуючі і перспективні напрямки руху поїздів

	Відстань, км	Час у дорозі на даний час, год	Середня швидкість в дорозі, км/год	Час в дорозі при швидкості 160–200 км/год
Київ - Мінськ	620	10,0	63	3,0 – 3,5
Львів - Вроцлав	607	10,0	58	3,0 – 3,5
Львів - Краков	339	7,0	51	1,5 – 2,5
Львів - Будапешт	578	14,0	43	3,0– 3,5
Львів - Братислава	816	17,0	45	5,0 – 5,5

Таблиця 2

## Запропоновані напрямки швидкісного руху

Напрямок швидкісного руху	Відстань, км
Київ – Полтава	336
Київ – Одеса	652
Київ – Вінниця – Львів	450
Львів – Івано-Франківськ	135
Полтава – Харків	155
Полтава – Дніпропетровськ (в обхід Краснограда)	195
Полтава – Лозова – Костянтинівка	350
Одеса – Миколаїв – Кривий Ріг – Дніпропетровськ	490
Львів – Мукачево	230
Дніпропетровськ – Синельниково – Новоолексіївка	322
Запоріжжя – Маріуполь	301

Запропоновані напрямки швидкісного руху розглядаються з використанням основних показників: витрати на будівництво мережі та час доставки пасажирів. Тобто повинна вирішуватися задача мінімізації витрат на будівництво та часу доставки пасажирів між основними містами.

Для забезпечення впровадження швидкісного руху на запропонованих напрямках потрібно здійснити комплекс заходів з технічного переоснащення об'єктів інфраструктури залізниць [20].

**Висновок.** Основним напрямом розвитку та функціонування залізничного транспорту України є впровадження швидкісного пасажирського руху.

Основним завданням на першому етапі є удосконалення та створення швидкісних магістралей, а в подальшому впровадження високошвидкісних ліній. Введення в експлуатацію швидкісного руху на території України є дуже складним питанням та потребує багатьох років. На основі закордонного досвіду можна зробити висновок, що від якості виконаних робіт залежить не лише конкурентоспроможність залізничного транспорту нашої держави, але і авторитет на міжнародному рівні. Впровадження високошвидкісних магістралей в країні буде вигідним не тільки Україні, але і Європі, та буде потужним імпульсом для розвитку нашої країни.

*Список використаних джерел*

1. Шандер О. Е., Леміш А. М. Удосконалення процесу організації пасажирських швидкісних перевезень в умовах пересадок. *Зб. наук. праць Укр. держ. ун-ту залізнич. трансп.* 2017. Вип. 173. С. 176-183.
2. Krink J., Vesterstrom, and Riget J. Particle Swarm Optimization with Spatial Particle Extension. To appear in: Proceedings of the Congress on Evolutionary Computation, 2002 (CEC 2002).
3. Пархоменко Л. О. Дослідження напрямків розвитку швидкісного і високошвидкісного пасажирського руху поїздів на залізницях України. *Зб. наук. праць Укр. держ. акад. залізнич. трансп.* 2014. Вип. 145. С. 44–50.
4. Palacin R., Raif L., Deniz Ö., Yan N. High speed rail trends, technologies and operational patterns: a comparison of established and emerging networks. *Transport Problems INTERNATIONAL SCIENTIFIC JOURNAL*. 2014. Volume 9. Special Edition. P. 18–26.
5. Константинов Д. В., Крамченко К. В. Моделювання процесу оперативного регулювання швидкісних міжрегіональних пасажирських перевезень. *Вісник Національного технічного університету "ХПИ" : зб. наук. праць. Сер. Нові рішення в сучасних технологіях.* 2013. № 56. С. 128–136.
6. Калашнікова Т. Ю., Чередніченко Ю. М. Визначення найкращої моделі використання високошвидкісних магістралей для залізниць України. *Зб. наук. праць Укр. держ. ун-ту залізнич. трансп.* 2016. Вип. 162. С. 177–182.
7. Jianping Z. Planning and Development of High-Speed Rail Network in China: презентація доклада на VIII всемирном конгресі по високоскоростному залізничному транспорту. Філадельфія, 2012. 13. Chinese high speed: in the wake of Wenzhou. *International Railway Journal*. 2012. № 7. P. 22.
8. Liebchen C., Mohring Rolf H. The Modeling Power of the Periodic Event Scheduling Problem: Railway Timetables—and Beyond. F. Geraets et al. (Eds.): *Railway Optimization 2004*. 2007. LNCS 4359. P. 3–40.
9. Малахова О. А., Анікєєва О. М. Розвиток швидкісного пасажирського руху в Україні на основі всесвітнього досвіду. *Зб. наук. праць Укр. держ. ун-ту залізнич. трансп.* 2015. Вип. 154. С. 75–79.
10. Пархоменко Л. О., Серпокрилов В. Ю., Коваленко Д. М. Аналіз динаміки пасажиропотоків по Україні в умовах швидкісних перевезень. *Зб. наук. праць Укр. держ. ун-ту залізнич. трансп.* Харків : УкрДУЗТ, 2017. Вип. 173. С. 143–148.
11. Прохорченко А. В., Кравченко Д. О. Аналіз наукових досліджень щодо проектування транспортних мереж високошвидкісного та звичайного руху. *Зб. наук. праць Укр. держ. ун-ту залізнич. трансп.* 2015. Вип. 154. С. 70–74.
12. Офіційний веб-сайт Укрзалізниці. URL: <http://uz.gov.ua> (дата звернення: 05.04.2018).
13. Українська залізнична швидкісна компанія. URL: <http://intercity.uz.gov.ua> (дата звернення: 07.04.2018).
14. Божок Н. О. Напрямки впровадження швидкісних пасажирських перевезень в Україні. *Проблеми економіки транспорту*: зб. наук. праць Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна. 2013. Вип. 5. С. 46–56.
15. Офіційний веб-сайт Державної служби статистики України. URL: <http://ukrstat.gov.ua> (дата звернення: 05.04.2018).

16. Лук'янова О. М. Сучасний стан та перспективи розвитку мережі швидкісних залізничних магістралей в Україні в умовах євроінтеграції. *Науковий вісник Ужгородського національного університету*. 2018. Вип. 20. Част. 2. С. 107–110.

17. Момот А. В. Методичний підхід до визначення раціональних швидкостей руху пасажирських поїздів та раціональних зон їх курсування. *Проблеми економіки транспорту: зб. наук. праць Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна*. 2013. Вип. 5. С. 80–89.

18. Офіційний веб-сайт газети «Магістраль». URL: <http://magistral-uz.com.ua> (дата звернення: 10.04.2018).

19. Концепція Державної цільової програми впровадження на залізницях швидкісного руху пасажирських поїздів на 2005-2015 роки. Розпорядження Кабінету Міністрів України від 31.12.2004 № 979-р. URL: <http://zakon2.rada.gov.ua> (дата звернення: 11.04.2018).

20. Офіційний веб-сайт Інституту проектування інфраструктури транспорту. URL: <http://ipit.ooo.ua/prospects-for-the-development-of-high-speed-railways-the-railways-of-ukraine> (дата звернення: 15.04.2018).

---

Шандер Олег Едуардович, канд. техн. наук, доцент кафедри управління експлуатаційною роботою Українського державного університету залізничного транспорту. Тел: 099 22 79 859.

E-mail: [o.e.shander@gmail.com](mailto:o.e.shander@gmail.com).

Шандер Юлія Валеріївна, асистент кафедри управління експлуатаційною роботою Українського державного університету залізничного транспорту.

Гнатенко Аліна Юріївна, магістрант, група 11-1-ТТ Українського державного університету залізничного транспорту.

Зінченко Юлія Михайлівна, магістрант, група 11-1-ТТ Українського державного університету залізничного транспорту.

Shander Oleg Eduardovich, PhD (Tech). Associate Professor, department of Management of operational work of the Ukrainian State University of Railway Transport. E-mail: [o.e.shander@gmail.com](mailto:o.e.shander@gmail.com).

Shander Yulia Valerievna, assistant, department of Management of operational work of the Ukrainian State University of Railway Transport.

Gnatenko Alina, master, Group 11-1-TT, Ukrainian State University of Railway Transport.

Zinchenko Julia, master, Group 11-1-TT, Ukrainian State University of Railway Transport.

Статтю прийнято 28.05.2019 р.

## ЗАЛІЗНИЧНИЙ ТРАНСПОРТ (273)

---

УДК 629.4.077-592

### УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ЕЛЕМЕНТІВ ВАЖІЛЬНОЇ ПЕРЕДАЧІ РЕФРИЖЕРАТОРНОГО ВАГОНА

Канд. техн. наук Д. І. Волошин, старші викладачі І. М. Афанасенко, Я. В. Дерев'янчук

### IMPROVEMENT MECHANICAL BRAKE ELEMENTS OF REFRIGERATOR CAR

PhD (Tech.) D. Voloshin, Senior lecturer I. Afanasenko, Senior lecturer Y. Derevianchuk

DOI: <https://doi.org/10.18664/1994-7852.185.2019.180724>

---

*У статті розглянуто технічні і конструкційні недоліки гальмової важільної передачі рефрижераторного рухомого складу. Проведена оцінка зусиль та напружень, що діють у типовій конструкції передачі цих вагонів при різних режимах. Розраховані на міцність окремі елементи гальмової передачі. Виконана перевірка на міцність спеціалізованих під композиційні колодки важелів за допомогою програмного комплексу Autodesk Inventor. Використовуючи програмний комплекс Siemens Solid Edge, запропоновано їх удосконалення.*

**Ключові слова:** гальмова важільна передача, вантажний вагон, рефрижераторний вагон, гальмові колодки, міцність.

*The brake systems perform an important function in ensuring the safety of railway rolling stock. Improving the brake systems of rolling stock increases their efficiency and reliability, simplifies repair and maintenance. Different types of brake systems of refrigeration rolling stock are compared. The advantages and disadvantages of various lever gears are considered depending on the type of brake pads used in the refrigeration rolling stock.*

*The erroneous installation of composite pads on wagons, the lever gear of which is set for cast iron pads, can damage wheel sets. Damage to wheel pains, such as pebbles, cracks, and other defects due to incorrect operation, threaten the safety of the movement.*

*The well-known structures of the levers used in foreign railways are analyzed. Using the stamped levers, the American firm Wabtec reduces the mass due to the changed shape of the lever.*

*The efforts made in the transmission of the refrigerated wagon for different types of brake pads have been evaluated. It is established that when using composite pads in the brake lever transmission, the forces acting in its components are smaller than those of cast iron pads. This leads to the conclusion about the possibility of improving the geometric shape of the elements in their specialization in composite pads. Autodesk Inventor software package was used to test the strength of specialized components for composite brake pads.*

*It is proposed, using the software package Siemens Solid Edge, and new functional as generative design, to improvement the elements of the brake linkage. An example of improvement of brake linkage elements of a refrigerator car is implemented.*

*Thus, the specialization of the levers of a refrigerator car under the composite pads will reduce the levers weight by 19,8%, and with the possible improving - 43,8% per car, which will reduce the mass and the coefficients of the tare of the car.*

**Keywords:** brake linkage, freight car, refractor wagon, brake pads, strength.

**Вступ.** Парк рефрижераторних вагонів України, представлений рефрижераторними секціями побудови ВО БМЗ, Дессау, і критими, переобладнаними із рефрижераторних вагонів моделей 16–380–03, 16–3000–03, ЦБ5–651–04, ЦБ5–659–04, МК4–424–08, МК4–424–09. Ці вагони обладнані візками моделі КВЗ–ІІ2 і представлені переважно філією «РВК» АТ «Укрзалізниця».

На пасажирських і рефрижераторних вагонах встановлені гальмові важільні передачі (ГВП) з двостороннім натисненням на колесо. Вони конструктивно складніші, більш важкі та складні в обслуговуванні у порівнянні з односторонніми системами. Однак у двосторонніх ГВП величина натиснення на одну колодку вдвічі менша при більшому коефіцієнті тертя і ефективності гальма. При двосторонньому натисненні колодки діють на протилежні сторони колеса, взаємно врівноважуються і суттєво не навантажують буксовий вузол.

У наш час найбільш розповсюджені на вантажних і рефрижераторних вагонах композиційні колодки. В порівнянні з чавунними колодками вони мають більш високий коефіцієнт тертя, менше зусилля натискання та кращу зносостійкість, у декілька разів більший термін служби, меншу масу. Більший термін експлуатації впливає на показники технічного обслуговування та підвищує економічність. Менше натиснення на колодку дозволяє зменшити тиск у гальмовому циліндрі та витрати стисненого повітря на забезпечення гальмової мережі, що у свою чергу дозволяє спростити і полегшити конструкцію системи.

Типова схема ГВП рефрижераторного вагона зображена на рис. 1. Зміна типу колодок вимагає зміни передаточного числа горизонтальних важелів. Для цього горизонтальні важелі 7 та затяжка 6 мають спеціальні отвори для встановлення шарнірних валиків.

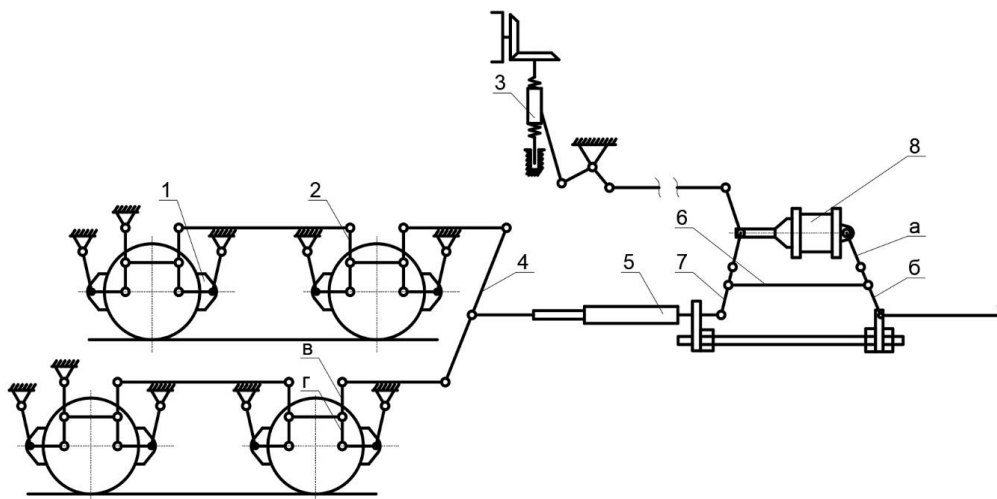


Рис. 1. Схема гальмової важільної передачі рефрижераторного вагона:  
 1 – гальмові колодки; 2 – вертикальний важіль візка; 3 – ручне гальмо;  
 4 – горизонтальний балансір; 5 – авторегулятор; 6 – затяжка горизонтальних важелів;  
 7 – горизонтальний важіль; 8 – гальмовий циліндр; а, б – плечі горизонтального важеля;  
 в, г – плечі вертикального важеля візка моделі КВЗ–ІІ2

При неправильному регулюванні ГВП значні сили, що призначені для чавунних

колодок, можуть передатися на композиційні колодки. Внаслідок цього



виникає заклинення колісних пар. Це призводить до пошкодження колісних пар та рейок. Можуть виникати несприятливі температурні режими на поверхні кочення коліс, що сприяє пошкодженням у вигляді наварів, зрушень металу, мікротріщин та ін. Таким чином, спеціалізація ГВП під композиційні колодки є актуальним науково-практичним завданням.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Удосконаленню гальм рухомого складу, розрахунку реалізації властивостей зчеплення коліс з рейками присвячені роботи П. С. Анісімова [1], проектуванню механічної частини гальмової системи вагонів – В. Р. Асадченко [2]. Принцип дії, розрахунки та особливості експлуатації гальм рухомого складу висвітлені у працях А. М. Бабаєва, Д. В. Дмитрієва [3], теоретичні основи проектування та експлуатації гальм – у дослідженнях В. М. Казарінова [4] та інших науковців. Важливо зазначити, що питання зменшення маси елементів ГВП у даних роботах не розглядалися.

Значному розповсюдженню композиційних колодок на рухомому складі сприяли роботи В. Г. Іноземцева, Л. О. Вуколова [5, 7]. В сучасних закордонних працях розглядаються питання дослідження різних типів гальмових колодок та імітації випробування гальмових систем вагонів [11, 12]. Однак оптимізація елементів механічної частини гальм в даних роботах не проводилася.

Задачі удосконалення та оптимізації елементів кузовів рухомого складу розглядаються в роботах В. І. Мороза, О. В. Фоміна [9] та ін. Разом з цим, питання зменшення матеріалоємності елементів ГВП даними вченими не висвітлювалися.

Аналізуючи неведені джерела, можна зробити висновок, що більшість праць спрямовані на дослідження та удосконалення елементів повітряної частини гальм, гальмових колодок, випробування різних матеріалів для виготовлення колодок, імітацію їх роботи,

удосконалення конструкції вагомих частин кузова вагона. Таким чином, питання удосконалення конструкції елементів гальмової важільної передачі потребують додаткових досліджень.

**Визначення мети та завдання дослідження.** Метою статті є обґрунтування доцільності удосконалення форми найбільш вагомих елементів ГВП. Для досягнення поставленої мети визначені такі завдання:

- провести оцінку зусиль, що діють у важільній передачі рефрижераторного вагона при різних типах гальмових колодок,
- розрахувати на міцність за допомогою скінченноелементного методу (СЕМ) найбільш вагомі елементи передачі,
- удосконалити, використовуючи можливості програмного забезпечення, форми елементів ГВП за прототипом закордонних конструкцій відповідних елементів.

**Викладення основного матеріалу статті.** З метою удосконалення елементів гальмової важільної передачі необхідно визначити зусилля, що діють на її елементи. Зусилля, що діють на штоці гальмового циліндра при певному типі гальмових колодок, можна визначити за такою формулою [9]:

$$P_{um}^i = p^i \frac{\pi d^2}{4}, \quad (1)$$

де  $p^i$  – тиск у гальмовому циліндрі при  $i$ -му типі колодок, кПа. Відповідно до [6] максимальний тиск для композиційних колодок (середній режим роботи повітророзподільника)  $p^* = 340 \text{ кПа}$ , для чавунних колодок (вантажний режим)  $p^* = 450 \text{ кПа}$ ;

$d$  – діаметр штоку гальмового циліндра, м, для вагонів рефрижераторного парку використовується типовий гальмовий циліндр з  $d = 0,356 \text{ м}$ .

Зусилля  $P_{zop}$ , що діє на зтяжці 6 горизонтальних важелів 7 (рис. 1), при різних типах гальмових колодок визначається як

$$P_{zop}^i = P_{um}^i \frac{a^i + b^i}{b^i}, \quad (2)$$

де  $a^i, b^i$  – розміри плеч важеля при  $i$ -му типі колодки, м. Відповідно до інструкції [6]  $a^k = b^u = 0,295$  м,  $b^k = a^u = 0,365$  м.

Зусилля на авторегуляторі 5 або посередині горизонтального балансира 4  $P_{\sigma}$  розраховується за такою формулою:

$$P_{\sigma}^i = P_{um}^i \frac{a^i}{b^i}. \quad (3)$$

Величину зусилля, що діє на зтяжці вертикальних важелів 2 візка КВЗ–И2, можна визначати як

$$P_{\sigma}^i = \frac{1}{2} P_{\sigma}^i \frac{v + z}{z}, \quad (4)$$

де  $v, z$  – розміри плеч вертикального важеля візка, м. Згідно з [6],  $v = z = 0,210$  м, формула (4) змінить свій вигляд:

$$P_{\sigma}^i = P_{\sigma}^i. \quad (5)$$

З урахуванням того, що горизонтальні 7 та вертикальні важелі 2 складаються з двох частин, зусилля  $P_{zop}^i, P_{\sigma}^i$  необхідно зменшити навпіл. Результати розрахунку зображені на рис. 2.

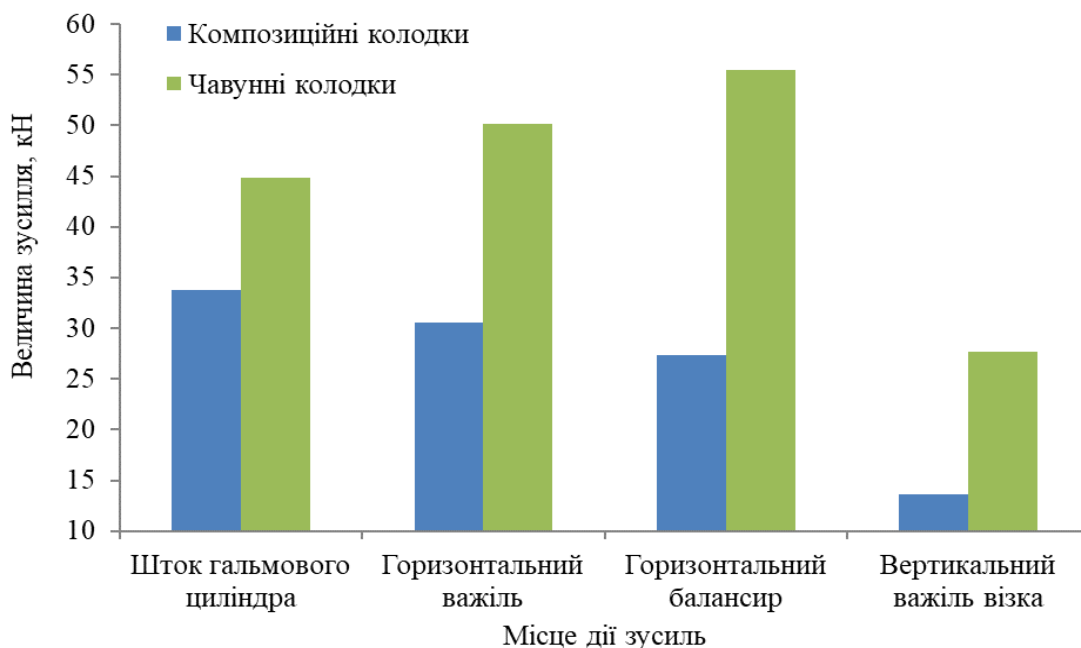


Рис. 2. Залежність величини зусиль від типу гальмових колодок та місця дії в гальмовій важільній передачі

Згідно з [9], важелі гальмової передачі вагонів зазнають переважно деформації згину. Умова міцності для заданого важеля має вигляд

$$[\sigma_3] \geq \frac{M_3}{W}, \quad (6)$$

де  $[\sigma_3]$  – допустиме напруження при згині, МПа;

$M_3$  – максимальний згинальний момент, кН·м;

$W$  – момент опору в перерізі з найбільшим напруженням, м<sup>3</sup>.

Для важеля 7 максимальний згинальний момент можна визначити, як  $M_3^i = 0,5P_{шт}^i \cdot a^i$ , відповідно, для горизонтального балансира  $M_{3б}^i = 0,5P_6^i \cdot e$  ( $e$  – плече балансира,  $e = 0,590$  м), для вертикального важеля  $M_{3в}^i = 0,5P_6^i \cdot v$ .

Момент опору цього перерізу має прямокутну форму, з отвором  $d_{отвору}$  під втулку

$$W = \frac{t(h^3 - d_{отвору}^3)}{6h}, \quad (7)$$

де  $t, h$  – відповідно товщина та висота важеля, м.

З формул (6–7) можна визначити висоту важеля за кубічним рівнянням

$$h^3 - \frac{6M_3}{t[\sigma_3]}h = d_{отвору}^3. \quad (8)$$

Результати розрахунку за рівнянням 8 зводимо до таблиці. Допустиме напруження сталі Ст.3  $[\sigma] = 0,95\sigma_T$  [8, 10], де  $\sigma_T$  – напруження плинності, МПа. Звідси  $[\sigma] = 190$  МПа.

Таблиця

Значення допустимої ширини важеля при деформації згинання для різних типів гальмових колодок у найбільш напруженому перерізі важеля, м

Важіль	Тип колодок ГВП		Різниця ширини, %
	Чавунні	Композиційні	
Горизонтальний важіль	0,16	0,138	13,75
Горизонтальний балансир	0,19	0,104	45,26
Вертикальний важіль	0,12	0,084	30

Для перевірки на міцність спеціалізованих під композиційні колодки важелів використовувався програмний комплекс Autodesk Inventor. Як скінченні елементи використовувались елементи тетраедральної форми (важіль горизонтальний – 668 186 елементів, 962 020 вузлів, горизонтальний балансир – 326 875 елементів, 477 345 вузлів, вертикальний важіль візка – 851 147 елементів, 1214 940 вузлів, мінімальний розмір елемента – 3 мм), див. рис. 3–5.

Порівнюючи отримані значення максимальних напружень Мізесу з допустимими, можна зробити висновок про забезпечення міцності.

Найчастіше виготовляються важелі ГВП штампуванням з листового прокату. Відома конструкція важелів закордонних

залізниць, так, американська фірма Wabtec використовує відштамповані важелі зменшеної маси за рахунок зміненої форми (рис. 6).

Користуючись новими функціональними можливостями програмного комплексу Solid Edge ST10 (генеративний дизайн), автори здійснили один з варіантів удосконалення конфігурації важелів за прототипом фірми Wabtec. Метою генеративного проектування є оптимізація маси моделі на основі її геометрії, прикладених навантажень і обмежень, які визначає користувач. Під час аналізу приймалися такі умови: необхідність забезпечення міцності із запасом 1,1 та зменшенням маси на 30%. Навантаження прикладалися на середній отвір величиною, зазначеною в таблиці. Приклади побудови генеративного дизайну важелів наведені на рис. 7–9.

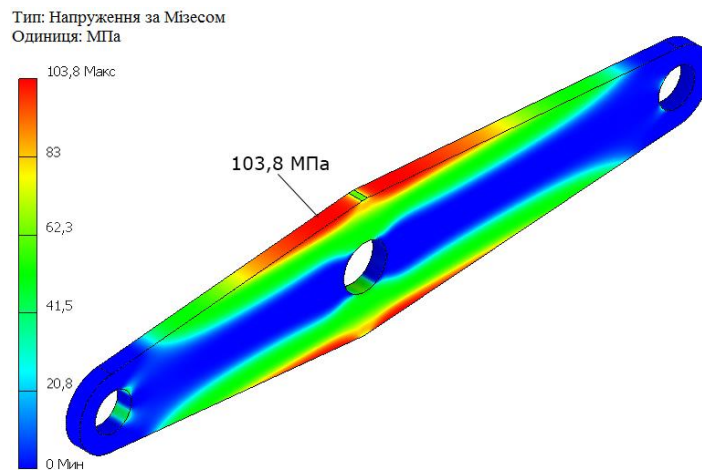


Рис. 3. Напружений стан горизонтального важеля при прикладанні зусилля на середній отвір

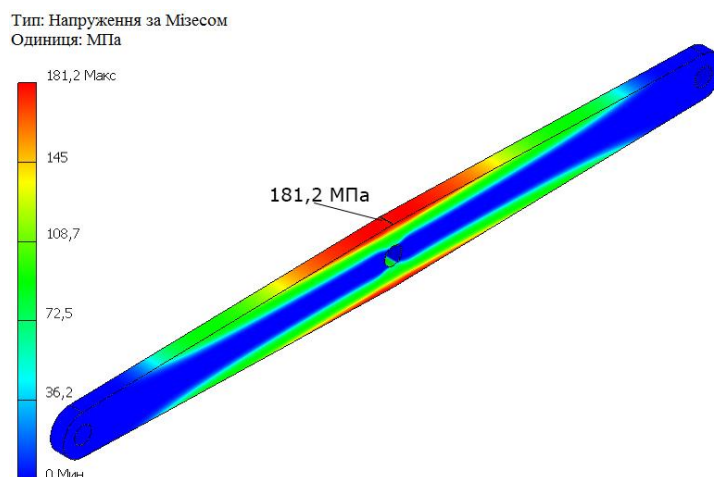


Рис. 4. Напружений стан горизонтального балансира при прикладанні зусилля на середній отвір

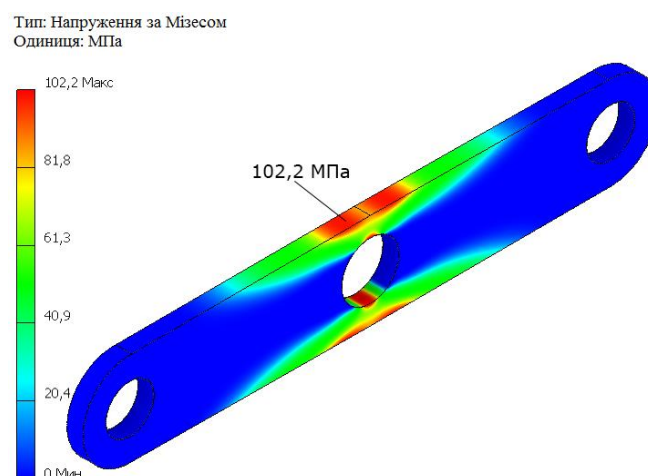


Рис. 5. Напружений стан вертикального важеля при прикладанні зусилля на середній отвір

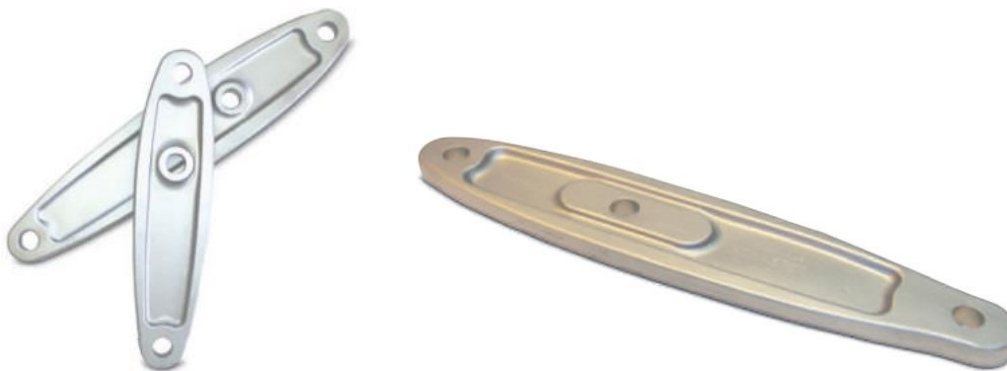


Рис. 6. Вигляд вагонних важелів закордонних залізниць



Рис. 7. Результат удосконалення горизонтального важеля в програмному комплексі Solid Edge ST10 зі зменшенням маси на 30 %

Рис. 8. Результат удосконалення горизонтального балансира в програмному комплексі Solid Edge ST10 зі зменшенням маси на 30 %



Рис. 9. Результат удосконалення вертикального важеля в програмному комплексі Solid Edge ST10 зі зменшенням маси на 30 %

Зміна маси елементів гальмової важільної передачі при спеціалізації на композиційні колодки та з урахуванням удосконалення зображена на рис. 10.

Проведені дослідження дозволять знизити витрати на виготовлення елементів

важільної передачі за рахунок спрощення конструкції, на ремонт, експлуатацію, а також покращити надійність та безпеку руху.

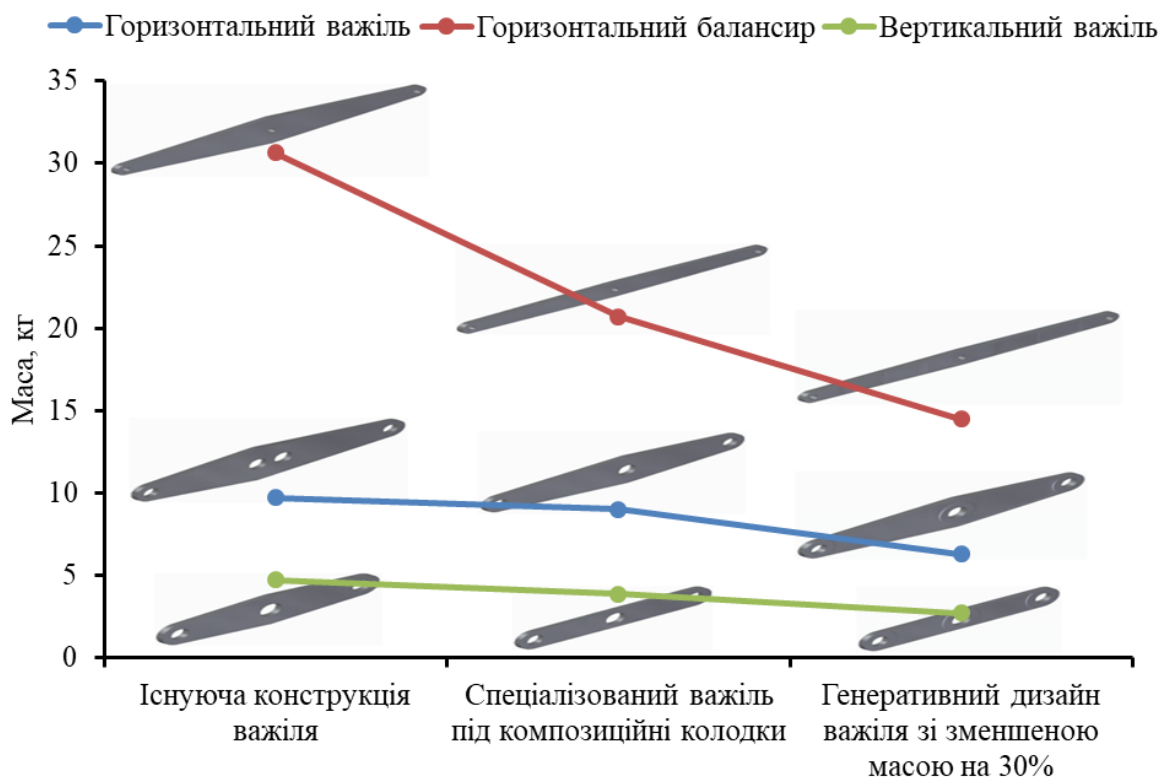


Рис. 10. Зміна маси важеля при спеціалізації на композиційні колодки та удосконаленні зі зменшенням на 30 %

#### Висновки:

1. Проведено оцінку зусиль, що діють у важільній передачі рефрижераторного вагона при різних типах гальмових колодок. Встановлено, що при використанні композиційних колодок у ГВП зусилля, які діють у її складових, менші, ніж при чавунних колодках. Це дозволяє зробити висновок про можливість проведення удосконалення геометричної форми елементів при їх спеціалізації на композиційні колодки.

2. Розраховані на міцність за допомогою СЕМ найбільш вагомі елементи передачі. Розрахунок на міцність показав можливість суттєвого зменшення ширини вертикальних важелів і балансира. Для перевірки на міцність спеціалізованих під композиційні колодки важелів використовувався програмний комплекс Autodesk Inventor. Максимальні

еквівалентні напруження при цьому складають близько 180 МПа, тобто не перевищують допустимі.

3. Удосконалені, з використанням можливостей програмного забезпечення, форми елементів ГВП за прототипом закордонних конструкцій відповідних елементів. Користуючись новими функціональними можливостями програмного комплексу Solid Edge ST10 (генеративний дизайн), автори здійснили один з варіантів удосконалення конфігурації важелів за прототипом фірми Wabtec.

Таким чином, спеціалізація важелів ГВП рефрижераторного вагона під композиційні колодки дозволить зменшити їх масу на 19,8 %, а з удосконаленням форми – 43,8 % на вагон, що дозволить зменшити тару та відповідно коефіцієнти тари вагона.

*Список використаних джерел*

1. Анисимов П. С., Юдин В. А., Шамаков А. Н., Коржин С. Н. Расчет и проектирование механической и пневматической частей тормозов вагонов: учеб. пособ. Москва: Маршрут, 2005. 248 с.
2. Асадченко В. Р. Расчет пневматических тормозов железнодорожного подвижного состава : учеб. пособ. Москва: Маршрут, 2004. 120 с.
3. Бабаєв А. М., Дмитрієв Д. В. Принцип дії, розрахунки та основи експлуатації гальм рухомого складу залізниць: навч. посіб. Київ: ДЕТУТ, 2007. 176 с.
4. Казаринов В. М., Инозмецев В. Г., Ясенцев В. Ф. Теоретические основы проектирования и эксплуатации тормозов. Москва: Транспорт, 1968. 400 с.
5. Иноземцев В. Г., Казаринов В. М., Ясенцев В. Ф. Автоматические тормоза. Москва: Транспорт, 1981. 464 с.
6. Інструкція з ремонту гальмівного обладнання вагонів: ЦВ-ЦЛ-0013. Київ: ТОВ Видавничий дім «САМ», 2005. 160 с.
7. Вуколов Л. А. Фрикционные характеристики тормозных колодок из композиционных материалов без асбеста. *Тр. ВНИИЖТ*. 1987. С. 27-33.
8. 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. 162 с.
9. Фомін О. В. Оптимізаційне проектування елементів кузовів залізничних напіввагонів та організація їх виробництва: монографія. Донецьк: ДонІЗТ, 2013. 251 с.
10. Конструирование и расчет вагонов / под ред. проф. В. В. Лукина. Москва: УМК МПС России, 2000. 731 с.
11. Dong-Chan Lee, Chul-Goo Kang A mechanical brake hardware-in-the-loop simulation of a railway vehicle that accounts for hysteresis and pneumatic cylinder dynamics: *Advances in Mechanical Engineering* 2015, Vol. 7(11) p. 1–11. URL: <https://doi.org/10.1177/1687814015616086> (last access: 13.06.2019).
12. Akkus A., Yeğin M. Research on wear rate and mechanical properties of brake sabots (shoes) used in railway rolling stocks: *International Journal of Applied Science and Technology* 2014. Vol. 4. No. 7. pp. 76-84. URL: [http://www.ijastnet.com/journals/Vol\\_4\\_No\\_7\\_December\\_2014/10.pdf](http://www.ijastnet.com/journals/Vol_4_No_7_December_2014/10.pdf) (last access: 13.06.2019).

---

Волошин Дмитро Ігорович, канд. техн. наук, доцент кафедри вагонів Українського державного університету залізничного транспорту. Тел. (057) 730-10-35. E-mail: voloshin@kart.edu.ua.

Афанасенко Ігор Миколайович, старш. викл. кафедри вагонів Українського державного університету залізничного транспорту. Тел (066) 76-79-844. E-mail: afanasenkoigor@kart.edu.ua.

Дерев'янчук Ярослав Володимирович, старший викладач кафедри вагонів Українського державного університету залізничного транспорту. Тел. (050) 977-53-70. E-mail: derevyanchuk@kart.edu.ua.

Voloshin Dmitri, PhD (Tech.), Associate Professor, Department of Railway Vehicles, Ukrainian State University of Railway Transport. Tel. (057) 730-10-35. E-mail: voloshin@kart.edu.ua.

Afanasenko Igor, Senior Lecturer, Department of Railway Vehicles, Ukrainian State University of Railway Transport. Tel. (057) 730-10-35. E-mail: afanasenkoigor@kart.edu.ua.

Derevianchuk Yaroslav, Senior Lecturer, Department of Railway Vehicles, Ukrainian State University of Railway Transport. Tel. (057) 730-10-35. E-mail: derevyanchuk@kart.edu.ua.

Статтю прийнято 14.06.2019 р.

УДК 629.423.2:681.518.54

## ОБЧИСЛЕННЯ ЧАСТОТНИХ СМУГ ВІБРАЦІЇ ПІДШИПНИКІВ ТЯГОВОГО РЕДУКТОРА ЕЛЕКТРОПОЇЗДА КРАТНОМАСШТАБНИМ АНАЛІЗОМ

Докт. техн. наук В. Г. Пузир, канд. техн. наук С. В. Михалків,  
старш. викл. А. М. Ходаківський, інж. В. І. Бульба

## CALCULATION OF THE FREQUENCY BANDS OF BEARING VIBRATION FOR THE TRACTION GEARBOXES OF ELECTRIC TRAINS BY THE MULTIREOLUTION ANALYSIS

D.Sc. (Tech.) V. Puzyr, PhD (Tech.) S. Mykhalkiv,  
Sr. lecturer A. Khodakivskyi, Eng. V. Bulba

DOI: <https://doi.org/10.18664/1994-7852.185.2019.180784>

---

У статті розглянута властивість дискретного вейвлет-перетворення, яке засноване на кратномасштабному аналізі, здатність виявляти різну природу вібрації підшипників і зубчастого зачеплення. Обрання найкращого материнського вейвлету запропоновано здійснювати за розрахованою мінімальною ентропією Шеннона. Для оцінювання періодичності імпульсного наповнення у відновлених сигналах за деталізованими коефіцієнтами розраховувалась автокореляція, яка не лише здатна відрізнити складові вібрації підшипника від зубчастого зачеплення, а й дозволяє разом із коефіцієнтом ексцесу за обраними рисами визначати частотну смугу вібрації підшипника.

**Ключові слова:** вейвлет, вібрація, імпульс, підшипник, спектр, тяговий редуктор.

*The paper deals with the property of discrete wavelet transform based on the multiresolution analysis feature to identify different types of the gear and bearing vibration. The direct analysis of the vibration time series by the use of conventional statistical measures, such as mean, root mean square, standard deviation, is not always useful due to the complexity of the signal. It was proposed to choose the best mother wavelet which is able to identify the transients in vibration signal according to the calculated minimum value of Shannon entropy, which quantifies the level of uncertainty of a given vibration time series. The main idea is that when a bearing is healthy, it will produce low amplitude random vibration with a uniform-like probability mass function and as the fault occurs and progresses some probability mass function component will be prevalent with a higher probability of occurrence. The chosen Daubechies wavelet of the 4-th order has decomposed the acquired vibration signal of the traction gearbox of electric train into approximated and detailed coefficients on four decomposition scales with further reconstruction of the signals on the appropriate scales according to the above-mentioned coefficients. The autocorrelation was applied for the detection of deterministic and random components in the reconstructed signals through evaluation of the impulse periodicities of the reconstructed signals according to the detailed coefficients at all scales and has taken the sinusoidal shape for the reconstructed signals according to the approximated coefficients. It was established that a deterministic vibration component dominates and there are no bearing damage features in the reconstructed signals according to the approximated coefficients due two strong gearmesh harmonics. The presence of impulse periodicity on the reconstructed signals according to the detailed coefficients at the second decomposition scale is possible to monitor due to the correlogram, which can be explained by the periodic contact of the damaged element with other elements during their rotation in bearing. The kurtosis is applied*



as a reliable tool for the frequency band selection where the bearing vibration has the strongest excitation.

**Keywords:** bearing, impulse, spectrum, traction gearbox, vibration, wavelet.

**Вступ.** Упродовж останнього часу докладаються наполегливі зусилля для пошуку дієвих методів раннього виявлення пошкоджень підшипників кочення і зубчастих зачеплень. Втрати від непрогнозованого розвитку таких пошкоджень та руйнування обладнання можуть бути суттєвими. Діагностування, що засноване на аналізі вібрації, набуло популярності у визначенні технічного стану механічних вузлів у різних галузях промисловості й на транспорті зокрема [1]. Для обробки сигналів і отримання з них діагностичних ознак застосовують різні методи, що зосереджуються на часовому й частотному просторах [4]. Здебільшого сигнали вібрації, отримані під час діагностування, є комплексними й нестационарними з високим рівнем шуму і не завжди періодичні, що ускладнює виявлення пошкоджень підшипників кочення у згаданих просторах. Отже, пошук нових методів аналізу цих сигналів є актуальним як для залізничного транспорту, так і для інших галузей.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Використання найменш складних обчислень статистичних індикаторів для оцінювання вібраційних реалізацій (середньоквадратичне значення, дисперсія, ексцес тощо) набуло широкого

вжитку впродовж останніх років, однак не продемонструвало такої високої ефективності у визначенні виду пошкодження підшипника кочення, як обчислення частотних характеристик із подальшим їх знаходженням на широкосмугових спектрах вібрації, спектрах обвідної вібрації [6, 7, 11].

Ефекти модуляції й шумові компоненти сигналів вібрації є двома найбільшими труднощами, які супроводжують діагностування підшипників кочення тягових редукторів електропоїздів. Амплітудна модуляція спричиняє поширення гармонік частот обертання елементів підшипника з найвищою амплітудою навколо резонансної частоти, яку здебільшого заледве можна ідентифікувати у високочастотному діапазоні внаслідок наявного шуму й впливу сильних низькочастотних компонент зубчастого зачеплення  $f_{z1}=268$  Гц,  $f_{z2}=536$  Гц (рис. 1).

Виявити ранню стадію розвитку пошкодження елементів підшипника внаслідок впливу згаданих факторів видається ще важчим. Отже, потреба у залученні дієвих методів із здатністю посилювати корисні складові вібраційних сигналів у відповідних частотних смугах є першочерговим завданням [9].

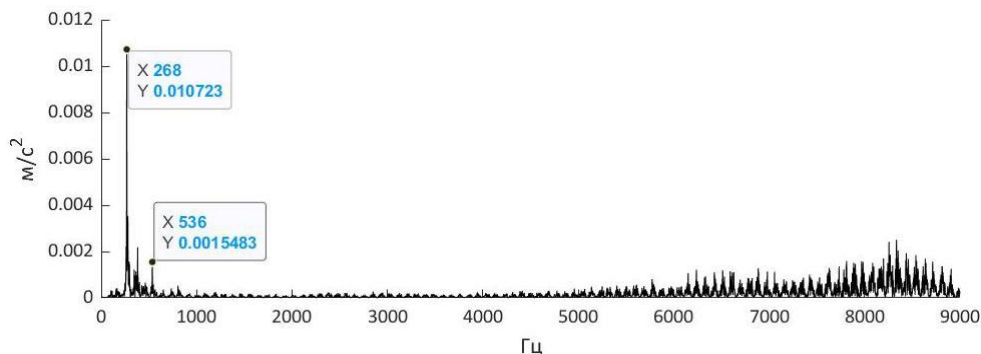


Рис. 1. Широкосмуговий спектр вібрації тягового редуктора електропоїзда EP2T із пошкодженим підшипником

Натепер накопичений певний досвід використання частотно-часового методу вейвлет-перетворення в різних промислових застосуваннях, який має локальні характеристики у часовому й частотному просторі та мінливе частотно-часове вікно. Вважається, що вейвлет-перетворення нестационарних сигналів надає кращі результати, ніж класичне перетворення Фур'є [2–4], а вибір материнської вейвлет-функції досі не втратив актуальності у процесах діагностування несправностей обладнання з вузлами обертання [10].

**Визначення мети та завдання дослідження.** Метою статті є отримання інформативної частотної смуги підшипникової вібрації тягового редуктора електропоїзда із використанням дискретного вейвлет-перетворення (ДВП), що засноване на кратномасштабному аналізі.

Для досягнення сформульованої мети потрібно розв'язати такі завдання:

— обрати прийнятний материнський вейвлет для реалізації ДВП;

— дослідити властивості відновлених сигналів за апроксимованими й деталізованими вейвлет-коефіцієнтами;

— запровадити інструментарій із вибору тієї частотної смуги, де діагностичні ознаки технічного стану підшипника кочення проявляються найсильніше.

**Основна частина дослідження.** Вібрація, яка зареєстрована на тяговому редукторі електропоїзда ЕР2Т, зазвичай містить суму детермінованих компонентів  $u(t)$ , які спричиняються ексцентриситетом, згином вала шестірні відносно колісної пари із зубчастим колесом, пошкодженнями самого зубчастого зачеплення та випадкових компонентів  $f(t)$ , які пов'язують з пошкодженнями підшипників кочення,  $m/c^2$ ,

$$x(t)=u(t)+f(t). \quad (1)$$

Наведений вираз бере до уваги наявність одного віброакселерометра на корпусі тягового редуктора, сталу частоту

обертання колісної пари на випробувальному стенді ( $f_{об.к.п.} = 3,63$  Гц) та значно менше число гармонік детермінованих компонентів, ніж циклічних імпульсних відгуків.

Детермінована компонента вібрації зубозачеплення  $u(t)$  із періодом  $T_1$  здебільшого наповнена потужними періодичними сигналами з меншою частотою, ніж несуча підшипникова частота циклічних імпульсних відгуків,  $m/c^2$ ,

$$u(t) = a_0 + \sum_{n=1}^N a_n \cos(n\omega_1 t) + b_n \sin(n\omega_1 t), \quad (2)$$

де  $\omega_1 = 2\pi / T_1$  – кутова частота детермінованої компоненти, рад/с;

$a_n$  –  $n$ -на амплітуда гармоніки косинусоїди,  $m/c^2$ ;

$b_n$  –  $n$ -на амплітуда гармоніки синусоїди,  $m/c^2$ .

Отже, вібраційний сигнал суміші складової зубозачеплення та підшипникової складової містить також багато монокомпонентних складових [7].

Використання класичного перетворення Фур'є перетворює сигнал на лінійну суперпозицію стаціонарних синусів і косинусів різної частоти, що унеможлиблює здійснювати точний опис локальних частотно-часових змін у сигналі [2]. Натомість ДВП розкладає вібраційний сигнал на вейвлет-коефіцієнти, які демонструють, наскільки добре материнська вейвлет-функція корелює із сигналом. Якщо частотна компонента вібраційного сигналу дорівнює відповідному масштабу вейвлет-перетворення, тоді дочірній вейвлет, що генерується материнським вейвлетом, на цьому масштабі збігається або максимально наближується до частотної компоненти сигналу саме в той проміжок часу, коли з'являється згадана компонента. У результаті вейвлет-коефіцієнти набувають найвищого значення саме на цьому часовому відрізку й

масштабі. У дослідженні обиралося пірамідальне вейвлет-розкладання, яке ділить сигнал на апроксимовану (низько-частотну) та деталізовану (високочастотну) складову. Далі на вищих рівнях зазнають розкладання лише апроксимовані складові [11]. Вейвлет-функція  $\varphi(t)$  і масштабна функція  $\phi(t)$  розкладають сигнал на різні частотно-часові масштаби. Вейвлет-функція  $\varphi(t)$  продукує деталізовану складову, а масштабна функція  $\phi(t)$  генерує апроксимовану складову розкладеного сигналу. ДВП добре пасує до

аналізу високочастотних короткотривалих нестационарних складових, які володіють потенційною інформативністю щодо ознак наявних пошкоджень.

Першою головною характеристикою ДВП є здатність реалізовувати кратномасштабний аналіз, який розкладає початковий сигнал на декілька інших сигналів на різних рівнях (масштабах) і відновлення яких здатне повернути початковий сигнал без втрати інформації.

Рекурсивний математичний опис кратномасштабного аналізу є таким:

$$V_j = W_{j+1} \oplus V_{j+1} = W_{j+1} \oplus W_{j+2} \oplus \dots \oplus W_{j+n} \oplus V_n, \quad (3)$$

де  $V_{j+1}$  – апроксимована версія вхідного сигналу на масштабі  $j+1$ ;

$W_{j+1}$  – деталізована версія, що відображає короткотривалі особливості вхідного сигналу на масштабі  $j+1$ ;

$\oplus$  – сума двох розкладених сигналів;  
 $n$  – рівень розкладання.

Використанню ДВП передують визначення вейвлет-функції  $\varphi(t)$  і масштабної функції  $\phi(t)$ , дискретні версії яких мають бути ортонормованими і мати вигляд

$$\phi_{j,n}(t) = 2^{\frac{j}{2}} \sum_n c_{j,n} \phi(2^j t - n); \quad (4)$$

$$\varphi_{j,n}(t) = 2^{\frac{j}{2}} \sum_n d_{j,n} \varphi(2^j t - n), \quad (5)$$

де  $c_j$  – масштабний коефіцієнт на масштабі  $j$ ;  
 $d_j$  – вейвлет-коефіцієнт на масштабі  $j$ .

Початковий сигнал  $x_j(t)$  на масштабі  $j$  розкладається на часові відрізки  $x_j(t) = (v_0, v_1, \dots, v_{N-1})$  довжиною  $N = 2^j$ , де  $J$  – ціле число. Для ДВП часового відрізка  $x_j(t)$  математичний рекурсивний вираз (3) виглядає

$$\text{ДВП}(x_j(t)) = 2^{\frac{(j+1)}{2}} \left( \sum_n u_{j+1,n} \phi(2^{j+1} t - n) + \sum_n w_{j+1,n} \varphi(2^{j+1} t - n) \right), \quad (6)$$

де  $0 \leq n \leq \frac{N}{2^j} - 1$ ;

$u_{j+1,n} = \sum_k c_{j,k} v_{j,k+2n}$ ,  $0 \leq k \leq \frac{N}{2^j} - 1$  – апроксимована версія на масштабі  $j+1$ ;

$$w_{j+1,n} = \sum_k d_{j,k} v_{j,k+2n}, \quad 0 \leq k \leq \frac{N}{2^j} - 1 \quad \text{—}$$

деталізована версія на масштабі  $j+1$ ;

$$d_k = (-1)^k c_{2^j - 1 - k}, \quad p = \frac{N}{2^j}.$$

Зважаючи на ортнормальні вейвлет-функції і (6), сигнал  $x_j(t)$  може бути відновленим за обома коефіцієнтами  $u_{j+1,n}$  і  $w_{j+1,n}$  зворотнім ДВП (оскільки  $V_j = W_{j+1} \oplus V_{j+1}$ ) [3].

Часові реалізації вібраційного сигналу тягового редуктора електропоїзда ЕР2Т протягом експериментальних досліджень реєструвались віброакселерометром із робочим частотним діапазоном 2 – 9000 Гц. У цифровому самописці аналоговий сигнал

знавався дискретизації частотою  $f_s = 46$  кГц. Максимальна частота на початку розкладання ДВП дорівнює частоті Найквіста  $f_{max} = 23$  кГц. Обчислюється частотна смуга  $f_b$  кожного наступного рівня  $n$  розкладання для апроксимованої версії  $(0; f_{max}/2^{n-1})$  і для деталізованої версії  $(f_{max}/2^n; f_{max}/2^{n-1})$  із відповідними центральними частотами  $f_c$  (рис. 2) [8].

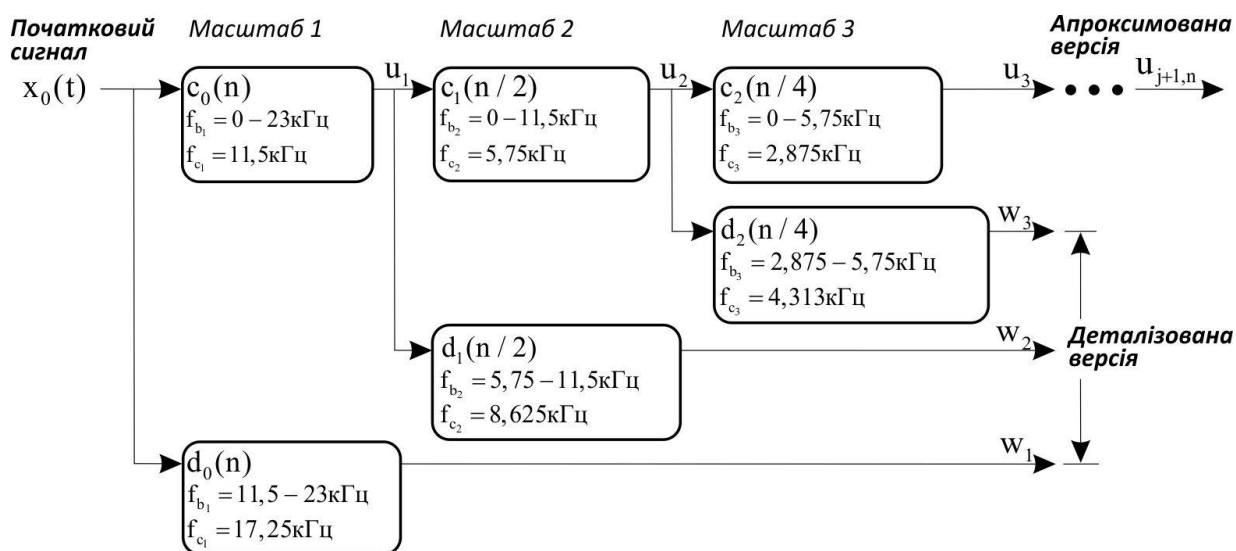


Рис. 2. Схема пірамідального ДВП

3-поміж великої вейвлетної родини обрання потрібного вейвлета здійснюється за критерієм мінімізації ентропії Шеннона обчислених вейвлет-коефіцієнтів [4].

$$s(p) = -\sum_{i=1}^N p_i \log_2 p_i \quad (7)$$

де  $p_i$  – розподіл імовірностей вейвлет-коефіцієнтів.

Ентропія міряє рівень невизначеності часових реалізацій. Відомо, що у справного підшипника генерується випадкова вібрація з низькою амплітудою та рівномірним розподілом, а коли трапляються й ширяться пошкодження, то певні компоненти

розподілу превають із вищою ймовірністю. Отже, ентропія рівномірного розподілу сягає максимальних величин (максимальна невизначеність), а дивергенція знижується до мінімуму, тоді як для часової реалізації із сильним імпульсним наповненням ентропія набуває мінімального значення, а дивергенція — максимального [5]. За результатами стендових досліджень вібрації підшипника кочення в університеті Саутгемптона [12] (рис. 3) ентропія Шеннона для справного підшипника дорівнює 2551, а для пошкодженого – 1376, що підтверджує згадане – ентропія справного підшипника є вищою і знижується залежно від прогресування пошкодження.

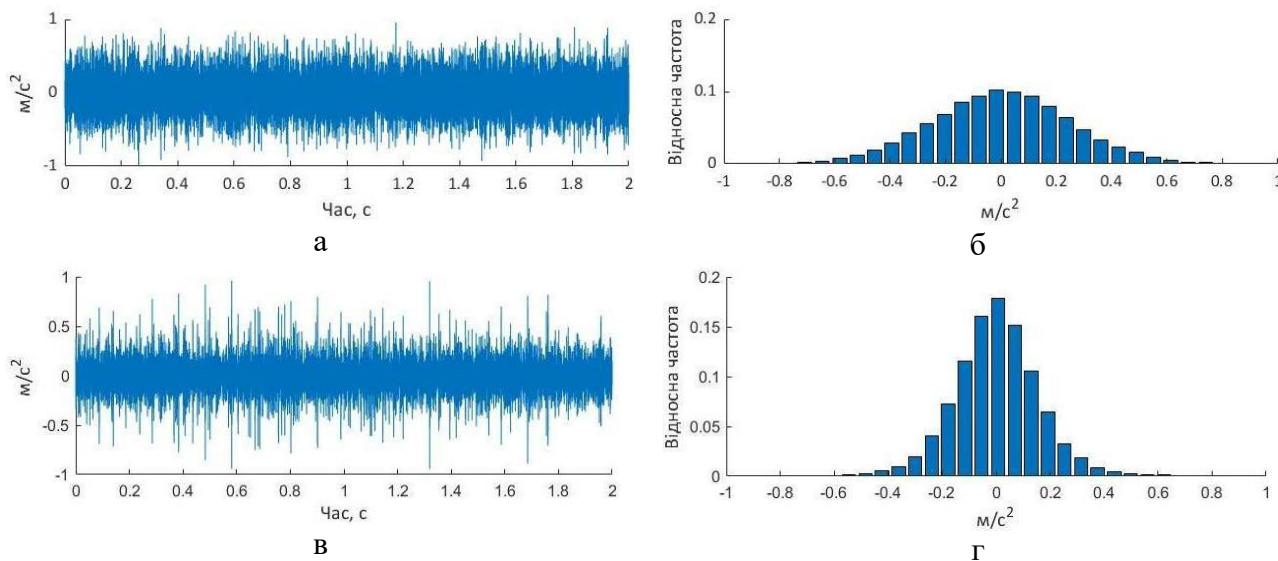


Рис. 3. Вібраційні реалізації підшипників, що перебувають у різних технічних станах: а – часова форма вібрації справного підшипника; б – щільність розподілу ймовірностей вібрації справного підшипника; в – часова форма вібрації пошкодженого підшипника; г – щільність розподілу ймовірностей вібрації пошкодженого підшипника

Аналогічні розрахунки провадилися для результатів ДВП низкою ортогональних материнських вейвлетів зареєстрованих вібраційних реалізацій тягового редуктора електропоїзда з пошкодженим підшипником (табл. 1).

Таблиця 1

Ентропія вейвлет-коефіцієнтів після ДВП різними материнськими вейвлетами

Материнський вейвлет	Ентропія
Добеші 1-го порядку	38,82
Добеші 2-го порядку	37,54
Добеші 3-го порядку	36,87
Добеші 4-го порядку	36,6
Койфлет 1-го порядку	39,83
Койфлет 2-го порядку	38,98
Койфлет 3-го порядку	38,29
Койфлет 4-го порядку	37,71
Симлет 2-го порядку	38,98
Симлет 3-го порядку	38,29
Симлет 4-го порядку	37,67
Хаар	39,83

Зважаючи на результати, як материнський вейвлет для ДВП обирався вейвлет Добеші 4-го порядку, який найкраще здатен вести облік короткотривалих складових у сигналі. Зростання порядку вейвлетів не збільшує тривалості обчислення вейвлет-коефіцієнтів.

Вібраційні характеристики роликів підшипників кочення здебільшого залежать від частоти обертання вала, геометричних розмірів підшипників і виду пошкоджень їх елементів. Поява пошкодження має імпульсний характер, який впливає на власну вібрацію підшипника, яка додатково модулюється періодичною силою, що збуджує. Також імпульси можуть здійснювати лише супровід шуму. Розвиток пошкоджень спричиняє набуття сигналами рис нелінійності та нестационарності. Деякі компоненти вібрації можуть мати спільні центральні частоти й частотні смуги, що перекриваються [2].

Знаючи, що обчислення періодів сильно виражених імпульсних складових на часових формах вібрації є недостатнім, основним завданням ДВП є пошук тієї

збудженої частотної смуги, де відношення сигнал/шум є найвищим. Пошкоджений елемент підшипника своєю поверхнею протягом перекочування контактує з іншими поверхнями й генерує імпульс, який простіше ідентифікувати у збудженій частотній зоні. За результатами зворотного ДВП численні імпульси різної природи добре видно на відновлених сигналах за деталізованими коефіцієнтами на 2–4 масштабі розкладання (рис. 4). Перший

масштаб розкладання до уваги не брався, зважаючи на недостатній верхній частотний діапазон віброакселерометра (9 кГц).

Подальше дослідження імпульсної природи отриманих частотних смуг здійснювалось за допомогою автокореляції, яка використовується для визначення самоподоби сигналу на різних проміжках часу [14] і є важливим діагностичним інструментарієм для аналізу часових вібраційних реалізацій,

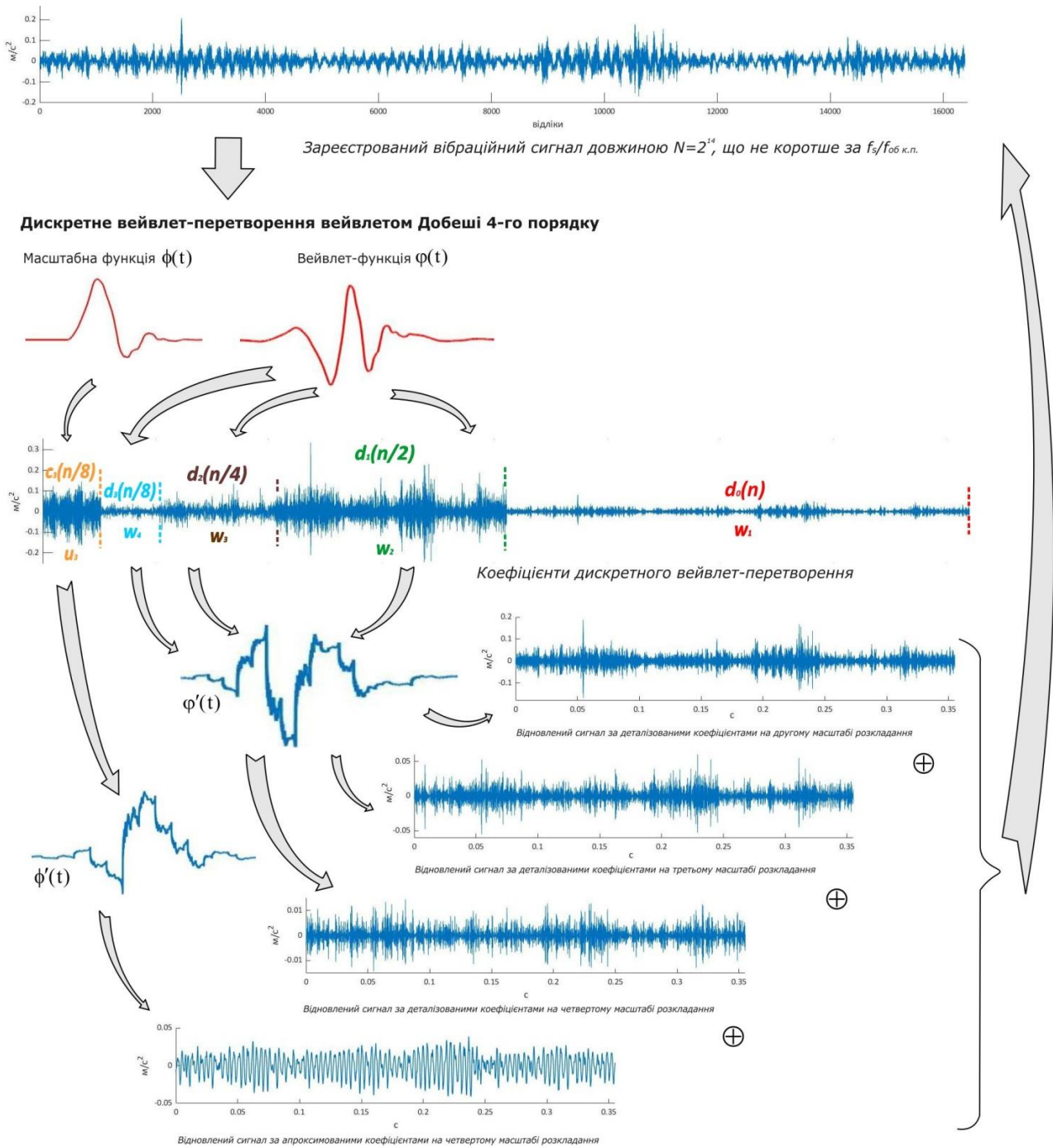
$$\hat{R}(k) = \frac{1}{(N-k)\sigma^2} \sum_{t=1}^{N-k} (v_t - \mu)(v_{t+k} - \mu), \quad (8)$$

де  $k$  — інтервал у часі між відліками.

Графік автокореляції називається корелограмою та надає краще розуміння мінливих процесів у часі, даючи змогу порівнювати амплітуди вібраційних відліків, що відокремлені часовими проміжками. На вісь ординат корелограми наносяться коефіцієнти автокореляції, а на вісь абсцис — час. Цінність автокореляції полягає у задоволенні важливої вимоги діагностування — здатності виявляти інформативні складові технічного стану у вібраційних реалізаціях вузлів, що діагностуються [11].

На широкосмуговому спектрі вібрації відновленого сигналу з деталізованих коефіцієнтів на другому масштабі розкладання ДВП (рис. 5, а) помічений резонансний сплеск, що охоплює центральну частоту  $f_{c_2} = 8,625$  кГц у частотній смузі  $f_{b_2} = 5,75 - 9$  кГц. За фрагментом часової форми вібрації важко зробити висновок щодо періодичного характеру імпульсних складових (рис. 5, б). Натомість на корелограмі (рис. 5, в) відбувається посилення періодичності імпульсних складових. На спектрі на третьому масштабі розкладання ДВП

(рис. 5, г) резонансний сплеск зміщується вліво в бік частотного діапазону, зазначеного на рис. 2, а ознаки періодичності на корелограмі (рис. 5, е) втрачаються. Аналогічно на спектрі на четвертому масштабі розкладання ДВП (рис. 5, ж) відслідковується зміщення вліво резонансного сплеску в межах частотної смуги  $f_{b_4} = 1,438 - 2,875$  кГц із центральною частотою  $f_{c_4} = 2,156$  кГц. Корелограма (рис. 5, к) уздовж усієї довжини починає набувати чітких рис періодичності зі значним послабленням імпульсів. Знаючи [14], що автокореляційна функція білого шуму досягає найвищої величини при нульовому значенні осі абсцис і дорівнює нулю на ненульових значеннях, найближче пасує цьому описові корелограма на рис. 5, в другого масштабу розкладання, що якнайкраще зображує суміш імпульсів і шуму серед решти корелограм на інших масштабах розкладання. Зменшення шумових складових зі збільшенням масштабів розкладання відповідає переміщенню в нижчі частотні смуги внаслідок субдискретизації кратномасштабного аналізу.



Зворотне дискретне вейвлет-перетворення відновленою масштабною функцією  $\phi'(t)$  і вейвлет-функцією  $\psi'(t)$

Рис. 4. Схема прямого й зворотного ДВП вібраційного сигналу тягового редуктора електропоїзда ЕР2Т

На трьох широкосмугових спектрах вібрації (рис. 5, а, г, ж) помічені енергетичні сплески, що лежать поза розрахованим на рис. 2 частотним діапазоном для кожного масштабу розкладання, що

свідчить про загальний недолік ортогональних вейвлетів – нездатність фіксувати короткотривалі складові на одному масштабі розкладання [13].

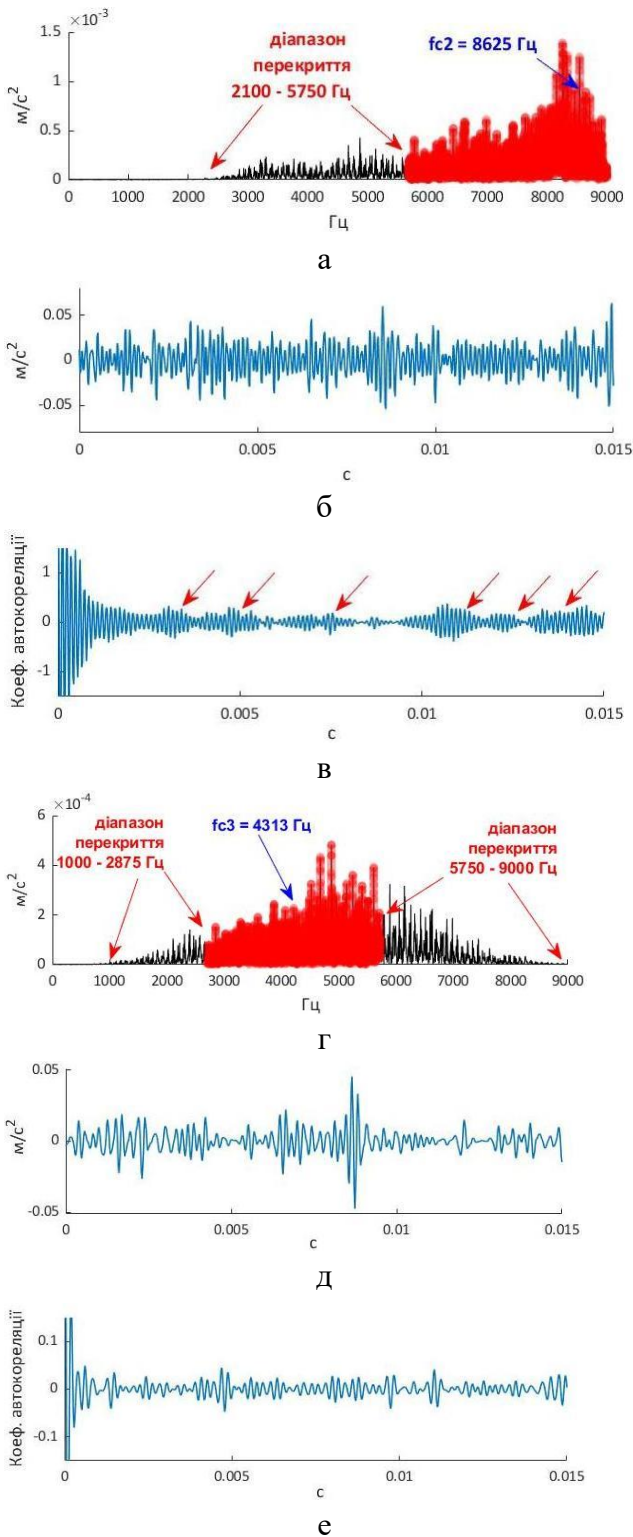


Рис. 5. Відновлені сигнали за деталізованими вейвлет-коефіцієнтами на різних масштабах розкладання та їх характеристики (початок)

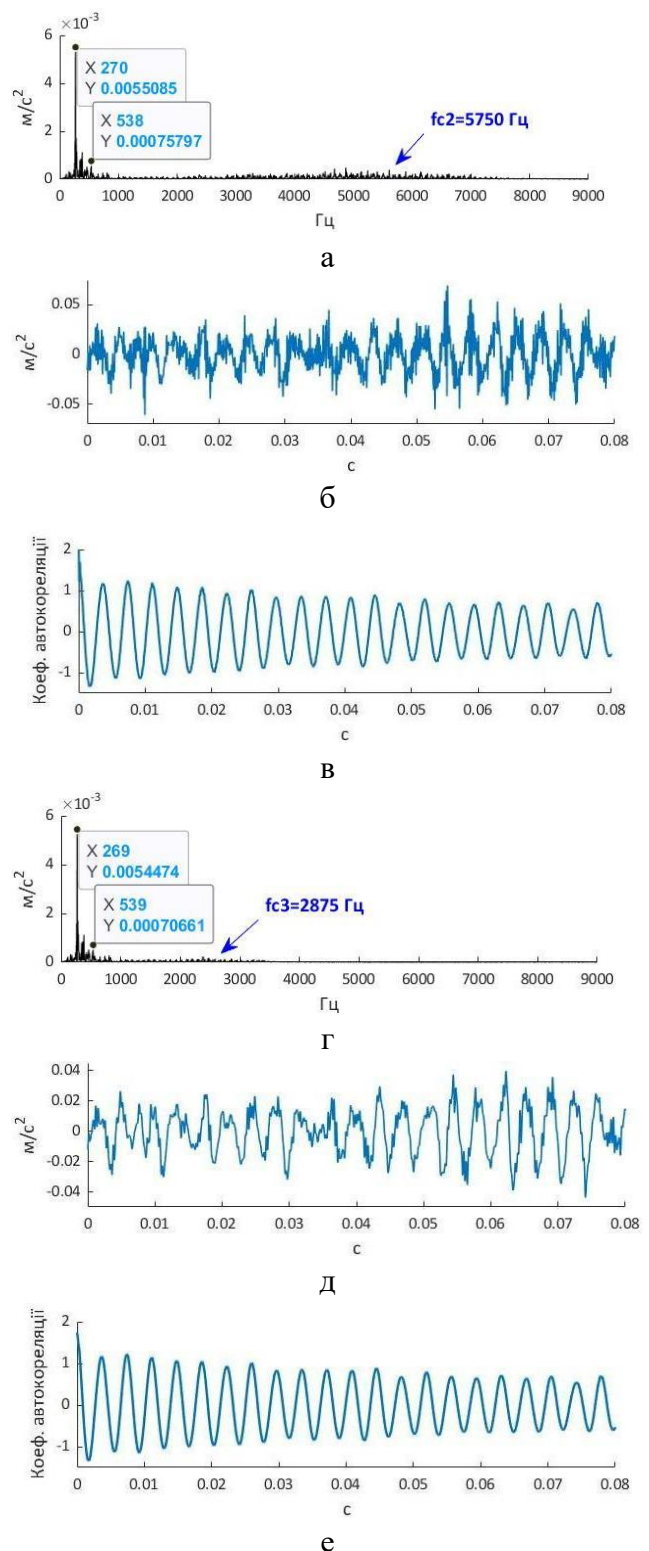


Рис. 6. Відновлені сигнали за апроксимованими вейвлет-коефіцієнтами на різних масштабах розкладання та їх характеристики (початок)



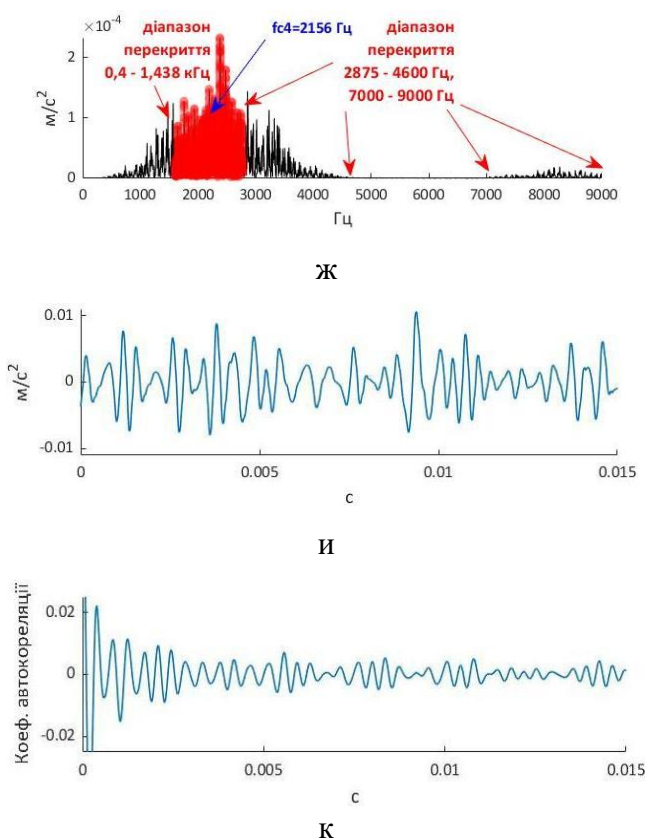


Рис. 5. Відновлені сигнали за деталізованими вейвлет-коефіцієнтами на різних масштабах розкладання та їх характеристики: а, г, ж – широкосмугові спектри вібрації на 2, 3, 4 масштабах розкладання; б, д, и – часові форми вібрації на 2, 3, 4 масштабах розкладання; в, д, к – корелограми на 2, 3, 4 масштабах розкладання (закінчення)

Зовсім іншого сильно періодичного вигляду набувають корелограми відновлених сигналів із апроксимованих коефіцієнтів на всіх масштабах розкладання ДВП (рис. 6, в, д, к). Відповідно до умов пірамідального ДВП на всіх апроксимованих версіях розкладання до частотних смуг потрапляє сильно виражена низькочастотна складова вібрації із першою  $f_{z1}$  та другою  $f_{z2}$  гармоніками зубозачеплення, які саме й надають корелограмі сильних рис періодичності й повністю придушують будь-які випадкові складові уздовж решти частотного

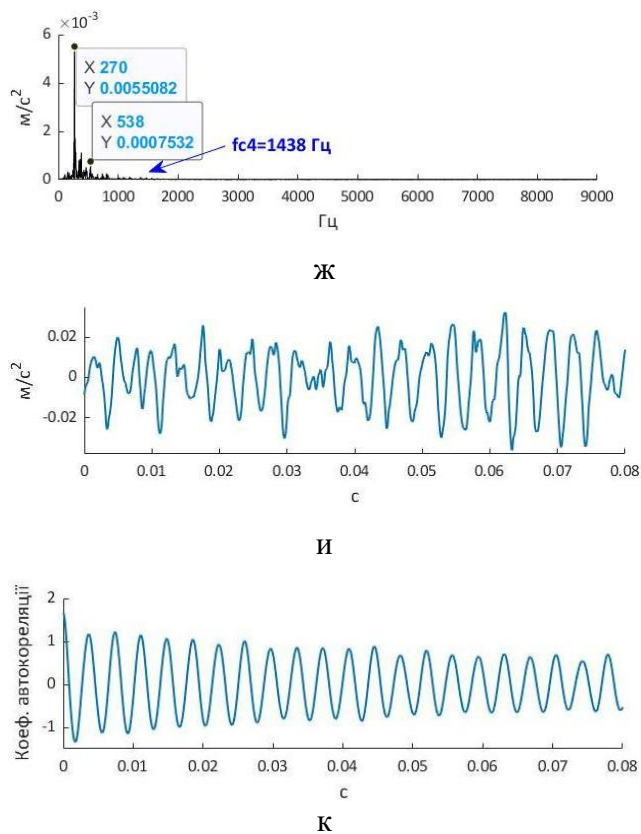


Рис. 6. Відновлені сигнали за апроксимованими вейвлет-коефіцієнтами на різних масштабах розкладання та їх характеристики: а, г, ж – широкосмугові спектри вібрації на 2, 3, 4 масштабах розкладання; б, д, и – часові форми вібрації на 2, 3, 4 масштабах розкладання; в, д, к – корелограми на 2, 3, 4 масштабах розкладання (закінчення)

діапазону. Подібна поведінка пояснюється наявними детермінованими складовими вібрації зубчастого зачеплення  $u(t)$  із (1), що робить відновлені сигнали із апроксимованих коефіцієнтів на різних масштабах розкладання ДВП повністю непридатними для пошуку ознак пошкоджень підшипників кочення.

Частотну смугу, яка містить діагностичну ознаку пошкодження підшипника, можна обирати за тим масштабом розкладання, де є відповідна періодичність імпульсних складових на корелограмах, що свідчить про певну

послідовність контакту наявної пошкодженої зони з іншими елементами підшипника протягом перекочування. Зрештою окремі сильно виражені неперіодичні імпульси також можуть слугувати діагностичною ознакою ранньої стадії зародження пошкодження й відрізнятися від звичайних численних імпульсів, що здійснюють лише супровід шуму. Розв'язати сформульоване непросте завдання дозволяє залучення потужного статистичного індикатора коефіцієнта ексцесу, який визнаний надійним інструментарієм виявлення імпульсного наповнення часової послідовності з низькою чутливістю до коливань навантаження та частоти обертання [4]

$$\gamma = \frac{\frac{1}{N} \sum_{j=1}^N (v_j - \mu)^4}{\left( \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N (v_j - \mu)^2 \right)^2}, \quad (9)$$

де  $\mu$  – математичне сподівання, м/с<sup>2</sup>.

Ексцес справного й пошкодженого підшипника (рис. 3)  $\gamma_{\text{справний}} = 3,01$ ,  $\gamma_{\text{пошкодж}} = 4,92$  [12], що в черговий раз доводить актуальність використання цього безадресного статистичного індикатора технічного стану, який чутливий до імпульсного наповнення вібрації.

У табл. 2 наведені розраховані величини ексцесу для відновлених сигналів за апроксимованими й деталізованими коефіцієнтами на всіх масштабах розкладання.

Отже, відновлений сигнал за деталізованими складовими на 2 масштабі розкладання володіє найвищим ексцесом 6,25 з-поміж інших сигналів і частотна смуга  $f_{b_2} = 5,75 - 9$  кГц може бути обрана для подальших досліджень із залученням методів спектра обвідної, квадратичного спектра обвідної вібрації для визначення виду пошкодження підшипника кочення.

Таблиця 2

Ексцес відновлених сигналів за відповідними коефіцієнтами після ДВП

Низка відновлених сигналів	Ексцес
Із апроксимованих коефіцієнтів на 2 масштабі розкладання	2,87
Із апроксимованих коефіцієнтів на 3 масштабі розкладання	2,41
Із апроксимованих коефіцієнтів на 4 масштабі розкладання	2,33
Із деталізованих коефіцієнтів на 2 масштабі розкладання	6,25
Із деталізованих коефіцієнтів на 3 масштабі розкладання	5,75
Із деталізованих коефіцієнтів на 4 масштабі розкладання	4,74

**Висновки.** Зважаючи на нестационарність сигналів вібрації тягового редуктора електропоїзда ЕР2Т і потребу в збереженні наявних численних інформативних короткотривалих складових, для реалізації ДВП обирався материнський вейвлет Добеші 4-го порядку. Критерієм обрання прийнятного вейвлету з-поміж великої вейвлетної родини запропоновано вважати мінімальне значення розрахованої ентропії Шеннона, яку додатково можна використовувати як діагностичну ознаку технічного стану.

Установлена корисна властивість кратномасштабного аналізу для цілей діагностування здійснювати поділ вібрації зубозачеплення й підшипникової вібрації завдяки обчисленню апроксимованих і деталізованих вейвлет-коефіцієнтів. Вони зберігають властивості двох різних природ вібрацій, притаманні зубчастому зачепленню та підшипникам кочення. Відповідно ці властивості зберігаються і у відновлених сигналах у вигляді сильно виражених детермінованих складових і суміші імпульсних і шумових складових.

Незважаючи на виявлений недолік кратномасштабного аналізу в наявних діапазонах перекриття на широкосмугових спектрах вібрації відновлених сигналів

короткотривалі інформативні складові вібрації чітко проявляються у відповідних частотних смугах і фіксуються на запропонованих корелограмах у вигляді імпульсних періодичностей і при високих

значеннях розрахованого коефіцієнта ексцесу. Це можна вважати діагностичними ознаками прояву пошкоджень підшипника у частотній смузі 5,75 – 9 кГц.

### Список використаних джерел

1. Зубенко Д. Ю. Повышение надежности тяговых передач рельсового электротранспорта: монография. Харьков: ХНУГХ им. А. Н. Бекетова, 2015. 122 с.
2. Chen B., Shen B., Chen F., Tian H., Xiao W., Zhang F., Zhao C. Fault diagnosis method based on integration of RSSD and wavelet transform to rolling bearing. *Measurement*. 2019. Vol. 131. P. 400–411. URL: <https://doi.org/10.1016/j.measurement.2018.07.043>.
3. Gaing Z.-L. Wavelet-based neural network for power disturbance recognition and classification. *IEEE Transactions on Power Delivery*. 2004. Vol. 19(4). P. 1560–1568. URL: <https://doi.org/10.1109/TPWRD.2004.835281>.
4. Kankar P. K., Sharma S. C., Harsha S. P. Rolling element bearing fault diagnosis using wavelet transform. *Neurocomputing*. 2011. Vol. 74(10). P. 1638–1645. URL: <https://doi.org/10.1016/j.neucom.2011.01.021>.
5. Leite G. N. P., Araújo A. M., Rosas P. A. C., Stosic T., Stosic B. Entropy measures for early detection of bearing faults. *Physica A: Statistical Mechanics and its Applications*. 2019. Vol. 514. P. 458–472. URL: <https://doi.org/10.1016/j.physa.2018.09.052>.
6. Ming A. B., Qin Z. Y., Zhang W., Chu F. L. Spectrum auto-correlation analysis and its application to fault diagnosis of rolling element bearings. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2013. Vol. 41 (1–2). P. 141–154. URL: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ymssp.2013.08.004>.
7. Ming A. B., Zhang W., Qin Z. Y., Chu F. L. Envelope calculation of the multi-component signal and its application to the deterministic component cancellation in bearing fault diagnosis. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2015. Vol. 50–51. P. 70–100. URL: <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2014.05.033>.
8. Moumene I., Ouelaa N. Gears and Bearings Combined Faults Detection Using Hilbert Transform and Wavelet Multiresolution Analysis. Condition Monitoring of Machinery in Non-Stationary Operations Proceedings of the Second International Conference “Condition Monitoring of Machinery in Non-Stationary Operations” CMMNO’2012. 2012. P. 319–328. URL: [https://doi.org/10.1007/978-3-642-28768-8\\_34](https://doi.org/10.1007/978-3-642-28768-8_34).
9. Qiu H., Lee J., Lin J., Yu G. Wavelet filter-based weak signature detection method and its application on rolling element bearing prognostics. *Journal of Sound and Vibration*. 2006. Vol. 289(4–5). P. 1066–1090. URL: <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2005.03.007>.
10. Rafiee J. M., Rafiee A., Tse P. W. Application of mother wavelet functions for automatic gear and bearing fault diagnosis. *Expert Systems with Applications*. 2010. Vol. 37(6). P. 4568–4579. URL: <https://doi.org/10.1016/j.eswa.2009.12.051>.
11. Rafiee J. M., Tse P. W. Use of autocorrelation of wavelet coefficients for fault diagnosis. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2009. Vol. 23(5). P. 1554–1572. URL: <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2009.02.008>.
12. Shin K., Hammond J. K. Fundamentals of signal processing for sound and vibration engineers: John Wiley & Sons Ltd, 2008. P. 403.
13. Tse P. W., Yang W-X., Tam H. Y. Machine fault diagnosis through an effective exact wavelet analysis. *Journal of Sound and Vibration*. 2004. Vol. 277(4–5). P. 1005–1024. URL: <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2003.09.031>.

14. Zheng K., Li T., Zhang B., Zhang Y., Luo J., Zhou X. Incipient fault feature extraction of rolling bearings using autocorrelation function impulse harmonic to noise ratio index based SVD and teager energy operator. *Applied Sciences*. 2017. Vol. 7(11). P. 1117–1135. URL: <https://doi.org/10.3390/app7111117>.

---

Пузир Володимир Григорович, д-р техн. наук, завідувач кафедри експлуатації та ремонту рухомого складу Українського державного університету залізничного транспорту. Тел.(057) 730-19-98.

E-mail: [puzyr.v.g@gmail.com](mailto:puzyr.v.g@gmail.com).

Михалків Сергій Васильович, канд. техн. наук, доцент кафедри експлуатації та ремонту рухомого складу Українського державного університету залізничного транспорту. Тел.(057) 730-20-16.

E-mail: [svm\\_m@kart.edu.ua](mailto:svm_m@kart.edu.ua).

Ходаківський Андрій Миколайович, старший викладач кафедри експлуатації та ремонту рухомого складу Українського державного університету залізничного транспорту. E-mail: [khodakivski@gmail.com](mailto:khodakivski@gmail.com).

Булба Владислав Ігорович, інженер, регіональна філія «Південна залізниця». E-mail: [bulbass@i.ua](mailto:bulbass@i.ua).

Puzyr Volodymyr, D.Sc. (Tech). Professor, Head of the Department of Maintenance and Repair of Rolling Stock, Ukrainian State University of Railway Transport. Tel.(057) 730-19-98. E-mail: [puzyr.v.g@gmail.com](mailto:puzyr.v.g@gmail.com).

Mykhalkiv Serhii, PhD (Tech). Associate Professor, Department of Maintenance and Repair of Rolling Stock, Ukrainian State University of Railway Transport. Tel.(057) 730-20-16. E-mail: [svm\\_m@kart.edu.ua](mailto:svm_m@kart.edu.ua).

Khodakivskyi Andrii, Senior Lecturer, Department of Maintenance and Repair of Rolling Stock, Ukrainian State University of Railway Transport. E-mail: [khodakivski@gmail.com](mailto:khodakivski@gmail.com).

Bulba Vladyslav, Engineer of the Regional branch "Southern Railway". E-mail: [bulbass@i.ua](mailto:bulbass@i.ua).

Статтю прийнято 24.06.2019 р.

**УДК 629.4.027**

## **ВИЗНАЧЕННЯ РАЦІОНАЛЬНОЇ СТРУКТУРИ ВИРОБНИЦТВА З РЕМОНТУ ЛОКОМОТИВІВ ЗА ЕКОНОМІЧНИМИ КРИТЕРІЯМИ**

**Д-р техн. наук В. Г. Пузир, канд. техн. наук Ю. М. Дацун,  
магістранти Б. С. Дидак, О. А. Вітенко**

## **DETERMINATION OF THE RATIONAL STRUCTURE OF PRODUCTION FOR THE REPAIR OF LOCOMOTIVES ACCORDING TO ECONOMIC CRITERIA**

**D. Sc. (Tech.) V. Puzyr, PhD (Tech.) Y. Datsun, masters B. Dydak, A. Vitenko**

---

DOI: <https://doi.org/10.18664/1994-7852.185.2019.180804>

---

*Визначення оптимальної виробничої структури локомотиворемонтного підприємства за критерієм максимізації загальних прибутків та обмежень на обсяг інвестицій в статті розглядалось як задача комбінаторної оптимізації. Застосування методів динамічного програмування дозволило визначити індивідуальні варіанти виробничої структури для різних обсягів інвестування. За розрахунками, ключовими підрозділами з високою прибутковістю є: тепловозоскладальний, дизельний та цех гідропередач. «Найважчими», з точки зору інвестування, є підрозділи з ремонту колісних пар та електричних машин. Порівняння частоти появи окремих підрозділів у розрахованих варіантах організаційної структури з їх кількістю у існуючих ремонтних підприємствах регіону показує високу узгодженість. Обчислений коефіцієнт Фішера доводить адекватність запропонованого підходу.*

**Ключові слова:** локомотиворемонтне виробництво, виробнича структура, інвестиційні витрати, ремонтний підрозділ, організація.

*It is substantiated in the article that the existing rules and regulations on the structure of locomotive repair production do not conform the basic requirements of modernity because they were developed for the conditions of a planned economy. Modern enterprises focused on satisfaction the needs of a particular customer, working in a competitive environment, short delivery times, stringent product requirements, constant shortage of funds, frequent changes in demand for products are forced to form a more flexible production structure. The most weightiest criteria for investors at organizing a new locomotive repair enterprise and determining its future production structure, should be considered the effectiveness of the investments and the payback period. The greatest influence on the formation of profit from rolling stock repairs is carried out by the factors: the number and degree of depreciation of the rolling stock of the selected series, availability of existing enterprises of this type, availability of an available market for spare parts for the rolling stock of the selected series, availability and motivation of maintenance staff. Under such conditions, determining the optimal production structure of locomotive repair production can be considered as an optimization task, which should take into account the particularities of the region of location and the characteristics of the fleet of the selected series of rolling stock. The application of dynamic programming methods allowed determining individual variants of the production structure for various volumes of investment. According to calculations, the key production units with high profitability are: diesel locomotive assembly shop, diesel shop and hydraulic transmission shop. Difficult production units in terms of investment are shop for repairing wheel sets and shop for repairing electric motors. Comparison of the frequency of occurrence of individual production units in the calculated variants of the organizational structure with their number in the existing repair enterprises of the region shows a high consistency. The calculated Fisher's coefficient proves the adequacy of the proposed approach.*

**Keywords:** Locomotive repair production, production structure, investment costs, repair unit, organization.

**Вступ.** Залізничний транспорт відіграє істотну роль в функціонуванні економіки України. Від якості роботи залізниці безпосередньо залежить функціонування промислового сектора, здатність держави захищати національний суверенітет і безпеку, забезпечення прав громадян на свободу пересування. Відсутність суттєвих інвестицій в залізничну галузь упродовж десятиліть призвела до катастрофічного старіння основних фондів. Така ситуація та спрямованість інфраструктурних перетворень в країні на світовий досвід створення ринкових механізмів спонукає до появи альтернативних операторів як з експлуатації, так і з ремонту рухомого складу залізниць. У зв'язку з цим перед приватними інвесторами постають питання

організації необхідної інфраструктури для забезпечення функціонування означених операторів.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Довгий час ремонт локомотивів залізниць України проводився відомчими підприємствами з типовою виробничою та організаційною структурою. Основні вимоги до них викладені в ряді державних та галузевих нормативних документів розробки 70-80-х років минулого століття [1, 2] і були, що цілком слушно, орієнтовані на умови планової економіки в період екстенсивного її розвитку. В період становлення ринкових відносин такий підхід буде призводити до необґрунтованих матеріальних витрат. Сучасні підприємства, орієнтовані на задоволення потреб конкретного замовника, працюють в

умовах конкуренції, коротких термінів поставок, жорстких вимог до продукції, постійного браку коштів, частих змін попиту на продукцію і тому змушені формувати більш гнучку виробничу структуру. Пошук методів підвищення ефективності функціонування виробництв спонукав до появи комплексного підходу та нової архітектури виробничих систем, що отримала назву «Гнучкі виробничі системи» (Flexibility Manufacturing Systems – FMS) [3, 4, 5]. Їм притаманні широке застосування автоматизованого технологічного обладнання та швидке перенастроювання технологічних процесів.

Розвиток інформаційних та мережевих технологій став поштовхом до реалізації нових організаційно-виробничих форм – віртуальних підприємств, що характеризуються динамічною та адаптивною структурою [6, 7]. В [8] вирішується задача оцінки та оптимального пошуку можливих виконавців і ресурсів під час застосування концепції віртуальних підприємств з ремонту локомотивів. Однак такий підхід доцільний тільки для існуючих виробництв, що мають власну виробничу та організаційну структуру.

У випадку, коли локомотиворемонтне виробництво тільки створюється, постає питання його технологічної підготовки і, насамперед, визначення оптимальної виробничої структури. Доцільно вирішувати його з урахуванням сучасних підходів до організації виробництва, прийнявши за критерій оптимізації капітальні витрати.

**Визначення мети та завдання дослідження.** Метою цього дослідження є розроблення методики визначення раціональної структури нового виробництва з ремонту локомотивів під час технологічної підготовки.

Для досягнення сформульованої мети потрібно розв'язати такі завдання:

1. Проаналізувати існуючі вимоги до структури локомотиворемонтних виробництв щодо їх відповідності сучасним умовам.

2. Визначити найбільш значущі критерії для інвесторів під час організації нового локомотиворемонтного підприємства та визначення його майбутньої виробничої структури.

3. Сформулювати та вирішити задачу визначення оптимальної виробничої структури локомотиворемонтного підприємства за обраними критеріями.

4. Оцінити узгодженість отриманих результатів обчислень із фактичними, визначити адекватність запропонованого підходу за критерієм Фішера.

**Основна частина дослідження.** У державному стандарті «Технологічна підготовка виробництва. Терміни та визначення основних понять» під виробничою структурою розуміється перелік цехів та служб підприємства із зазначенням зв'язків між ними. Регламентується просторова форма організації виробничого процесу, склад і розміри підрозділів підприємства, форми їх взаємозв'язків між собою, співвідношення підрозділів за потужністю, чисельністю працівників, а також розміщення підрозділів на території підприємства.

Виробнича структура підприємства відображає характер розподілу праці між окремими підрозділами, а також їх кооперовані зв'язки в єдиному виробничому процесі. Вона істотно впливає на ефективність і конкурентоспроможність підприємства. Склад, розміри виробничих підрозділів, ступінь їх пропорційності, раціональність розміщення на території підприємства, стійкість виробничих зв'язків впливають на ритмічність виробництва і рівномірність випуску продукції, визначають витрати виробництва та рівень доходу підприємства.

В умовах планової економіки ремонтні підприємства державної власності мали типову виробничу структуру [1, 2]. Для тепловозоремонтного виробництва у обсязі капітальних ремонтів передбачалась виробнича структура із основними та допоміжними цехами. До основних цехів

відносили ті, що виробляли продукцію: складальні (тепловозоскладальний, дизельний, візковий, електромашинний, електроапаратний, колісний, цех гідропередач), заготівельні (ковальський, ливарний), оброблювальні (гальванотермічний, механічний). Групу допоміжних склали цехи: інструментальний, нестандартного обладнання, ремонтно-механічний, енергосиловий, ремонтно-будівельний, транспортний [9]. Створення підприємства такого рівня із розгалуженою структурою в теперішній час неможливе з причин інвестиційної непривабливості. Тому під час організації ремонту рухомого складу та його окремих вузлів дедалі більшого поширення набувають підприємства з гнучкою структурою [10, 11]. Визначення майбутньої виробничої структури такого підприємства є одним із перших і найважливіших етапів, що здійснюється в рамках технологічної підготовки. Від правильності визначення виробничої структури залежить подальша ефективність та успішність підприємства. Найбільш вагомими критеріями під час організації нового виробництва, зокрема

для інвесторів, є ефективність вкладених інвестицій та термін їх окупності.

Розрахунок терміну окупності проекту залежить від рівномірності розподілення прибутків від інвестицій за роками. Якщо прибуток розподіляється за роками рівномірно, то термін окупності визначають за формулою [12]

$$T_{ок} = \frac{i}{p}, \quad (1)$$

де  $i$  – інвестиційні витрати;

$p$  – середньорічний чистий прибуток.

Якщо як інвестиційний проект подавати організацію гнучкого (віртуального) тепловозоремонтного виробництва, то термін окупності доцільно визначати за окремими ремонтними підрозділами. Причому до уваги необхідно брати ті підрозділи, що виробляють продукцію (тепловозоскладальний – «ТЗ», дизельний – «Д», візковий – «В», електромашинний – «ЕМ», електроапаратний – «ЕА», колісний – «К», цех гідропередач – «ГП»)

$$T_{ок} = \frac{i_{ТЗ}}{p_{ТЗ}} + \frac{i_{Д}}{p_{Д}} + \frac{i_{В}}{p_{В}} + \frac{i_{ЕМ}}{p_{ЕМ}} + \frac{i_{ЕА}}{p_{ЕА}} + \frac{i_{К}}{p_{К}} + \frac{i_{ГП}}{p_{ГП}}. \quad (2)$$

Інвестиційні витрати на організацію кожного ремонтного підрозділу можуть суттєво відрізнитись. Це залежить від ступеня прогресивності технології ремонту, необхідних документації, технологічного обладнання, вимірювального інструменту, виробничого персоналу та приміщень. Прибутки від ремонту різних вузлів рухомого складу теж мають суттєву різницю, їх значення можуть змінюватись навіть в залежності від регіону розташування підприємства. Найбільший вплив на формування прибутків від ремонту рухомого складу здійснюють чинники:

- кількість та ступінь зношеності парку рухомого складу обраної серії (в регіоні та в країні);

- наявність існуючих підприємств такого типу (в регіоні та в країні);

- наявність доступного ринку запасних частин для рухомого складу обраної серії;

- наявність та вмотивованість ремонтного персоналу в регіоні.

В таких умовах визначення оптимальної виробничої структури локомотиворемонтного виробництва може розглядатись як оптимізаційна задача, що має враховувати особливості регіону

розташування і характеристики парку обраної серії рухомого складу.

Для її постановки необхідно прийняти множину ремонтних підрозділів  $n$ , дані щодо обсягів інвестицій для організації кожного ремонтного підрозділу  $i_j$  та значення середньорічних прибутків  $p_j$  від роботи кожного підрозділу. Для кожного конкретного випадку загальні обсяги інвестицій обмежені певним значенням  $M$ . Необхідно визначити оптимальний склад ремонтних підрозділів виробничої структури, щоб загальні прибутки були максимальні за умови виконання обмежень на обсяг інвестицій. Поставлену задачу можна розглядати як задачу комбінаторної оптимізації [13, 14] та подати у вигляді

$$\begin{cases} \sum_{j=1}^n i_j \cdot x_j \leq M \\ x_j \in \{0; 1\}, j = \overline{1, n}; \\ x_j - \text{цілі} \end{cases}, \quad (3)$$

де оптимізаційним критерієм є функція:

$$F(x) = \sum_{j=1}^n p_j \cdot x_j \rightarrow \max. \quad (4)$$

Нехай  $x_j = \{0;1\}$  –  $j$ -й ремонтний підрозділ і якщо він буде входити до складу підприємства, то  $x_j = 1$ , інакше  $x_j = 0$ .

За вихідні дані приймалися розрахункові значення інвестицій для організації ремонтних підрозділів та прогнозовані значення прибутків для умов харківського регіону. З метою узгодження розмірності значень дані щодо прибутку прийнято такими, що відповідають програмі ремонту 30 тепловозів на рік (рис. 1).

Поставлена задача розв'язувалась методами динамічного програмування. Обсяги загальних інвестицій змінювались від максимальних 3,2 млн у. о. до мінімальних 0,2 млн у. о. з кроком 0,2 млн у. о. Результати розрахунків наведені в матриці (див. таблицю).

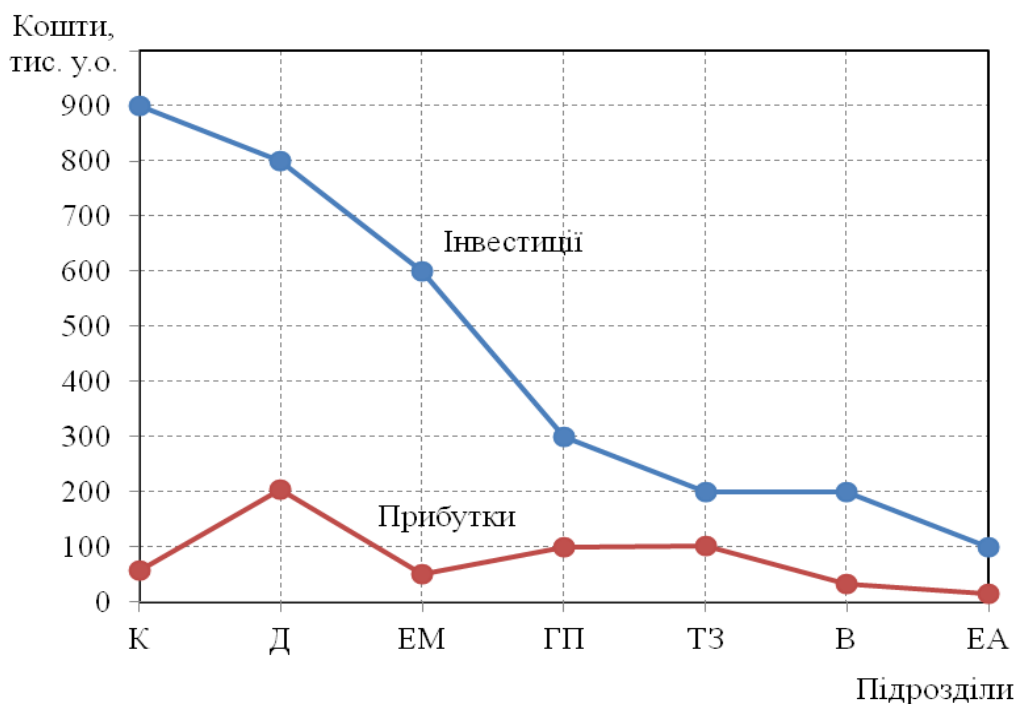


Рис. 1. Економічні показники окремих підрозділів тепловозоремонтного виробництва



Матриця вирішення задачі визначення раціональної структури нового виробництва з ремонту локомотивів

Обсяг інвестицій, млн у. о.	Ремонтні підрозділи						
	ТЗ	Д	В	ЕМ	ЕА	К	ГП
3,2	1	1	1	1	1	1	1
3	1	1	1	1	0	1	1
2,8	1	1	0	1	0	1	1
2,6	1	1	1	0	1	1	1
2,4	1	1	1	1	1	0	1
2,2	1	1	1	1	1	0	1
2	1	1	0	1	1	0	1
1,8	1	1	1	0	1	0	1
1,6	1	1	1	0	1	0	1
1,4	1	1	0	0	1	0	1
1,2	1	1	1	0	0	0	0
1	1	1	0	0	0	0	0
0,8	1	0	1	0	1	0	1
0,6	1	0	0	0	1	0	1
0,4	1	0	1	0	0	0	0
0,2	1	0	0	0	0	0	0

Аналіз результатів показує, що за різних обсягів інвестування виробнича структура підприємства може суттєво різнитись. Однак за будь-яких умов фінансування тепловозоскладальний виробничий підрозділ має обов'язково входити до структури виробництва. Це пояснюється незначними витратами під час його організації та суттєвою прибутковістю роботи. На підтвердження цього можна зазначити, що сьогодні в Україні існує цілий ряд приватних підприємств, які здійснюють ремонти тепловозів здебільше промислового транспорту, маючи в активах лише тепловозоскладальний цех. Ремонт основних вузлів і агрегатів в такому випадку проводиться підрядними організаціями.

Згідно з розрахунками, також можна виділити підрозділи з ремонту дизелів та гідропередач, що характеризуються

високою прибутковістю роботи та мають високу частоту входження до виробничої структури.

Підрозділи з ремонту колісних пар та електричних машин під час організації потребують придбання дорогого обладнання, що спричинює великий обсяг фінансових витрат. Ці підрозділи характеризуються меншою частотою попадання до складу виробничої структури.

Якщо обчислити суми значень отриманої матриці по стовпцях, можна отримати гістограму, що покаже частоту входження кожного ремонтного підрозділу до складу виробництва за різних обсягів фінансування. Порівнявши отримані значення з кількістю існуючих ремонтних виробництв відповідної направленості в регіоні, можна оцінити адекватність отриманих результатів (рис. 2).

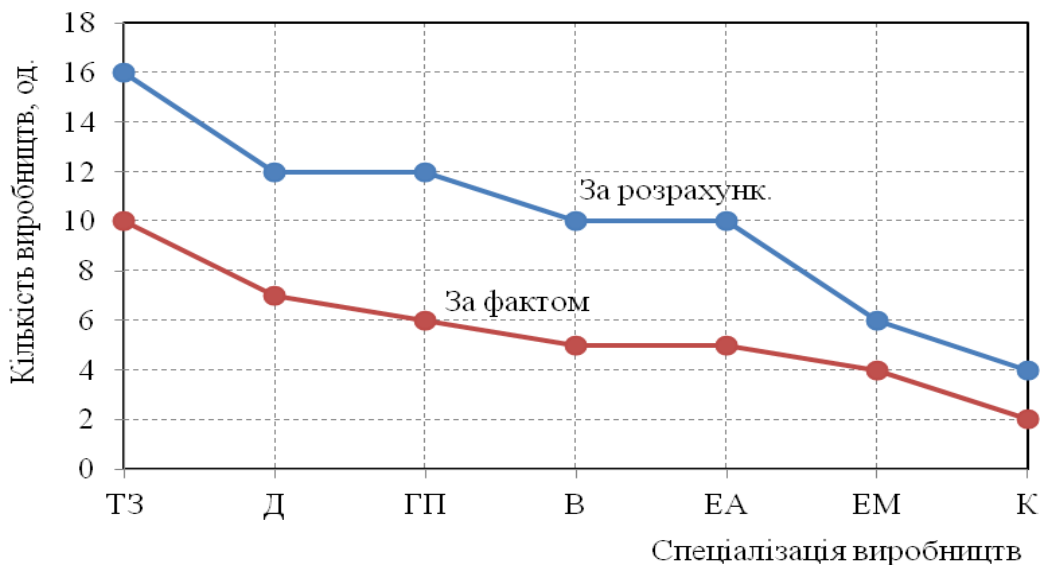


Рис. 2. Порівняння розрахункової та фактичної кількості ремонтних виробництв за спеціалізаціями

Розрахункові значення добре узгоджуються із фактичними. Обчислений коефіцієнт Фішера склав  $F = 65,58$ . Табличне значення критерію зі ступенями свободи  $k_1=1$  та  $k_2=5$  становить  $F_{\text{табл}} = 6,61$ . Відповідність числових значень рівнянню  $F > F_{\text{табл}}$  доводить адекватність запропонованого підходу.

**Висновки.** Існуючі норми та правила щодо структури локомотиворемонтних виробництв розроблялись для умов планової економіки та не відповідають основним вимогам сучасності.

Під час організації нового локомотиворемонтного підприємства та визначення його майбутньої виробничої структури найбільш вагомими критеріями для інвесторів слід вважати ефективність вкладених інвестицій та термін їх окупності.

Визначення оптимальної виробничої структури локомотиворемонтного підприємства за критерієм максимізації загальних прибутків та обмежень на обсяг інвестицій

запропоновано розглядати як задачу комбінаторної оптимізації. Застосування методів динамічного програмування дозволило визначити індивідуальні варіанти виробничої структури для різних обсягів інвестування. За розрахунками, ключовими підрозділами з високою прибутковістю є: тепловозоскладальний, дизельний та цех гідропередач. «Найважчими», з точки зору інвестування, є підрозділи з ремонту колісних пар та електричних машин.

Порівняння частоти появи окремих підрозділів у розрахованих варіантах організаційної структури з їх кількістю у існуючих ремонтних підприємствах регіону показує високу узгодженість. Обчислений коефіцієнт Фішера склав  $F = 65,58$ , що у порівнянні з табличним значенням критерію зі ступенями свободи  $k_1=1$  та  $k_2=5$ ,  $F_{\text{табл}} = 6,61$  дає відповідність рівнянню  $F > F_{\text{табл}}$  та доводить адекватність запропонованого підходу.

### Список використаних джерел

1. Ведомственные нормы технологического проектирования электровозных, тепловозных, моторвагонных депо, экипировочных устройств и пунктов технического обслуживания. Москва: Транспорт, 1991. 47 с.

2. Сборник типовых проектов локомотивных депо железных дорог СССР. Москва: Транспорт, 1979. 98 с.
3. Design of Flexible Production Systems – Methodologies and Tools / by T. Tolio. Berlin: Springer, 2009. 300 p.
4. Manufacturing Systems – Theory and Practice / by G. Chryssolouris. New York: Springer Verlag, 2005. 606 p.
5. Mohamed Z. Flexible Manufacturing Systems: Planning Issues and Solutions. London: Routledge, 2018. 192 p.
6. Malakooti B. Operations and Production Systems with Multiple Objectives. New Jersey: John Wiley & Sons, Inc, 2014. 1114 p.
7. Puranam, P. Vanneste, B. Corporate Strategy: Tools for Analysis and Decision-Making. Cambridge: University Printing House, 2016. 322 p.
8. Дацун Ю. М. Методи формування віртуальних виробництв з ремонту локомотивів. *Зб. наук. праць Укр. держ. ун-ту залізнич. трансп.* 2017. № 171. С. 76-82.
9. Малоземов Н. А., Иунихин А. И., Каплунов М. П. Тепловозоремонтные предприятия. Организация, планирование и управление. Москва: Транспорт, 1979. 264 с.
10. Tartakovskiy E., Ustenko O., Puzyr V., Datsun Y. Systems Approach to the Organization of Locomotive Maintenance on Ukraine Railways. *Rail Transport - Systems Approach* / ed. A. Śladkowski. Cham. Springer, 2017. P. 217-239. doi: 10.1007/978-3-319-51502-1\_5.
11. Дацун Ю. М. Оцінка критеріїв формування віртуального підприємства з ремонту локомотивів. *Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля.* 2017. № 3(233). С. 64–67.
12. Schwarzbichler M., Steiner C., Turnheim D. Financial Steering: Valuation, KPI Management and the Interaction with IFRS. Cham. Springer, 2018. 480 p.
13. Korte B, Vygen J. Combinatorial Optimization: Theory and Algorithms. Berlin. Springer Science & Business Media, 2007. 627 p.
14. Zgurovsky M., Pavlov A. Combinatorial Optimization Problems in Planning and Decision Making: Theory and Applications. Cham. Springer, 2018. 518 p.

---

Пузир Володимир Григорович, д-р техн. наук, завідувач кафедри експлуатації та ремонту рухомого складу Українського державного університету залізничного транспорту. Тел.: (057)730-19-99.

E-mail: puzyr.v.g@gmail.com.

Дацун Юрій Миколайович, канд. техн. наук, доцент кафедри експлуатації та ремонту рухомого складу Українського державного університету залізничного транспорту. Тел.: (057)730-19-99.

E-mail: remlocomot@gmail.com.

Дидак Богдан Степанович, магістрант Українського державного університету залізничного транспорту.

Вітенко Олексій Андрійович, магістрант Українського державного університету залізничного транспорту.

Puzyr Volodymyr, D. Sc. (Tech.), Professor, Department of Maintenance and Repair of Rolling Stock, Ukrainian State University of Railway Transport. Tel.: (057)730-19-99. E-mail: puzyr.v.g@gmail.com.

Datsun Yurii, PhD (Tech.), Associate Professor, Department of Maintenance and Repair of Rolling Stock, Ukrainian State University of Railway Transport. Tel.: (057)730-19-99. E-mail: remlocomot@gmail.com.

Dydak Bohdan, master, Ukrainian State University of Railway Transport.

Vitenko Olexiy, master, Ukrainian State University of Railway Transport.

Статтю прийнято 24.06.2019 р.

**БУДІВНИЦТВО ТА ЦИВІЛЬНА ІНЖЕНЕРІЯ (192)**

---

УДК 65.05+628.23

**РЕМОНТНО-ВІДНОВЛЮВАЛЬНІ РОБОТИ НА КАНАЛІЗАЦІЙНИХ МЕРЕЖАХ З ВИКОРИСТАННЯМ ВІДКРИТОГО СПОСОБУ**

Асп. Р. І. Гуділін

**REPAIR AND RESTORATION WORKS ON SEWAGE NETWORKS USING OPEN METHOD**

Postgraduate student R. I. Gudilin

DOI: <https://doi.org/10.18664/1994-7852.185.2019.180810>

---

*У статті розглядаються переваги та недоліки відкритого способу ремонтно-відновлювальних робіт на каналізаційних мережах. Автором наведено досвід виконання робіт відкритим способом з використанням сучасних матеріалів і конструкцій. Наведені приклади ремонту колекторів з використанням склопластикових і поліетиленових ребристих труб. Особливу увагу приділено заміні зруйнованого корозією трубопроводу на заздалегідь виготовлені в заводських умовах блоки, що складаються з профільованого поліетилену і композитної арматури.*

*Накопичений досвід ремонту та відновлення каналізаційних мереж показує, що відкритий спосіб ремонту та відновлення колекторів неглибокого залягання, особливо в місцях відсутності транспортних магістралей, є більш ефективним у порівнянні із закритим способом. Запропоновано виконання ремонтно-відновлювальних робіт на каналізаційних колекторах неглибокого залягання з використанням клінкерної цегли.*

*Використання цього матеріалу вимагає використання відкритого способу ремонту із застосуванням пневматичної опалубки.*

*Наведено економічне порівняння варіантів відновлення трубопроводу з використанням поліетиленових труб і клінкерної цегли з наступним бетонуванням для посилення його несучої здатності.*

**Ключові слова:** каналізаційні мережі, відкритий спосіб, склопластик, поліетилен, клінкерна цегла.

*The article deals with the advantages and disadvantages of an open method of repair and restoration works on sewage networks. In the process of reinforced concrete pipelines corrosion, its cryptic part is destroyed first, while the tray remains intact and capable of further use. Therefore, when carrying out repair and restoration works, the tray is used as a bearing construct in which new modern pipes of polyethylene or fiberglass are laid. In this case it is advisable to use an open method of repair and restoration works.*

*The author presents the experience of doing work in an open way using modern materials and designs. Examples of repairs of collectors using fiberglass and polyethylene ribbed pipes are given. Particular attention is paid to replacing the pipeline corroded with prefabricated blocks, consisting of profiled polyethylene and composite fittings. Blocks are mounted in the stored tray of the pipeline, followed by their montage with the help of inventory formwork.*

*The accumulated experience of repairing and restoring sewage networks shows that the open method of repairing and rebuilding sewage collectors of shallow laying, especially in the absence of transport highways, is more efficient compared to the closed method. Repair and restoration works on wastewater collectors of shallow laying using clinker bricks are proposed.*

*Clinker brick has been used in the construction of sewage networks in Kiev, Lviv, Odessa, and Kharkiv. Networks built in these cities in 19<sup>th</sup> century and at the beginning of the last century have been successfully exploited till today.*

*The use of this material requires the use of an open method of repair with the use of pneumatic formwork.*

*The economic comparison of variants of pipeline restoration with the use of reinforced profiled polyethylene and clinker bricks with subsequent concrete for strengthening of its bearing capacity is given.*

**Keywords:** *sewage networks, open method, fiberglass, polyethylene, clinker brick.*

**Вступ.** Надійність конструкцій каналізаційних трубопроводів залежить від багатьох факторів. Першорядне значення мають чинники, що провокують розвиток корозії (матеріал труб, якісні показники стічних вод, система вентиляції, швидкість руху води), а також фактори фізико-механічного впливу (гідрогеологічні умови, глибина залягання, закладення стиків, система каналізації). При ремонті й відновленні каналізаційних трубопроводів використовують відкриті й закриті способи виконання робіт.

На сьогодні проблема ремонту й відновлення мереж каналізації стає особливо актуальною у зв'язку з підвищенням вимог до охорони навколишнього середовища. Руїнування на каналізаційних трубопроводах зазвичай є причиною проникнення стічних вод у ґрунтові води і в ґрунт та їх забруднення.

Як відомо [1], значна частина стічних вод у містах України відводиться за допомогою каналізаційних трубопроводів діаметром від 300 до 1000 мм, глибина закладання яких не перевищує 5-7 м. При ліквідації аварій, проведенні планового ремонту та відновлення трубопроводів і в Україні, і за кордоном у 90 % випадків роботи виконують відкритим способом.

**Аналіз публікацій і постановка завдань дослідження.** Відкритий спосіб ремонту та відновлення каналізаційних трубопроводів має значні переваги перед

закритим, якщо глибина залягання мережі незначна і мають місце значні локальні пошкодження. Як показують дослідження Білецького Б. Ф. [2], Гончаренка Д. Ф., Клейна Ю. Б., Корінько І. В. [3], Добряєва А. О. [4] та інших, межі раціонального використання відкритого /траншейного/ способу ремонтно-відновлювальних робіт в залежності від конкретних інженерно-геологічних і виробничих умов змінюються в широких границях з глибиною залягання траншеї в середньому від 3 до 8 м.

Значна увага відкритому способу робіт приділена в дослідженнях Обухова Є. С. [5], Шматченко В. І., Добряєва А. О. та інших [6, 7].

Серед закордонних вчених необхідно виділити роботи Stein D. [8], Dohmana M. [9], Ellerhorst S., Schroder M. [10] та інших [11, 12]. В роботах цих авторів основна увага приділена матеріалам і конструкціям, які використовуються у відкритому способі будівництва і ремонту мереж водовідведення. На думку авторів, головними є труби із високоміцного бетону та залізобетону, поліетилену, поліхлорвінілу, полімербетону, склопластику та інших високоєфективних матеріалів і конструкцій.

Зважаючи на високу вартість труб, виготовлених із полімерів, в першу чергу поліетиленових, склопластикових та базальтопластикових, які останніми роками набувають все більшого застосування при

заміні зруйнованих корозією залізобетонних трубопроводів, актуальним є пошук альтернативних рішень, які здатні протидіяти агресивному середовищу та мати нижчу вартість.

Метою роботи є обґрунтування та розробка відкритого способу ремонту та відновлення зруйнованих корозією каналізаційних трубопроводів неглибокого залягання з використанням кlinkерної цегли.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

- розглянути сучасні ефективні технології ремонтно-відновлювальних робіт, що виконуються відкритим способом;

- навести приклади використання сучасних матеріалів і конструкцій для їх застосування в ремонтно-відновлювальних роботах відкритим способом;

- розглянути, як один із варіантів, відкритий спосіб ремонту та відновлення з використанням кlinkерної цегли;

- виконати порівняння окремих розглянутих варіантів.

**Основна частина.** Згідно з нормативними документами Німеччини [11], метою ремонтно-відновлювальних робіт (санації) є усунення пошкоджень таким чином, щоб досягти певного розрахункового стану мережі. DIN EN 752 «Системи каналізаційних каналів поза будівлями» (ч. 5 «Санація») поділяє методи санації на три групи (рис. 1):

- ремонт (усунення ушкоджень, що виникли в деяких місцях трубопроводу);

- відновлення (поліпшення функціональної здатності каналізаційних колекторів і каналів з повним або частковим відновленням їх первинного стану);

- оновлення (створення нових каналізаційних трубопроводів і каналів у чинній або в інших лініях трубопроводів, причому нові споруди можуть виконувати функцію початкових трубопроводів каналізаційних мереж).

Одним з найбільш вживаних є спосіб ремонту каналізаційної мережі, який базується на принципі «відкрий-заміни».

Це розкриття траншеї, видалення старої труби й встановлення нової. Такий спосіб може бути або дуже дорогим (при великій глибині закладення трубопроводу), або відносно дешевим – якщо трубопровід розташований близько до поверхні [1, 11].

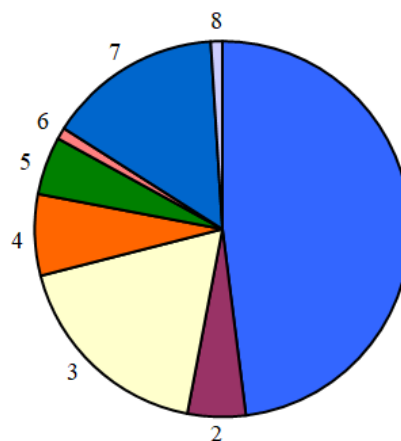


Рис. 1. Способи ремонту і відновлення трубопроводів, що застосовуються в Німеччині:

1 – відкритий спосіб (48 %); 2 – закритий спосіб (5 %); 3 – інші способи (18 %); 4 – ін'єктування (7 %); 5 – герметизація (5 %); 6 – нанесення покриття (1 %); 7 – заміна однієї з труб каналізаційної мережі (15 %); 8 – монтаж вставок (1 %)

Під час ремонту й відновлення трубопроводів відкритим способом застосовуються норми й правила, які використовують для нового будівництва:

- розробляють систему об'їздів і заходи безпеки для пішоходів;

- організують безперебійну роботу мережі каналізації, з'єднаної з ділянкою, що ремонтується, шляхом утилізації й перекачування стічних вод обвідними трубами;

- локально знижують рівень ґрунтових вод і вод, які накопичилися після аварії;

- вживають заходів, щоб запобігти пошкодженню паралельних і пересічних трубопроводів різного призначення, у тому числі водопроводу, газопроводу, тепломереж та ін.

Якщо ремонтно-відновлювальні роботи виконуються на трасі й викликані необхідністю заміни старого зношеного трубопроводу новим, необхідно вивести з експлуатації під'єднані канали та забезпечити перекачку стічних вод, припинивши експлуатацію даної ділянки шляхом створення водозбірних колодязів для будинкового підключення трубопроводів.

Відкритий спосіб ремонту й відновлення трубопроводів має значні переваги перед закритим, якщо глибина залягання мережі незначна і мають місце сильні локальні пошкодження великої кількості приєднаних каналів. При цьому забезпечується належна якість і довговічність стикових з'єднань. Відкритий спосіб ремонту й відновлення дозволяє:

- без особливих проблем збільшувати поперечний переріз трубопроводу;

- додатково підключати з'єднання від різних об'єктів, а також нові оглядові колодязі, побудовані на ділянці, що ремонтується;

- проводити ремонтно-відновлювальні роботи незалежно від поперечного перерізу відновлюваної ділянки, розмірів траси, основи каналу, які при цьому застосовуються;

- вести роботи незалежно від геологічних і гідрогеологічних умов і глибини залягання трубопроводу;

- вибирати найбільш зручну трасу.

Водночас відкритий спосіб має ряд недоліків:

- простір для транспорту, особливо в густонаселених пунктах, досить обмежений;

- створюються незручності для жителів даного району, і в першу чергу для пішоходів;

- існує необхідність вживати заходів для зниження рівня ґрунтових вод, і особливо дощових вод;

- при веденні робіт доводиться враховувати паралельні й пересічні комунікації міського господарства;

- необхідно вирішувати проблеми, пов'язані з водовідливом і зміцненням стінок траншей, що розроблюються.

Заходи щодо вдосконалення структури трубопроводів насамперед спрямовані на підвищення їх якісних показників, таких як надійність і довговічність. Тому в усіх країнах при новому будівництві, ремонті та відновленні систем водопостачання та водовідведення замість традиційних сталевих, чавунних й інших труб широко застосовують неметалеві труби, у тому числі залізобетонні та керамічні, а починаючи з середини 1960-х років – труби з полімерних матеріалів.

Окреме важливе значення при відкритому способі мають матеріали, що застосовуються для відновлення. На сьогодні труби зі склопластиків або матеріалів, виготовлених на їх основі, набули поширення завдяки своїй міцності і стійкості до дії агресивних середовищ (рис. 2). Невелика маса склопластикових труб (вони у 5 разів легші за сталеві) дозволяє значно знизити трудові витрати при виконанні монтажних робіт [12].



Рис. 2. Склопластикові труби для каналізації

В останні роки в Україні набув поширення досвід використання для ремонтно-відновлювальних робіт

поліетиленових труб, рукавів і листів з анкерними ребрами. Цей полімерний матеріал, званий також профільованим поліетиленом (рис. 3), призначений для гідроізоляції залізобетонних напірних труб і водоводів, хімічного захисту залізобетонних ємностей, підземних споруд,

безнапірних труб і лотків, стінових панелей та інших будівельних конструкцій [1, 13].

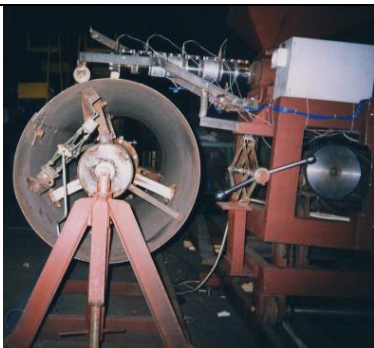

Авторами роботи [7] була запропонована технологія відновлення каналізаційного колектора відкритим способом з використанням профільованого поліетилену. Технологічну послідовність робіт подано в табл. 1.



Рис. 3. Каналізаційні труби з профільованого поліетилену






Таблиця 1

Технологічна послідовність відновлення каналізаційного колектора

Операція	Загальний вигляд	Технологічний процес	Матеріал конструкції і оснащення
1	2	3	4
1		Виготовлення труби з ребристого поліетилену та її армування в заводських умовах	Ребристий поліетилен  Арматура
2		Армування труби з установленням фіксаторів	Труба, арматура ВрІ, А1



Продовження табл. 1

1	2	3	4
3		<p>Укладання блока в лоткову частину, що збереглася</p>	<p>Блок з поліетиленової труби і арматури, лоткова частина з старого бетону В20</p>
4		<p>Монтаж інвентарної опалубки за допомогою крана</p>	<p>Інвентарна опалубка</p>
5		<p>Бетонування конструкції</p>	<p>Бетон В25, W 6</p>
6		<p>Улаштування оглядових колодязів, захищених від корозії листовим ребристим поліетиленом</p>	<p>Бетон В25, W6, ребристий поліетилен, сталеві скоби з антикорозійним покриттям, арматура ВІ</p>
7		<p>Підготовка оглядових колодязів до зворотної засипки</p>	<p>Грунт для зворотної засипки</p>

Показані в табл. 1 [7] ремонтно-відновлювальні роботи були виконані при заміні каналізаційного трубопроводу в одному із районів міста Харкова. Використанню відкритого способу ремонтно-відновлювальних робіт сприяла відсутність міського транспорту та міських підземних комунікацій.

Аналіз перших каналізаційних колекторів Європи свідчить про те, що значна їх кількість була збудована із клінкерної цегли. Цегляні колектори круглого перерізу діаметром 700...1800 мм із звичайним або розширеним стільцем, а при великих розмірах – напівеліптичного перерізу, більше відповідали статичним умовам роботи. При високій якості цегли вони були довговічні і стійкі до агресивного середовища, яке має місце при його експлуатації.

Клінкерна цегла прославилася на весь світ завдяки своїм унікальним характеристикам [13, 14].

Вона володіє неперевершеною зносостійкістю, високою міцністю, тривалим терміном експлуатації, дуже низьким коефіцієнтом водопоглинання і неймовірною морозостійкістю. Клінкер виготовляється за методом випалу глини. На відміну від виготовленої простої будівельної цегли, при виготовленні клінкерної цегли використовуються інші сорти глини – більш тугоплавкі і пластичні. Вони володіють різним інтервалом спікання. Глина також обпалюється при дуже високих температурах – від 1200 до 1300 градусів, у той час як температура при випалюванні простої керамічної цегли становить у середньому 800-1000 градусів.

Необхідно звернути увагу на основні характеристики керамічної цегли.

1. Підвищена міцність на стиск і вигин. Якщо у простої керамічної цегли марка міцності становить М-100, М-150 або М-200, то у клінкеру мінімальна міцність становить М-300, а максимальна – М-1000! Таким чином, матеріал легко протистоїть механічним навантаженням і деформаціям,

а також утворенню тріщин, вм'ятин, відколів, порізів, подряпин та ін. І так протягом багатьох років.

2. Низький коефіцієнт водопоглинання (негігроскопічність). При попаданні в структуру будівельного матеріалу волога згубно впливає на нього. Наприклад, якщо температура навколишнього середовища опуститься нижче нуля, вода перетвориться на лід, який збільшується в об'ємі. В результаті цей лід зруйнує матеріал зсередини. Ось чому бажано, щоб коефіцієнт водопоглинання перевищував 10-12 %. У клінкерної цегли аналогічний показник складає 3-6 %, так що йому не страшні навіть найсуворіші зими.

3. Висока морозостійкість. А точніше, дуже висока – вона становить цілих 200 циклів заморожування і відтаювання. Висока морозостійкість забезпечується підвищеною міцністю і низькою гігроскопічністю.

В містах України клінкерна цегла знайшла своє місце при будівництві каналізації в містах Львові, Одесі, Києві, Харкові. Проте необхідність влаштування складних за контуром конструкцій для створення склепу та лотка стала причиною заміни цегляних колекторів на складені залізобетонні трубопроводи.

Поява останніми роками мобільних пневмоопалубок, які здатні замінити складні конструкції для створення склепу, дозволяють виконувати ремонтно-відновлювальні роботи на зруйнованих корозією колекторах з використанням клінкерної цегли (рис. 4) [13, 14].

Ремонтно-відновлювальні роботи з використанням клінкерної цегли мають таку послідовність робіт: проведення заходів з перекачування стічних вод поза межами ділянки, яка підлягає ремонту; розробка траншеї та демонтаж зруйнованих корозією склепових елементів колектора; очищення лотокової частини колектора; цегляна кладка в лотковій частині колектора; монтаж пневматичної опалубки; цегляна кладка склепу колектора;

армування колектора поверх цегляної кладки; бетонування поверх цегляної кладки з метою підвищення міцності конструкції склепу; демонтаж пневмоопалубки після набору міцності розчину в кладці та бетоні; зворотня засипка траншеї.

Для економічного обґрунтування доцільності використання запропонованої технології в роботі розглянуто два варіанти

ремонту та відновлення зруйнованого корозією залізобетонного трубопроводу діаметром 1000 мм на умовній ділянці, довжина якої сягає 100 м:

- повна заміна з використанням труби із ребристого поліетилену SPIRO SN 6-8;
- варіант з використанням клінкерної цегли.

Результати порівняння представлені в табл. 2.

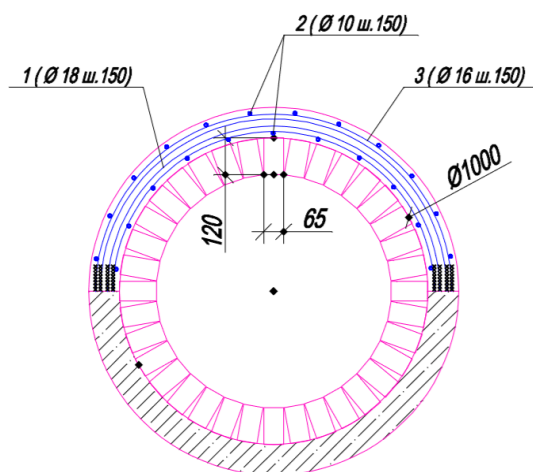


Рис. 4. Конструктивне рішення колектора, що відновлюється із застосуванням клінкерної цегли: 1 – лоткова частина; 2 – цегляна кладка; 3 – армування склепу; 4 – захисний прошарок із залізобетону

Таблиця 2

Вартість технологічних рішень ремонту та відновлення трубопроводу діаметром 1000 мм на ділянці довжиною 100 п. м.

№ п/п	Найменування	Трудомісткість (100 п. м.), люд.год	Орієнтовна вартість матеріалу, 1 п. м., грн	Загальна вартість матеріалу на 100 п.м., грн
1	Відновлення трубопроводу з використанням клінкерної цегли	740	1384	138 400
2	Відновлення трубопроводу з використанням труб SPIRO SN 6-8	834	5930	593 000

Як свідчать дані, подані у табл. 2, варіант відновлення трубопроводу з використанням клінкерної цегли, при незначному збільшенні трудомісткості, за вартістю матеріалу майже в 4 рази дешевше

від варіанта з використанням поліетиленових труб.

Слід зауважити, що застосування розробленої технології особливо доцільно в умовах проходження трубопроводів за

межами щільної забудови міст та їх залягання на глибині від 3 до 7 м.

**Висновки.** Проведені автором дослідження показали, що в місцях проходження каналізаційних колекторів, де відсутній транспорт та міські підземні комунікації, ремонтно-відновлювальні роботи доцільно виконувати відкритим способом. Особливо це відноситься до ділянок каналізації, які проходять через сільськогосподарські угіддя.

Наведені приклади застосування полімерних матеріалів і конструкцій для заміни зруйнованих корозією залізобетонних труб є свідомством їх високої ефективності при експлуатації в умовах агресивного середовища.

Використання для ремонтно-відновлювальних робіт на каналізаційних колекторах кlinkерної цегли дозволить знизити собівартість робіт та підвищити їх експлуатаційну довговічність на багато років. При цьому застосування пневматичної опалубки дозволяє уникнути складних конструктивних і технологічних рішень зі створення опалубки для зведення склепової частини колекторів.

Свідомством ефективності застосування кlinkерної цегли для ремонту та відновлення частково зруйнованих трубопроводів є наведені в статті порівняння вартості робіт.

### Список використаних джерел

1. Гончаренко Д. Ф. Эксплуатация, ремонт и восстановление сетей водоотведения: монография. Харьков: Консум, 2008. 400 с.
2. Белецкий Б. Ф. Технология прокладки трубопроводов и коллекторов различного назначения. Москва: Стройиздат, 1992. 336 с.
3. Гончаренко Д. Ф., Клейн Е. Б., Коринько И. В. Ремонтно-восстановительные работы на канализационных сетях в водонасыщенных грунтах. Харьков: Прапор, 1999. 158 с.
4. Добряев А. А. Опыт ликвидации аварий на сетях водоотведения в г. Харькове. *Научный вестник строительства*. Харьков, 2004. Вып. 26. С. 89–94.
5. Обухов Е. С. Аварии канализационных коллекторов и борьба с ними. Москва: Госстройиздат, 1939. 324 с.
6. Шматченко В. И., Коринько И. В., Пилиграмм С. С., Добряев А. А. Опыт ремонтно-восстановительных работ на сети водоотведения открытым способом. *Научный вестник строительства*. Харьков, 2004. Вып. 27. С. 163–166.
7. Шматченко В. И., Шмуклер В. С., Гончаренко Д. Ф., Добряев О. А. Технология восстановления трубопровода водовідведення відкритим способом в м. Харкові. *Будівництво України*. Київ, 2006. №5. С. 15–19.
8. Stein D. Instandhaltung von Kanalisationen. Berlin : Ernst, 1998. 940 p.
9. Dohmann M., Fezen H., Haußman R., Riße H. Kanalsanierung Vermeidung von Umweltschäden. Bochum : Ruhr Universität, 1999. 18 p.
10. Ellerhorst S., Schröder M. Wirtschaftlichkeit von Maßnahmen zur Schadensbehebung im öffentlichen Kanalnetz. *KA Korrespondenz Abwasser, Abfall*. Berlin, 2000. № 5. P. 674–680.
11. Berger C., Lohaus J., Wittner A., Schäfers R. Zustand der Kanalisation in Deutschland. *KA Korrespondenz Abwasser, Abfall*. Berlin, 2005. № 3. P. 302–311.
12. Abwasserrohrsysteme. Neubrandenburg: Hobas Rohre GmbH, 2013. 10 p.
13. Гончаренко Д. Ф., Гуділін Р. І. Технологія відновлення каналізаційних колекторів неглибокого залягання з використанням кlinkерної цегли. *Ефективні технології в будівництві: тези доп. IV міжнарод. наук.-практ. конф. (м. Київ, 27-28 бер. 2019 р.)*. Київ, 2019. С. 57–58.

14. Гончаренко Д. Ф., Казимагомедов И. Э., Алейникова А. И., Гудилин Р. И. Исследования и выбор состава раствора для устройства сводовой части восстанавливаемого канализационного коллектора. *Научный вестник строительства*. Харьков, 2019. Вып. 1(95). С. 107–112.

---

Гуділін Роман Іванович, аспірант кафедри технології будівельного виробництва Харківського національного університету будівництва та архітектури. Тел.(057) 700-02-40. E-mail: gonch@kstuca.kharkov.ua.

Gudilin Roman Ivanovich postgraduate student of the Department of Construction Technologies of Kharkiv National University of Construction and Architecture Тел.(057) 700-02-40. E-mail: gonch@kstuca.kharkov.ua.

Статтю прийнято 24.06.2019 р.

УДК 69.05

### ОЦІНКА ВПЛИВУ РОЗРИВУ В БЕТОНУВАННІ ПЛИТИ ПЕРЕКРИТТЯ СИСТЕМИ «МОНОФАНТ» НА ЇЇ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНИЙ СТАН

Д-р техн. наук В. С. Шмуклер, кандидати техн. наук П. А. Резнік, О. О. Петрова, здобувач В. Б. Нікулін, магістранти М. В. Місюра, М. Ю. Богомаз

### ASSESSMENT OF THE INFLUENCE OF THE DIVIDE IN THE CONCRETE SLAB OF THE MONOFANT SYSTEM ON ITS STRESS-STRAIN STATE

D. Sc. (Tech.) V. Shmukler, PhD (Tech.) P. Reznik, PhD (Tech.) O. Petrova, postgraduate student V. Nikulin, master M. Bohomaz, master M. Misiura

---

DOI: <https://doi.org/10.18664/1994-7852.185.2019.180817>

---

*У статті розглянуто питання організації горизонтального шва розриву бетонування в плиті перекриття системи «Монофант». Побудовані скінченно-елементні моделі плити перекриття з різними варіантами моделювання власне шва розриву за допомогою плоских та об'ємних скінченних елементів. Аналіз запропонованих конструктивів виконаний методом порівняння з традиційною плитою перекриття системи «Монофант» без шва розриву бетонування. Отримані чисельні результати значень максимальних прогинів та потенційної енергії деформації в системі, які дозволяють зробити висновок про те, що наявність шва майже не впливає на міцність і деформативність конструкції зі швом розриву.*

**Ключові слова:** скінченний елемент (СЕ), напружено-деформований стан (НДС), потенційна енергія деформацій (ПЕД), щільність потенційної енергії деформацій (ЩПЕД), шов розриву бетонування, вкладиш-пустотоутворювач, система «Монофант».

*The paper deals with the organization of the horizontal divide during the concreting of overlapping slab of the "Monofant" system. It is known that according to the Ukrainian State Building Codes (DBN) there should be no horizontal divide in flat developed in plan structures such as foundations or overlapping slabs. This investigation is aimed to approve that horizontal divide may take place in real construction conditions and according to the numerical studies there is no big difference between traditional "Monofant" slab and those one which have the divide discussed*

above. For this case, finite element models of overlapping slab with different variants of modeling of the divide with the help of flat and volumetric finite elements were constructed. The analysis of the proposed structures was performed by the method of comparison of the overlapping slab of the "Monofant" system with and without divide in concreting. The slab with dimensions 6x6m and general thickness 200mm, which have lower and upper flanges with the thickness of 50mm is considered in numerical analysis. The middle part of the slab filled with insert void-former (for example, polystyrene). The width of monolithic ribs between inserts is 100mm. For all cases of the horizontal divide its thickness is adopted 10mm. In the first part of the investigation, a finite element models of the slabs made of flat finite elements with different modules of elasticity of the divide is considered. The presence of the divide leads to a slight increase in both the values of displacements and strain energy of the system, whereby, with the increase of the modulus of elasticity of the material of the divide, this difference in the values of the SSS components for two systems (with continuous and intermittent divide) is offset. In second part, the volumetric models of the traditional "Monofant" slab, a slab with continuous divide and a slab with shear bonds made of transverse reinforcement are considered. It should be noted, that the use of large diameter of bars as a transverse reinforcement, for example made of  $\varnothing 12-16\text{mm}$  (unlike traditional clamps of  $\varnothing 6-8\text{mm}$ ), can provide the necessary joint work of the structure with the horizontal divide in concrete even after a long break. In general, the numerical results of the values of maximum deflections and potential deformation energy in the system which were obtained, allow to conclude that the presence of a divide almost does not affect the strength and deformability of the structure.

**Keywords:** finite element (FE), stress-strain state (SSS), strain energy, strain energy density (SED), concreting divide, insert void-former, "Monofant" system.

**Вступ.** На сьогоднішній день українському будівельному ринку властива ситуація, коли фінансування проекту будівництва тимчасово або повністю припиняється. Тоді забудовник вимушений призупинити будівельні роботи на майданчику або зовсім його «заморозити». Для вітчизняної реальності подібний випадок скоріше є закономірністю, аніж випадковістю, і відновлення будівельних робіт після тривалого періоду консервації об'єкту в загальному випадку не є проблемою. Проте особливу категорію конструкцій тут складають конструктиви з вкладишами-пустотоутворювачами [1]. Як відомо, система «МОНОФАНТ», що передбачає зведення прямолінійних та криволінійних конструкцій з вкладишами з пінополістиролу чи мінеральної вати [2, 3], набула широкого розповсюдження в житловому та цивільному будівництві. Особливістю системи є захоронювання всередині конструкції пустотоутворювача, що формує складну внутрішню геометрію конструктиву, яка відповідає наперед

заданим обмеженням [4,5]. Сумісність роботи верхнього і нижнього шарів бетону в плитах перекриття з вкладишами забезпечується за рахунок внутрішніх ребер та технології одностадійного бетонування за допомогою самоущільнюваного бетону [6]. Тому науковий і практичний інтерес являє віртуально можлива ситуація, коли процес бетонування конструкцій з вкладишами-пустотоутворювачами штучно переривається і виникає горизонтальний шов розриву бетонування, оскільки відновлення процесу бетонування може настати через кілька днів, тижнів чи навіть років.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Згідно з п. 7.14 ДБН В.2.3-20-2008 [7] «Бетонну суміш укладають у формувальну оснастку або опалубку горизонтальними шарами однакової товщини без розривів із послідовним напрямком укладання в один бік у всіх шарах», тобто при бетонуванні конструкцій, розвинутих в плані, наприклад, фундаментних плит чи плит перекриттів, наявність горизонтального шва розриву

взагалі є недопустимою. Проте дані рекомендації сформовані виключно на базі існуючого багаторічного досвіду зведення будівель і споруд без підтвердження будь-якими, тим паче розрахунковими, аргументами. У зв'язку з цим в даному дослідженні запропоновані конструктивні рішення з організації горизонтального шва розриву, що базуються на ідеології створення зв'язків зсуву за рахунок установлення робочої поперечної арматури або застосування сучасних матеріалів шва, які компенсують створюваний розрив в шарах бетону і установлюються прямим розрахунком [4].

**Визначення мети та завдання дослідження.** З метою визначення впливу розриву в бетонуванні на напружено-деформований стан перекриття з вкладишем запропоновано моделювання і розрахунок розглянутого об'єкту за допомогою програмних комплексів, фіндованих методом скінченних елементів, а саме «Ліра Сапр» і «Ліра 10.6» [8].

Чисельні дослідження передбачають створення і аналіз особливостей двох ідеологічно різних моделей:

- просторова модель плити перекриття, яка виконана з плоских скінченних елементів (СЕ) з різними видами моделювання шва розриву бетонування;
- просторова модель плити перекриття, що виконана з об'ємних скінченних елементів з урахуванням реального розташування випусків поперечної арматури, що розглядається як робоче, а не конструктивне армування.

Завданням дослідження є визначення основних компонентів НДС (максимальних прогинів, значень ПЕД та ЩПЕД) конструкції для всіх розглянутих варіантів конструкції.

**Основна частина дослідження.** Для всіх випадків моделювання розглянута плита з розмірами в плані 6×6 м товщиною 200 мм. Плита має внутрішні вкладиші-пустотоутворювачі товщиною 100 мм, при цьому верхня і нижня обшивки плити

мають товщину 50 мм, а ширина внутрішніх ребер складає 100 мм. Клас бетону прийнятий С20/25 ( $f_{cd} = 14.5$  МПа,  $E_{cd} = 23000$  МПа); поздовжня арматура класу А400С; поперечна арматура –  $\varnothing 12A400C$ , установлена з кроком 200 мм. В розрахунках порівнюється традиційна плита системи «Монофант» з вкладишами-пустотоутворювачами та плити з різними варіаціями шва розриву бетонування, товщина якого складає 1 см.

Навантаження величиною  $10 \text{ кН/м}^2$  прикладене до верхньої обшивки. Обпирання плити прийняте шарнірним по чотирьох кантах. По всіх чотирьох крайніх гранях заборонені вертикальні переміщення по осі Z, на одній грані уздовж глобальної осі Y заборонені переміщення по осі X, на одній грані уздовж глобальної осі X заборонені переміщення по осі Y. Відповідно в одному крайньому вузлі заборонені переміщення по всіх трьох осях X, Y, Z.

Далі більш детально зупинимося на особливостях моделювання і розрахунку кожного з варіантів плити.

#### **Моделювання плити плоскими скінченними елементами**

Модель плити перекриття виконана з універсальних прямокутних СЕ оболонки № 41. Розміри і форма СЕ елементів, що утворюють розглянуту модель, прийняті такими:

- верхня і нижня обшивки – квадратні СЕ з розміром сторони 10 см, товщина оболонки становить 5 см;
- ребра – прямокутні за формою СЕ з розмірами  $10 \times 2.5$  см і  $10 \times 4$  см, товщина оболонки становить 10 см;
- шов розриву бетонування – прямокутний за формою СЕ з розмірами  $10 \times 1.0$  см, товщина оболонки становить 10 см.

В ході моделювання розглянуто два типи шва бетонування: безперервний шов і шов з розривами, рівними 10 см. В розрахунках плити перекриття розглянуті обидва типи швів з різним модулем пружності матеріалу швів, який приймався

відповідно 100, 1000, 2500, 5000, 10000, 15000, 20000 і 23000 МПа.

Загальна кількість вузлів і елементів в моделях з безперервним швом бетонування складає 11467 і 12240 відповідно.

Загальна кількість вузлів і елементів в моделях з розривом шва бетонування складає 11467 і 11820 відповідно.

Нижче наведені скінченноелементні моделі плити взагалі, окремо ребер та швів відповідно (рис. 1–4).

Результати розрахунків розглянутої моделі плити подано у вигляді полів вертикальних переміщень та щільності потенційної енергії деформацій, наведених в таблиці.

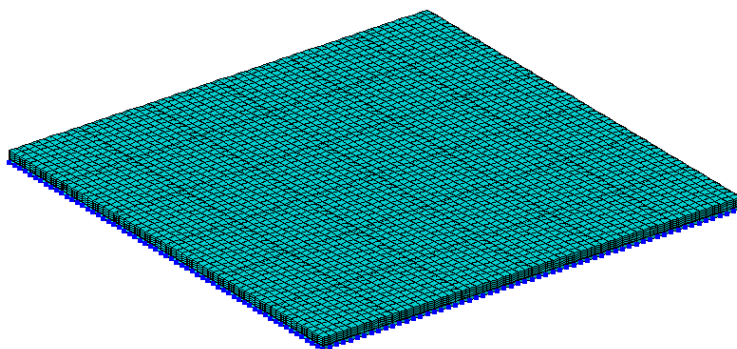


Рис. 1. Скінченноелементна модель плити, виконана з плоских скінченних елементів

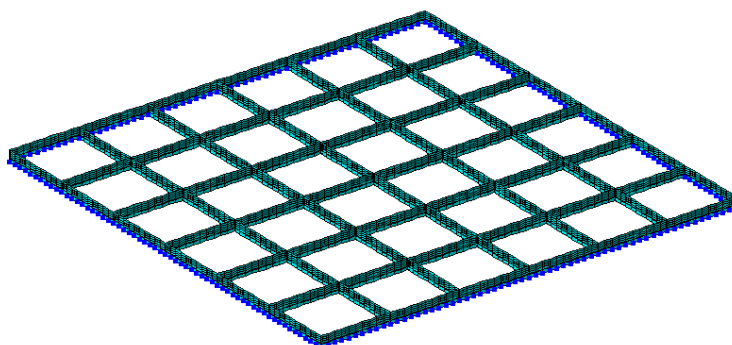


Рис. 2. Скінченноелементна модель внутрішніх ребер плити з плоских СЕ

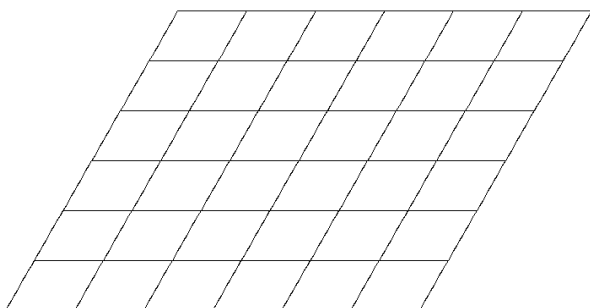


Рис. 3. Скінченноелементна модель суцільних швів бетонування плити з плоских СЕ

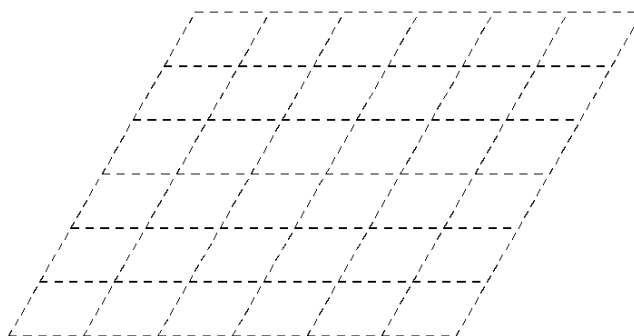
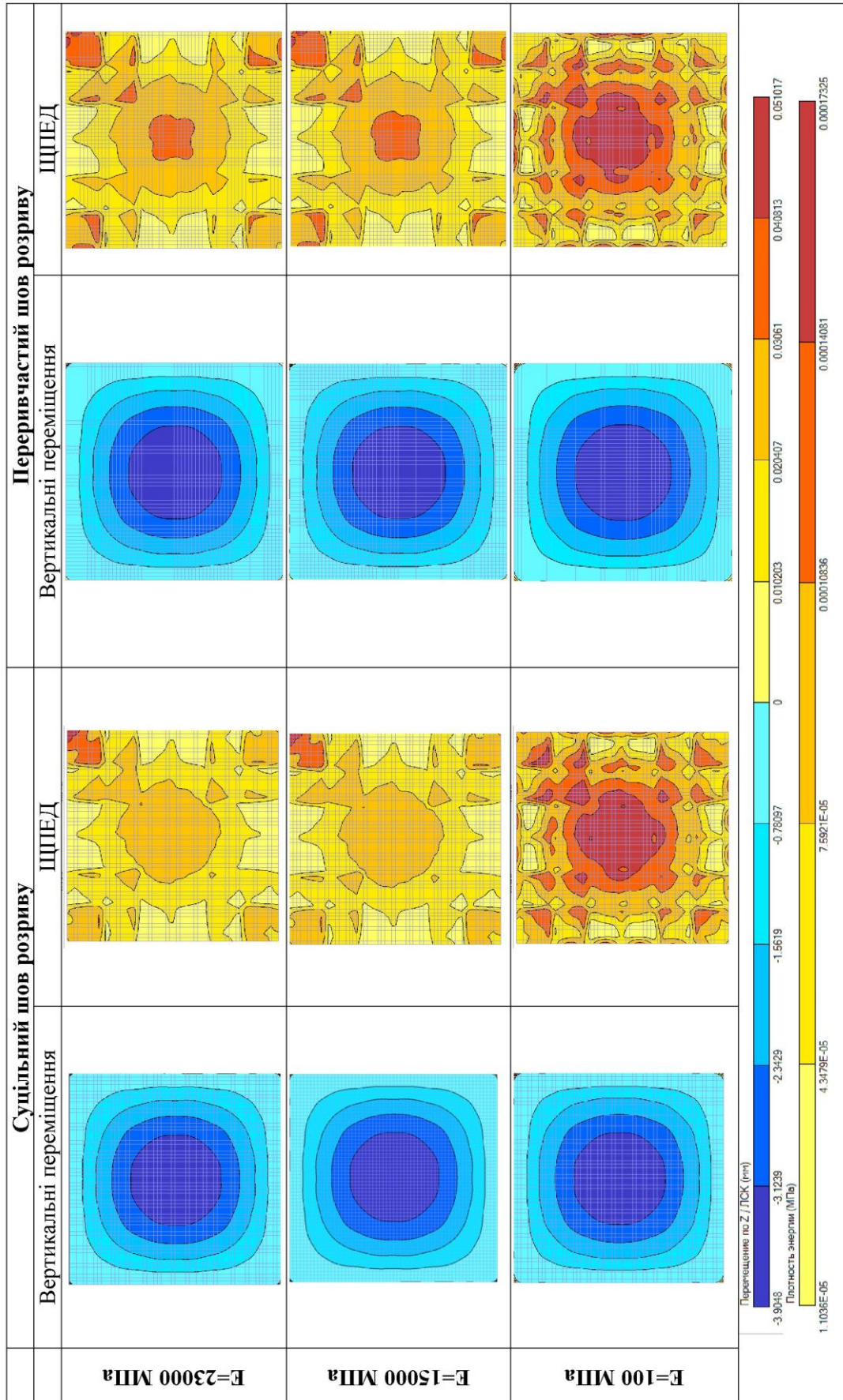


Рис. 4. Скінченноелементна модель переривчастих швів бетонування плити з плоских СЕ



Таблиця

Порівняння компонентів НДС для двох варіантів шва розриву моделі з плоских СЕ



Як видно з таблиці, щільність потенційної енергії для модулів шва  $E = 23000$  МПа і  $E = 100$  МПа (варіант суцільного шва розриву) відрізняється візуально за формою ізополів і значеннями, проте основна закономірність розподілу ЩПЕД для цього типу плити із заданим закріпленням і навантаження зберігається. Якщо відкинути "сплески" значень ЩПЕД, пов'язані з особливостями закріплення просторової моделі плити, то найбільші значення виникають у центрі плити. При модулі  $E = 23000$  МПа вони рівні  $147.55 \cdot 10^{-6}$  МПа, а при модулі  $E = 100$  МПа –

$159,3 \cdot 10^{-6}$  МПа. Різниця складає майже 8 %. При підвищенні модуля пружності шва до  $E = 15000$  МПа і характер ізополів ЩПЕД вирівнюється з варіантом для  $E = 23000$  МПа, і самі значення ЩПЕД відрізняються в межах 1-2 %. Аналогічна закономірність простежується і в варіантах з розривом швів. Додаткові результати розрахунку наведені на рис. 5–6 у вигляді графіків залежності переміщень і потенційної енергії деформації розглянутих конструктивів від модуля пружності матеріалу шва бетонування.

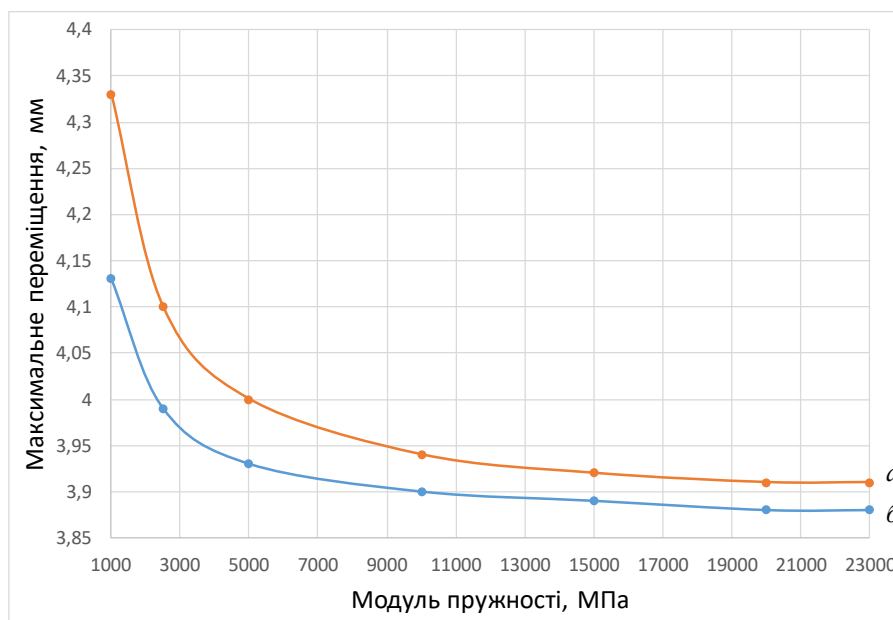


Рис. 5. Залежність максимального переміщення плити перекриття від значення модуля пружності матеріалу шва для плити із суцільним швом бетонування (б) і переривчастим (а)

Як видно з отриманих результатів, наявність розриву у шві бетонування призводить до незначного збільшення як значень переміщень, так і значень потенційної енергії деформації системи, причому, із збільшенням модуля пружності матеріалу шва дана різниця в значеннях компонентів НДС двох систем (із суцільним і переривчастим швом) нівелюється. Слід також відмітити, що варіант плити з суцільним швом бетонування і модулем пружності

матеріалу шва, рівним 23000 МПа, опосередковано моделює суцільну плиту із вкладишами без розриву бетонування взагалі. Для даного випадку різниця переміщень для плити з суцільним швом та переривчастим складає менше 1 %, тоді як для найнижчого значення модуля пружності (1000 МПа) ця різниця складає 4,67 %. Тим не менш, не тільки настільки невелике значення зростання переміщень, а й, що важливіше, абсолютні значення переміщень для опертї по чотирьох кантах

плити прольотом 6 м і навантаженням  $10 \text{ кН/м}^2$  є більш ніж прийнятними. Аналогічну залежність демонструють графіки зміни ПЕД, а оскільки, відповідно до критерію Василькова-Шмуклера [4], аналіз ПЕД дає можливість оцінити НДС об'єкта з урахуванням всіх напружень, що виникають, і з урахуванням особливостей

роботи матеріалів, то попередньо можна зробити висновок про те, що наявність шва бетонування взагалі і занижені фізико-механічні показники матеріалу шва зокрема несуттєво впливають на НДС розглянутих систем. Проте для отримання остаточної відповіді необхідно додатково вирішити тривимірну задачу.

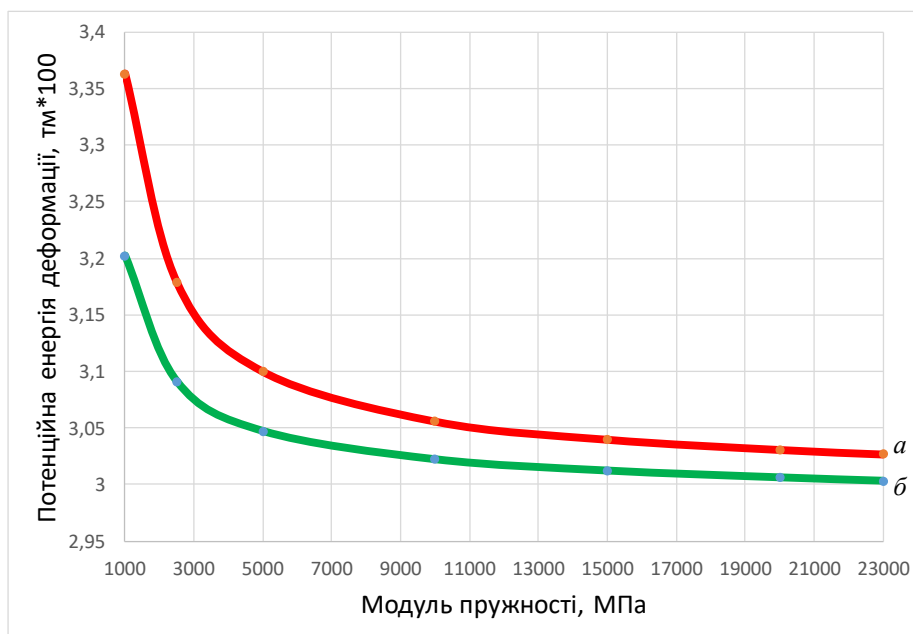


Рис. 6. Залежність потенційної енергії деформацій від значення модуля пружності матеріалу шва для плити із суцільним швом бетонування (б) і переривчастим (а)

#### **Моделювання плити об'ємними скінченними елементами**

Модель плити перекриття виконана з універсальних восьмикутних параметричних СЕ № 36 (довільний гексаедр). Даний СЕ призначений для міцнісного розрахунку континуальних об'єктів і масивних просторових конструкцій.

До розрахунку прийняті три схеми влаштування плити перекриття:

- суцільна плита перекриття з вкладишем без шва бетонування виконана з об'ємних елементів;
- плита перекриття з суцільним (безперервним) швом бетонування;
- плита перекриття з моделюванням випусків поперечної арматури.

Розміри і форма СЕ елементів прийняті такими:

- всі елементи плити перекриття – ребра, верхня і нижня обшивки – скінченні елементи кубічної форми з розміром сторони 2,5 см;
- шов розриву бетонування – паралелепіпеди з розмірами  $2.5 \times 2.5$  см в основі і 1.0 см заввишки. При моделюванні розглядається два типи швів: перший – безперервний шов та другий – з моделюванням тільки випусків поперечної арматури в припущенні, що в кожному ребрі встановлено  $2\text{Ø}12\text{A}400\text{C}$ . Для варіанта з безперервним швом бетонування модуль пружності дорівнює 2500 МПа. Для варіанта з моделюванням випусків арматури модуль пружності заданий із перера-

хунком площі арматури (2Ø12A400C) на площу СЕ і складає 3800 МПа.

Загальна кількість вузлів і елементів в моделі без шва складала 395421 і 281024 відповідно.

Загальна кількість вузлів і елементів в моделі з безпервними швами складала 411066 і 293680 відповідно.

Загальна кількість вузлів і елементів в моделі з моделюванням випусків арматури складала 411066 і 281889 відповідно.

Скінченноелементна модель плити перекриття взагалі та ребер ідентична наведеним вище на рис. 1–4. Схема розташування випусків поперечної арматури в скінченноелементному вигляді наведена на рис. 7.

Результати розрахунку у вигляді ізополів вертикальних переміщень для всіх трьох варіантів розглянутого конструктиву наведені на рис. 8–10.

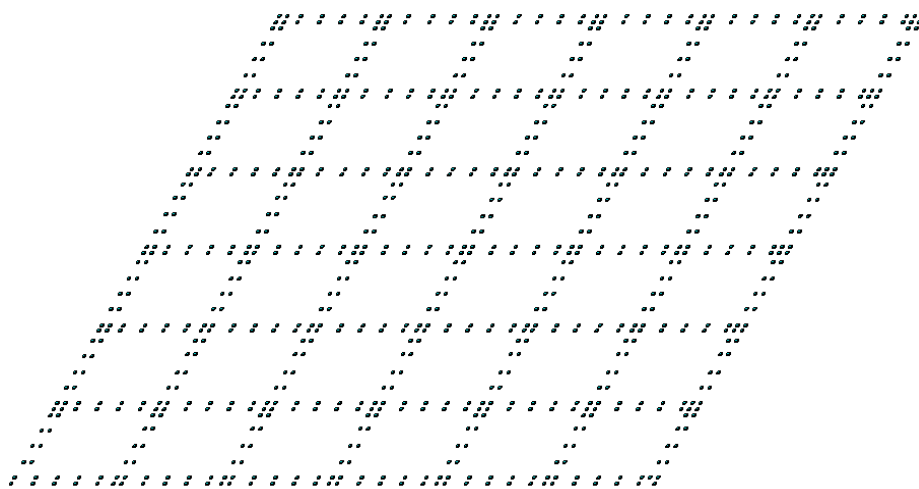


Рис. 7. Розташування СЕ, що моделюють випуски поперечної арматури в об'ємній моделі плити перекриття

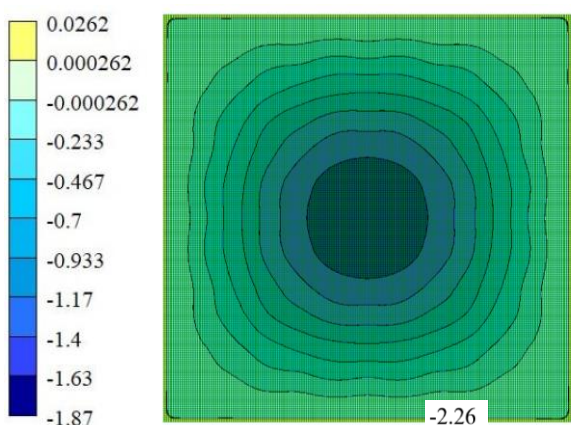


Рис. 8. Ізополе вертикальних переміщень для плити без шва бетонування, мм

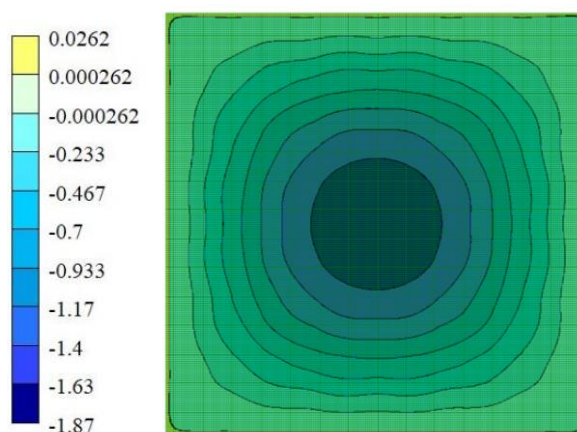


Рис. 9. Ізополе вертикальних переміщень для плити з безпервним швом бетонування, мм

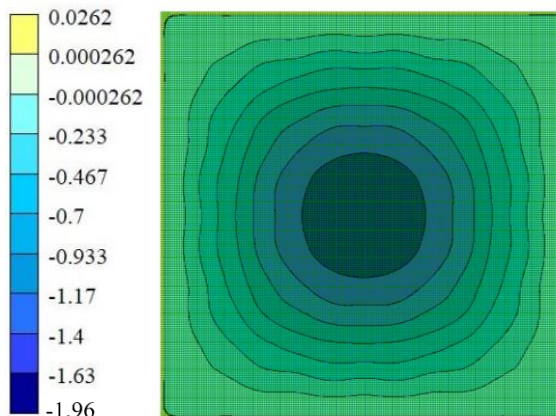


Рис. 10. Ізополе вертикальних переміщень для плити із випусками поперечної арматури, мм

За результатами розрахунків відмічається, що максимальне переміщення для моделі без шва бетонування склало 1,87 мм, для моделі з безперервним швом – 1,96 мм, а для моделі з випусками поперечної арматури – 2,26 мм. Незважаючи на те, що зростання становить ~ 20 %, абсолютні значення переміщень для плити, опертої по контуру при навантаженні 10 кН/м<sup>2</sup>, є незначними. Зокрема, слід зауважити, що застосування як поперечної арматури стрижнів більшого діаметра (зв'язки зсуву), наприклад, Ø12-16 мм (на відміну від традиційних хомутиків Ø6-8 мм), може забезпечити необхідну сумісну роботу конструктиву із швом розриву бетонування навіть після багаторічної перерви.

**Висновки.** Загалом, можна зробити висновок про те, що наявність горизонтального шва бетонування в конструкціях з вкладишем несуттєво впливає на характер напружено-деформованого стану конструкції, оскільки

різниця компонентів НДС (переміщень та значень ПЕД) плити з горизонтальним швом та без нього складає 1-5 % для моделі, виконаної з плоских СЕ, та 20 % - для моделі з об'ємних СЕ. Таким чином, в реальних випадках консервації будівництва, при відновленні бетонних робіт, допустимо і достатньо застосувати адгезивні клейові склади типу Ceresit CD-30 для забезпечення зв'язку нижньої обшивки плити перекриття з вкладишем із її верхньою обшивкою. Крім того, ще на етапі проектування можна передбачити застосування замість конструктивного армування ребер стрижнів «робочих» діаметрів, що забезпечить необхідну міцність, деформативність та надійність конструктиву плити з вкладишем навіть після довготривалої перерви в бетонуванні. Очевидно, що отримані результати допустимо вважати цілком репрезентативними після проведення експериментальної верифікації.

### Список використаних джерел

1. Бугаевский С. А. Современные облегченные железобетонные перекрытия с применением неизвлекаемых вкладышей-пустотообразователей. *Науковий вісник будівництва*. 2015. № 3. С. 73–87.
2. Патент № 89464, Україна, МПК E04B 1/18. Каркасна будівля «Монофант» / Шмуклер В.С., Бабаєв В.М., Бугаєвський С.О., Бережна К.В., Карякін І.А., Кондращенко В.І.,

Сеірскі І.М.; власник Шмуклер В.С.; заявка u201311919 від 10.10.2013, опубл. 25.04.2014, Бюл. №8.

3. Nikulin V, Bugayevskiy S, Gerasymenko V, Konyukhov A (2017) Basics of modeling and technology of creating reinforced concrete elements of “Monofant” system construction. In: MATEC web of conferences. Vol 116. P. 02009.

4. Бабаев В. М., Бугаевский С. А., Евсель С. М., Евзеров И. Д., Лантух-Лященко А. И., Шеветовский В. В., Шимановский А. В., Шмуклер В. С. Численные и экспериментальные методы рационального проектирования и возведения конструктивных систем. Киев: Изд. «Сталь», 2017. 404 с.

5. Shmukler V., Babaev V. New constructive solutions for building of transport construction facilities. MATEC Web of conferences, 2017.Vol 116, p 02004. URL: [https://www.matec-conferences.org/articles/mateconf/abs/2017/30/mateconf\\_tr2017\\_02004/mateconf\\_tr2017\\_02004.html](https://www.matec-conferences.org/articles/mateconf/abs/2017/30/mateconf_tr2017_02004/mateconf_tr2017_02004.html) (last accessed: 04.09.2019).

6. Nikulin V., Shmukler V., Petrova O. Highly Combinatorial Reinforced Concrete Slab System. Proceedings of CEE 2019: Advances in Resource-saving Technologies and Materials in Civil and Environmental Engineering. P. 411-419. URL: [https://link.springer.com/chapter/10.1007/978-3-030-27011-7\\_52](https://link.springer.com/chapter/10.1007/978-3-030-27011-7_52) (last accessed: 04.09.2019).

7. ДБН В.2.3-20-2008. Споруди транспорту. Мости та труби. Виконання та приймання робіт. Чинний від 2008-08-01. URL: <https://dbn.co.ua/load/normativy/dbn/1-1-0-155> (дата звернення: 04.09.2019).

8. Городецкий Д. А., Барабаш М. С. и др. Программный комплекс Лира: учеб. пособие / под ред. академика РААСН А. С. Городецкого. Киев–Москва. 2013. 376 с.

---

Шмуклер Валерій Самуїлович, д-р техн. наук, професор, завідувач кафедри будівельних конструкцій Харківського національного університету міського господарства імені О. М. Бекетова. Тел. (057) 707 33 77. E-mail: bk@kname.edu.ua.

Резнік Петро Аркадійович, канд. техн. наук, старший викладач кафедри будівельних конструкцій Харківського національного університету міського господарства імені О. М. Бекетова. E-mail: engipr@gmail.com.

Петрова Олена Олександрівна, канд. техн. наук, старш. викл. кафедри будівельних конструкцій Харківського національного університету міського господарства імені О. М. Бекетова. E-mail: petrova.bcd@gmail.com.

Нікулін Валерій Борисович, головний інженер ТДВ «Житлобуд-2», здобувач кафедри будівельних конструкцій Харківського національного університету міського господарства імені О. М. Бекетова. E-mail: petrova.bcd@gmail.com.

Богомаз Микита Юрійович, магістрант кафедри будівельних конструкцій Харківського національного університету міського господарства імені О. М. Бекетова. E-mail: nikitabogomaz2017@gmail.com.

Місюра Михайло Вікторович, магістрант кафедри будівельних конструкцій Харківського національного університету міського господарства імені О. М. Бекетова. E-mail: mis.mihail.work@gmail.com.

Valerii Shmukler, D. Sc. (Tech.), professor, Head of the Building Structures department, O. M. Beketov National University of Urban Economy in Kharkiv. E-mail: bk@kname.edu.ua.

Petro Reznik, PhD (Tech.), Senior Lecturer, Building Structures department, O. M. Beketov National University of Urban Economy in Kharkiv. E-mail: engipr@gmail.com.

Olena Petrova, PhD (Tech.), Senior Lecturer, Building Structures department, O. M. Beketov National University of Urban Economy in Kharkiv. E-mail: petrova.bcd@gmail.com.

Valerii Nikulin, chief engineer ALC “Zhitlobud-2”, aspirant of the Building Structures department, O.M. Beketov National University of Urban Economy in Kharkiv. E-mail: petrova.bcd@gmail.com.

Mykyta Bohomaz, master student, Building Structures department, O. M. Beketov National University of Urban Economy in Kharkiv. E-mail: nikitabogomaz2017@gmail.com.

Mykhailo Misiura, master student, Building Structures department, O. M. Beketov National University of Urban Economy in Kharkiv. E-mail: mis.mihail.work@gmail.com.

Статтю прийнято 24.06.2019 р.

УДК 624.074.43

**ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНО-ТЕОРЕТИЧНІ ВИПРОБУВАННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ  
КОНСТРУКТИВНИХ ЗАХОДІВ ЩОДО ЗАПОБІГАННЯ ПРОГРЕСУЮЧОМУ  
ОБВАЛЕННЮ МЕТАЛЕВИХ ОБОЛОНОК СПЕЦІАЛЬНОГО ВИДУ**

Кандидати техн. наук С. С. Гребенчук, П. А. Резнік, Л. В. Гапонова, асп. Р. В. Коренєв

**EXPERIMENTAL AND THEORETICAL TESTING OF THE EFFECTIVENESS OF  
CONSTRUCTIVE MEASURES TO PREVENT THE PROGRESSIVE COLLAPSE OF THE  
SPECIAL TYPE METAL SHELLS**

PhD (Tech.) S. S. Hrebenchuk, PhD (Tech.) P. A. Reznik, PhD (Tech.) L. V. Gaponova,  
postgraduate student R. V. Koreniev

DOI: <https://doi.org/10.18664/1994-7852.185.2019.180824>

---

*В статті розглянуто металеві оболонки спеціального виду, основним конструктивним елементом яких є тонколистовий холоднодеформований арковий металевий профіль. Проаналізовано аномалії та колапси, що виникають в ході експлуатації зазначених конструкцій, та розглянуто алгоритми оцінки НДС та методи попередження прогресуючого обвалення.*

*Мета дослідження полягала в оцінці впливу запропонованої конструктивної модернізації (методу попередження настання прогресуючого обвалення) на деформаційні властивості металеві оболонки спеціального виду за допомогою проведення двостадійного натурного експерименту.*

**Ключові слова:** оболонкові системи, холоднодеформовані тонкостінні профілі, прогресуюче обвалення, стійкість.

*The article considers frameless structures in the form of special type metal shells. The main structural element of these special shells is arched thin-walled cold-deformed profiles. The construction of structural elements takes place directly at the construction site. The main anomalies of the exploitation of the specified structures are considered. The main of these anomalies of exploitation is a certain number of accidents and collapses, which, after detailed analysis, can be classified as progressive or “avalanche-like” collapse. The computational algorithms for estimating the stress-strain state and preventing measures the onset of a progressive collapse of special type metal shells are considered. As the preventing measure was described constructive modernization of the original junction of arched structural elements. The aim of the research was to assess the impact of the proposed constructive modernization on the deformation properties of special type metal shell during a two-stage full-scale experiment. The block under research was close to a square, in the plan, cylindrical composite coating shell. Block dimensions: span between side elements 22m., Block length 15.6m., Lifting arm 8.37m., Radius of the cylindrical shell 11.585m. The thickness of the steel element was 1.2 mm.*

*A comparative finite-element analysis of the stress-strain state of the original models of special type metal shell, models of the discrete-continuum ribbed shell (with the implementation of constructive modernization of the joint) was also carried out. The results of the analysis are presented in the form of comparative graphs of displacements of tracked points from loading. The results obtained testify to the effectiveness of the proposed constructive modernization of metal shells of a special type, as measures preventing the onset of progressive collapse of these shell systems.*

**Keywords:** special-type steel shell, arched thin-walled profiles, progressive collapse, buckling.

**Вступ. Актуальність проблеми.** В основі покриттів, що розглядаються, використовуються аркові конструктивні елементи, які об'єднуються один з одним вальцьовим з'єднанням у складену ребристу циліндричну оболонку відкритого типу (рис. 1). Виготовлення конструктивних

елементів відбувається безпосередньо на будівельному майданчику, крім того, мобільність обладнання (пересувні стани) і транспортна компактність вихідного матеріалу конструкції (рулонної сталі) дозволяють споруджувати об'єкти різного призначення в найкоротші терміни.



Рис. 1. Металева оболонка спеціального виду

Незважаючи на частоту використання, напружено-деформований стан і стійкість означених покриттів спеціального типу залишаються маловивченими. Суттєвий

науковий інтерес викликають й аномалії та колапси (рис. 2), що трапляються протягом експлуатації зазначеного виду металевих спеціальних оболонок.

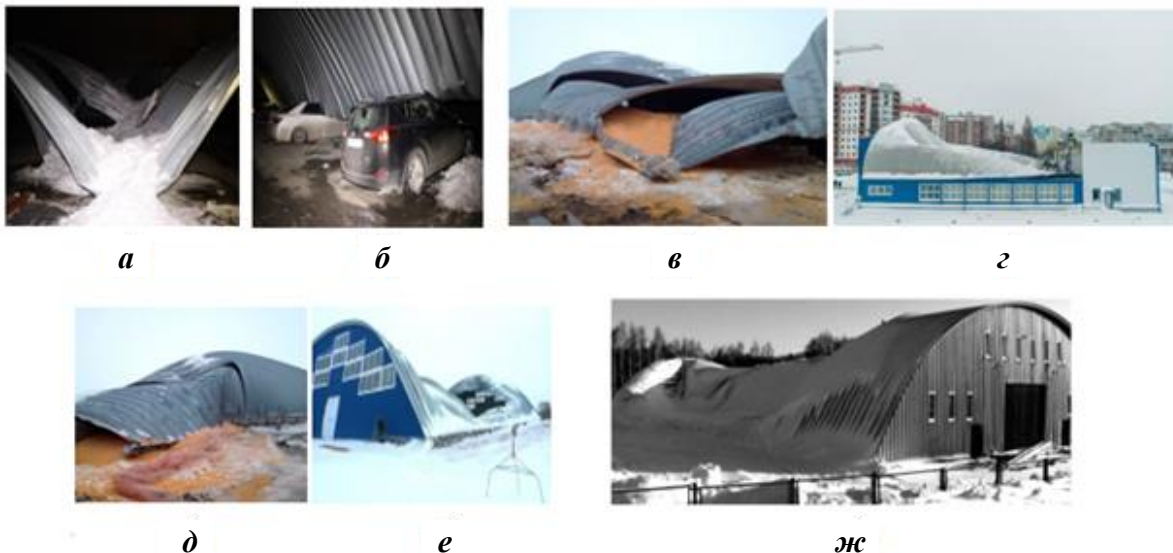


Рис. 2. Аномалії експлуатації металевих оболонок спеціального виду: а, б – обвалення конструкцій паркінгу, Білорусь, 2017 р.; в – обвалення зерносховища, Україна, 2017 р.; г – обвалення покриття спортивної зали, Україна, 2018 р.; д – обвалення зерносховища, Україна, 2018 р.; е – обвалення конструкцій льодової арени, Росія; ж – обвалення фрагмента складського приміщення, Білорусь



**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** Означені конструкції розглядаються в роботах Зверєва В. В. [1], Жидкова К. Є. [2], де розглядаються аркові конструкції на основі об'ємно-формованого прокату. У розрахунку конструкцій, у яких профілі мають гофровані межі, поширення набув метод, заснований на заміні таких граней анізотропними пластинками аналогічної товщини, характеристики жорсткості яких знаходять з умови рівності лінійних переміщень гофрованої і плоскої анізотропної пластинок, вздовж відповідних координатних осей. Цей простий, проте ефективний інженерний метод був запропонований в роботах Андрєєвої Л. Є. [3, 4], де розглядаються три типи гофр: трапецієподібний, пільчатий і синусоїдальний. В роботі [5] виконано оцінку впливу віртуальних недосконало-стей на напружено-деформований стан розглянутих аркових покриттів. Стаття [6] присвячена визначенню особливості роботи поперечних перерізів холоднодеформованих трапецієподібних аркових профілів системи типу «МІС» у складі оболонки покриття. В роботі [7] розглянуто

доповнені алгоритми розрахунку аркових покриттів спеціального типу.

У статтях [8], [9] наведена інформація про складнощі експлуатації, певну кількість аварій та їх ймовірні причини для оболонкових систем, що розглядаються.

До найбільш частих причин обвалень, що фігурують у експертних висновках, стосовно аварії належать :

- помилки проектів;
- технологічні дефекти;
- порушення правил експлуатації.

На рис. 3 зображена покадрова фіксація з відеокамер спостереження процесу обвалення металевої оболонкової споруди. Як видно з хронометражу, обвалення починається на 26-й хв, а вже через 9 с споруда зруйнована. Обвалення починається з середини (за довжиною споруди) та шириться до торцевих діафрагм, інакше кажучи, відбувається втрата стійкості означених циліндричних ребристих оболонок. З аналізу характеру та швидкості обвалення видно, що відбувається так зване «прогресуюче», або «лавиноподібне» обвалення, інакше кажучи, відбувається втрата стійкості означених циліндричних ребристих оболонок.



Рис. 3. Споруда довжиною 60 м зруйнувалася менш ніж за 10 с

Удосконалений алгоритм аналізу напружено-деформованого стану зазначених конструкцій, що відображає можливість прогресуючого обвалення, розглядається в статті, яка зараз знаходиться у друці, під назвою «Progressive collapse of the special-type arch systems: modeling algorithm», авторів P. Reznik, L. Gaponova, S. Grebenchuk, R. Koreniev. Особливість зазначеного підходу полягає у

відображенні конструкційної нелінійності металевих оболонок спеціального виду та використанні потенційної енергії деформації як критерію вичерпання несучої здатності, згідно з підходами, зазначеними у роботі [10], та з імплементацією інформатичних технологій та підходів, зазначених в [11]. Алгоритм у загальному вигляді проілюстровано на блок-схемі рис. 4.

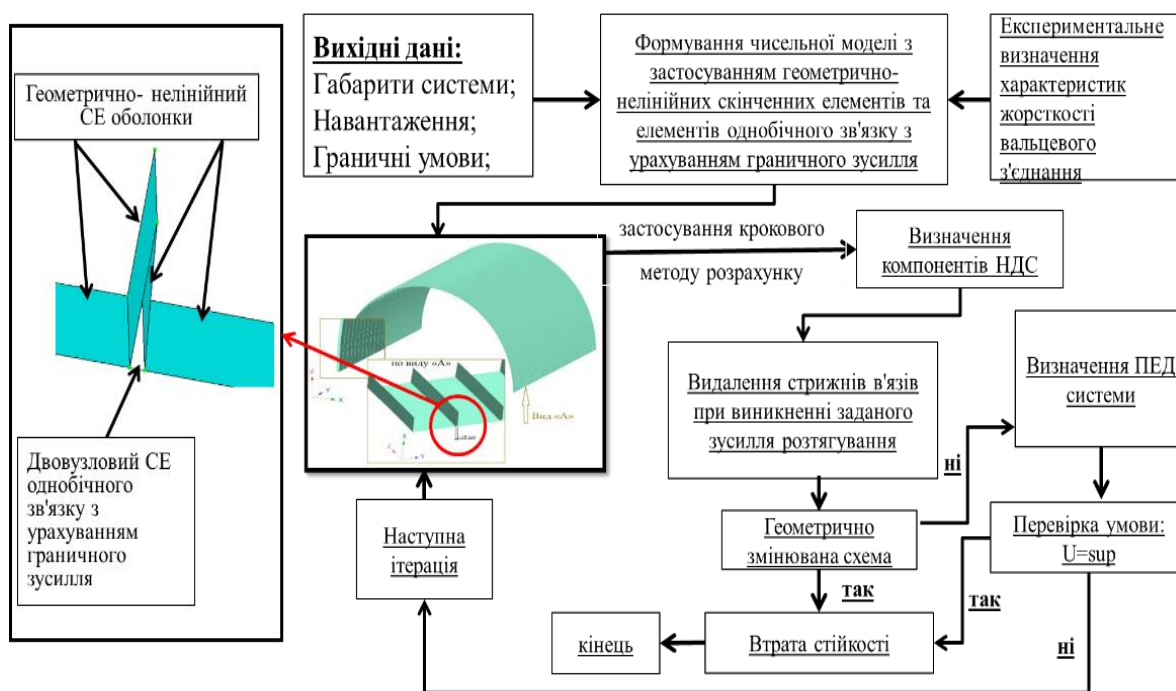


Рис. 4. Блок-схема алгоритму обчислення НДС системи з можливістю відображення настання прогресуючого обвалення

У статті «Research a prevention of progressive collapse of the special type steel shells» авторів Reznik Petro, Grebenchuk Sergiy, Koreniev Roman, Bondarenko Vitaliy, що зараз знаходиться у друці у збірник наукових праць "Серія: галузеве машинобудування, будівництво", як метод попередження прогресуючого обвалення запропонована конструктивна модернізація (рис. 5), що дозволяє забезпечити спільність деформацій аркових конструктивних елементів і трансформувати напружено-деформований стан складеної металевої оболонки спеціального типу в

напружено-деформований стан, близький до суцільної ребристої оболонки, отримавши тим самим дискретно-континуальну ребристу оболонку.

З проведеного огляду відомих натурних випробувань оболонкових конструкцій, що розглядаються [12, 13, 14, 15, 16, 17], стало відомо, що випробовувалися або поодинокі аркові профілі, або зразки, що є повнорозмірними, але все ж фрагментами, габарити яких далекі від загальноприйнятих в теорії оболонок співвідношень розмірів.

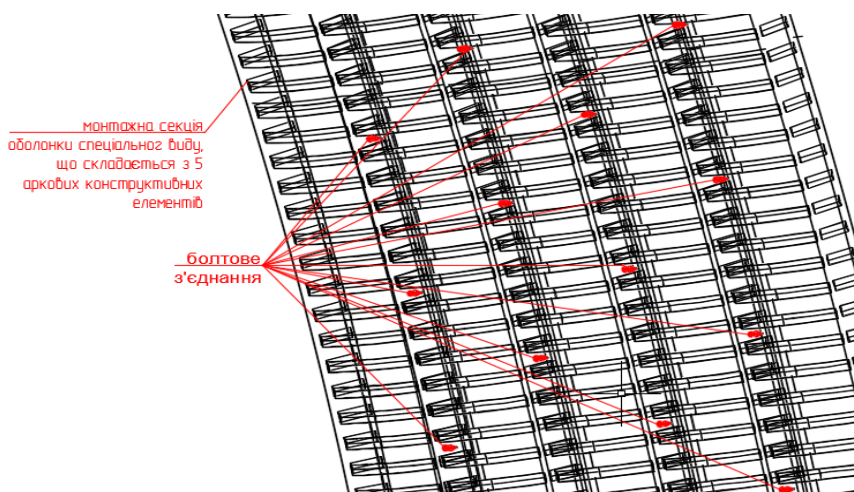


Рис. 5. Запропонована конструктивна реалізація облаштування болтового з'єднання

Було прийнято рішення проводити випробування на блоці оболонки спеціального виду (рис. 6), відокремленого від решти покриття діафрагмою жорсткості, виконаною у вигляді аркової ферми і що також має торцеву суцільну діафрагму з штучних матеріалів (газобетонні блоки).

**Визначення мети та завдання дослідження.** Метою дослідження була оцінка впливу запропонованої конструктивної модернізації на деформаційні властивості металеві оболонки спеціального виду.

Основні завдання дослідження:

- проведення двостадійного (до та після конструктивної модернізації) натурального експерименту та встановлення характеру деформування при дії зосереджених

навантажень на металеву оболонку спеціального виду;

- побудова скінченноелементних моделей (за раніше наведеними принципами) задля дослідження напружено-деформованого стану металеві оболонки спеціального типу «до» і «після» проведення конструктивної модернізації та оцінки її ефективності.

**Основна частина дослідження.**

Досліджуваний блок є близькою до квадратної, в плані, циліндричною складовою оболонки покриття, і має такі лінійні розміри: проліт між бортовими елементами 22 м, довжина блоку 15.55 м, стріла підйому 8.37 м, радіус циліндричної оболонки 11.585 м. Товщина сталі основного конструктивного аркового елемента складала 1.2 мм (рис. 7).



Рис. 6. Натурні фото досліджуваного блоку металеві оболонки спеціального типу

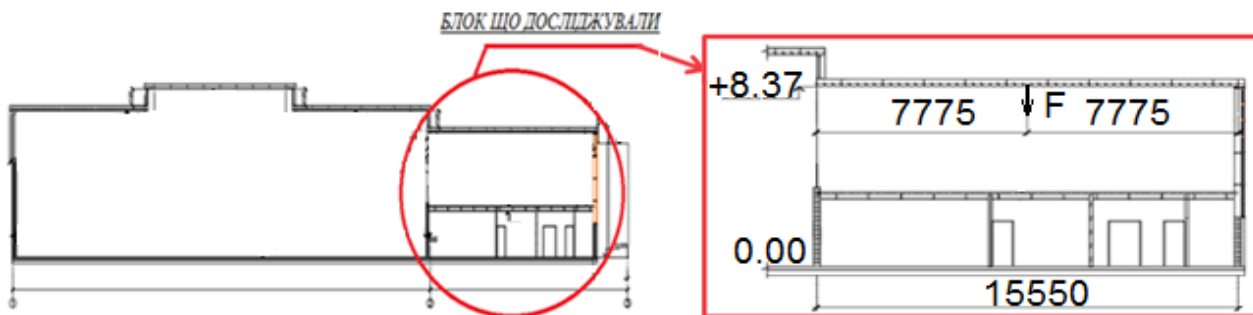
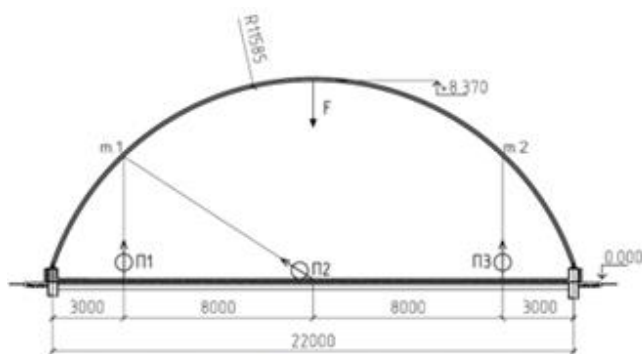


Рис. 7. Габарити досліджуваного блоку металевої оболонки спеціального типу

Базуючись на проведених раніше дослідженнях і покладених принципах конструювання, що водночас є способом запобігання прогресуючому обваленню розглянутих конструкцій, дослідження проводили в два етапи, з урахуванням послідовності зведення конструкції покриття, тобто до модернізації з'єднання

конструктивних елементів між собою і після проведення такої.

Навантаження прикладали згідно з системою навантаження (рис. 8, а). Інтервал між ітераціями навантаження становив 1 хв. Після чого, згідно з системою вимірювання, фіксували показання вимірювальних приладів.



а

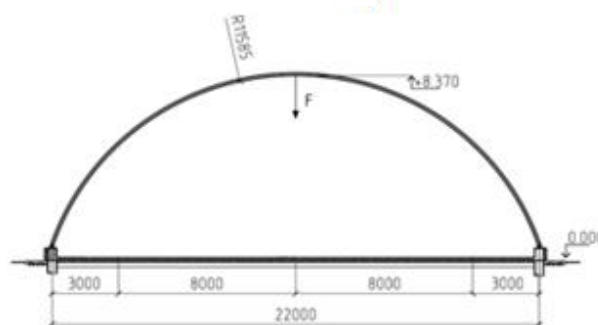


в



П1, П2, П3 – прогиномір 6ПАО, ціна ділення 0,01 мм

б



г

Рис. 8. Системи навантаження та вимірювання:

- а – схема системи вимірювання; б – прилади системи вимірювання;
- в – обладнання системи вимірювання; г – схема системи навантаження

Максимально прикладене навантаження складо 200 кг. Під дією

максимального навантаження (200 кг) конструкція перебувала 10 хв. Далі, також

поетапно по 20 кг, проходило розвантаження досліджуваної конструкції покриття. Після завершення розвантаження також витримувався часовий інтервал 10 хв і проводилася фіксація показань вимірювальних приладів, без чинного навантаження, для зіставлення початкових показань і отриманих даних про залишкові деформації. Послідовність проведення експерименту, а також система навантаження і вимірювання для двох етапів (до і після проведення модернізації) даного експериментального дослідження не змінювалися. Також слід зазначити, що при проведенні першого етапу експерименту температура навколишнього повітря становила 26-28<sup>0</sup>С при відносній вологості 62 %, а при проведенні другого етапу експериментальних досліджень, температура – 17-21 <sup>0</sup>С, відносна вологість – 56 %.

Дані про переміщення зазначених контрольних точок для першого та другого етапів дослідження (до та після проведення конструктивної модернізації) подано у вигляді графіків на рис. 9–10 відповідно.

Згідно з отриманими даними, видно, що на кожному з етапів експерименту точки, що відстежувались: «т.1» та «т.2», мають майже однакові значення вертикальних переміщень, що свідчить про симетричність деформацій конструкції від прикладеного навантаження, характерну для оболонкових конструкцій.

Для зіставлення експериментальних результатів з теоретичними, за згаданим раніше алгоритмом (рис. 4), у середовищі програмного комплексу «Ліра САПР» були побудовані дві розрахункові скінченно-елементні моделі (рис. 11) блоку споруди, що досліджується.

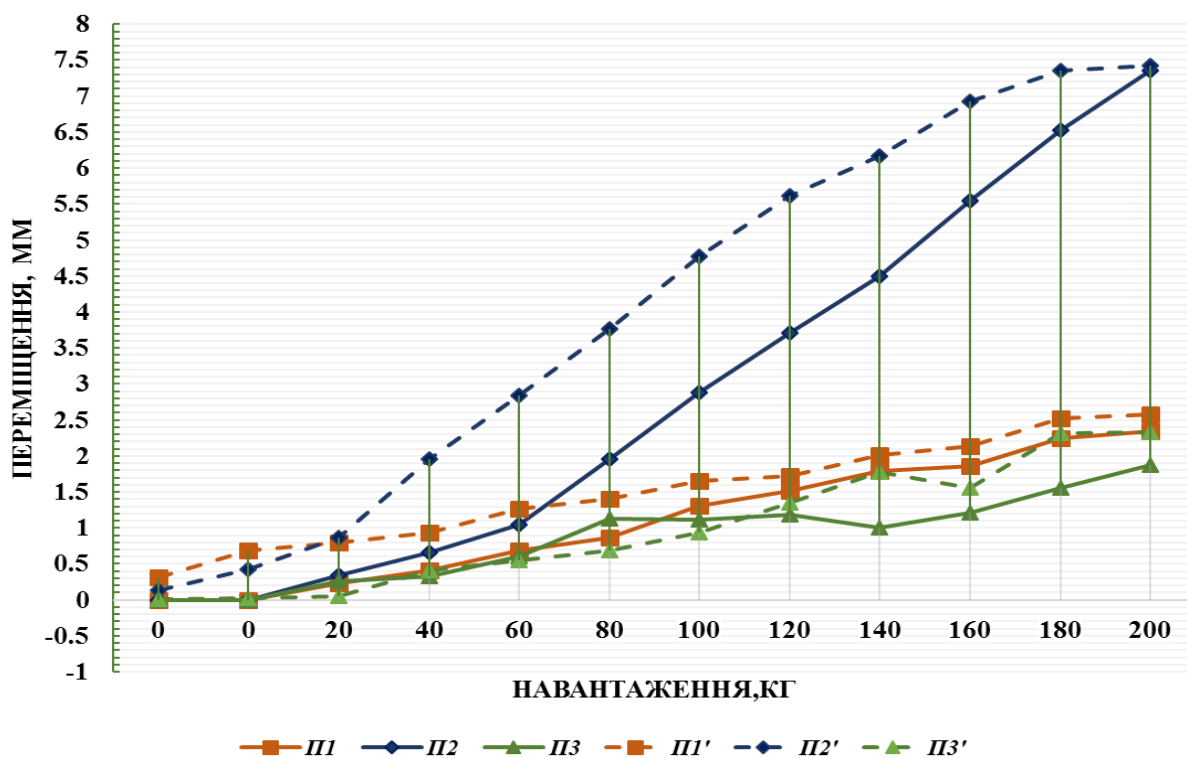


Рис. 9. Графік залежності переміщень (І етап експерименту, до модернізації) контрольних точок від навантаження (розвантаження), де П1, П2, П3 – переміщення контрольних точок; П1', П2', П3' – переміщення контрольних точок при знятті навантаження

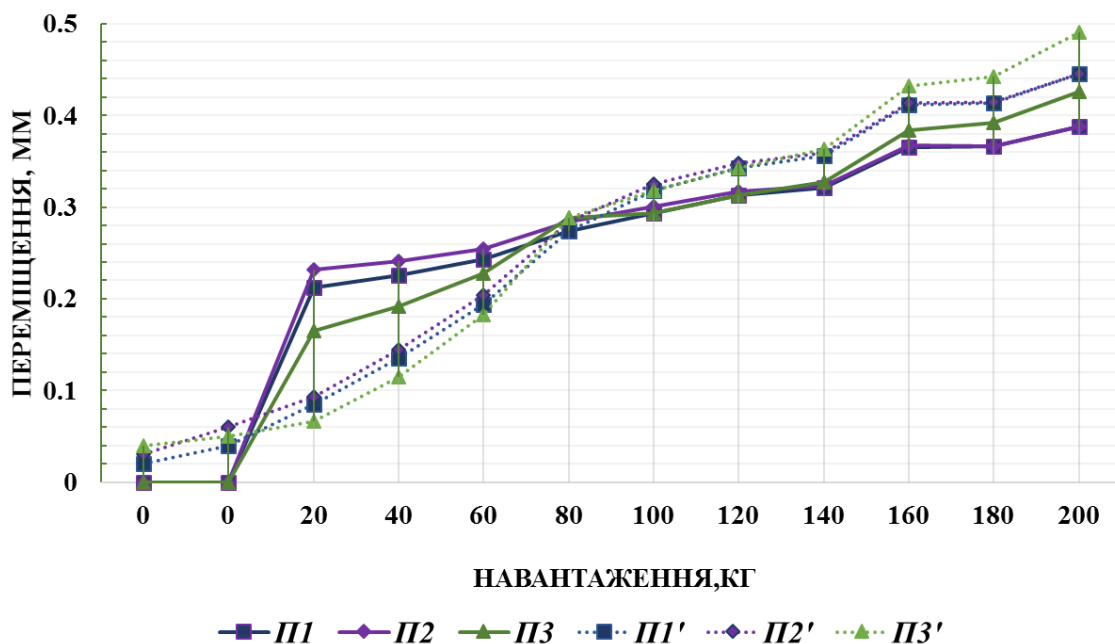


Рис. 10. Графік залежності переміщень контрольних точок (II етап експерименту, після модернізації) від навантаження (розвантаження), де P1, P2, P3 – переміщення контрольних точок; P1', P2', P3' – переміщення контрольних точок при знятті навантаження

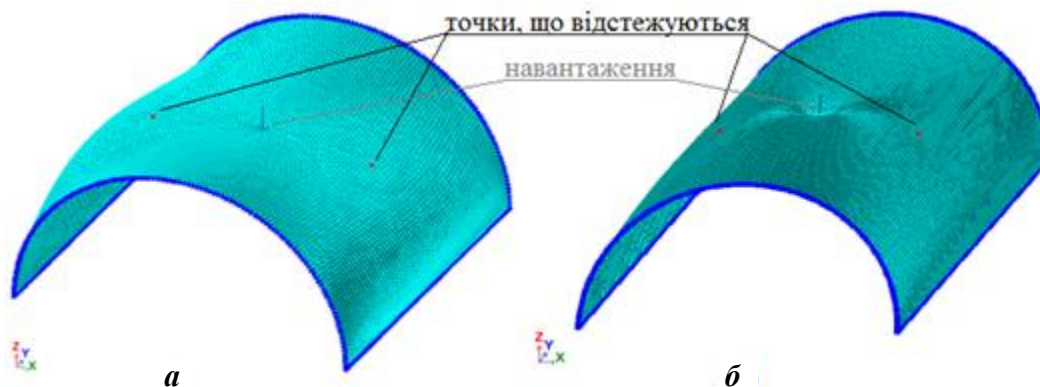


Рис. 11. SE моделі блоку спеціальної оболонки (деформована схема, при дії навантаження 200 кг): а – до модернізації; б – після модернізації

Слід зазначити, що для зменшення розмірності моделей конструкція діафрагм жорсткості досліджуваної конструкції не моделювалася, а в місцях сполучення оболонки з діафрагмою заборонені лінійні переміщення вузлів у площині діафрагми, тобто по осях «X», «Z», у використуваній глобальній системі координат. При моделюванні оригінальної оболонки спеціаль-

ного виду використовувалися SE 341 – геометрично-нелінійний універсальний прямокутний кінцевий елемент оболонки, а також SE 252 – двовузловий скінченний елемент одnobічного зв'язку. Кожна з моделей складалася з 46354 елементів і 28193 вузлів.

У місцях сполучення оболонки з бортовим елементом моделювався

нерухомий шарнір, тобто були заборонені лінійні переміщення по осях «X», «Y», «Z», у використуваній глобальній системі координат. Всі лінійні розміри ідентичні натурній конструкції.

Граничні умови моделей ідентичні. Істотною відмінністю моделей є використання в одній з моделей СЕ 10

просторового стрижня для моделювання конструктивної модернізації (болтового з'єднання) замість стрижня одностороннього зв'язку СЕ 252.

Порівняльний аналіз відмінності теоретичних переміщень від фактичних подано у вигляді графіків на рис. 12–13 для кожного з обумовлених етапів дослідження.

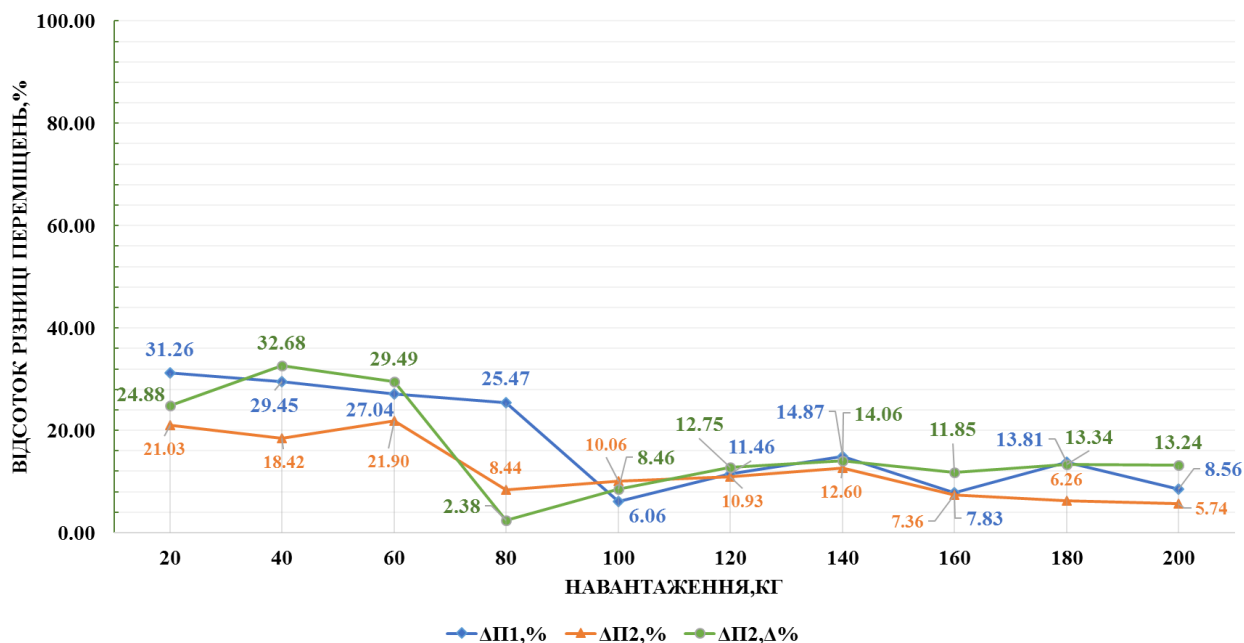


Рис. 12. Порівняльний аналіз значень переміщень (експериментальних відносно теоретичних): I етап дослідження (до проведення модернізації)

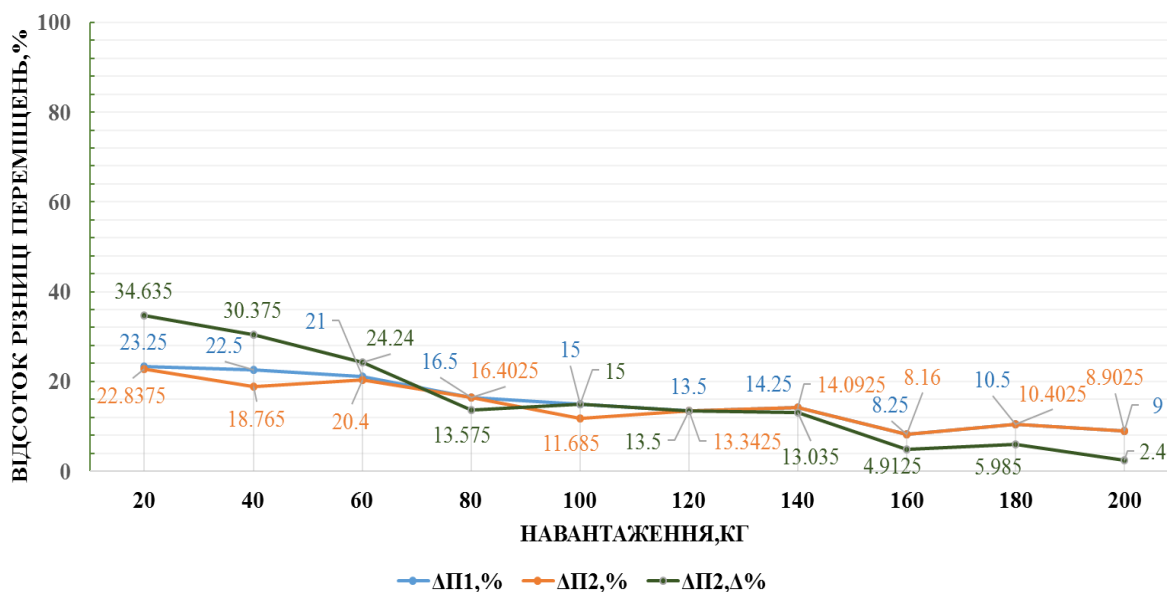


Рис. 13. Порівняльний аналіз значень переміщень (експериментальних відносно теоретичних): II етап дослідження (після модернізації з'єднання)

**Висновки.** Аналізуючи отримані результати, слід зазначити, що перевищення 15 %-го порогу відмінності теоретичних прогинів від експериментальних, на початкових стадіях завантаження, спричинене недостатньою чутливістю приладів та похибками системи вимірювання через суттєву відстань від прогиномірів до контрольованих точок.

У свою чергу якісний збіг більшості отриманих результатів доводить адекватність розрахункової моделі і

коректність покладених принципів і дає право вважати верифікацію успішною.

Зіставлення даних про переміщення точок, що відстежуються, на різних стадіях проведеного експерименту (до і після модернізації), наведено у вигляді графіка на рис. 14.

Отримані результати в повній мірі демонструють позитивні характеристики проведеної конструктивної модернізації. Спостерігається значне зниження переміщень в середньому на ~71 %, що наочно свідчить про покращення характеристик жорсткості досліджуваної системи.

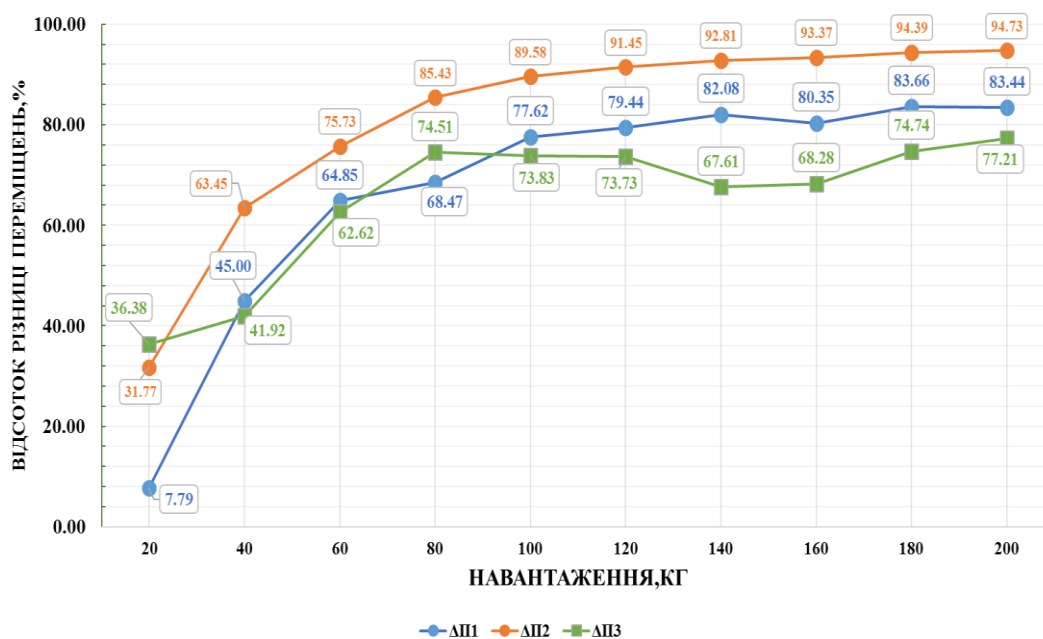


Рис. 14. Порівняльний аналіз значень переміщень (експериментальних): I та II етапів дослідження (відносно I етапу)

### Список використаних джерел

1. Зверев В. В. Эффективные строительные металлоконструкции на основе объемно-формованного тонколистового проката: дис. д-ра техн. наук: 05.23.01. Липецк, 2000. 396 с.
2. Жидков К. Е. Разработка и исследование арочных конструкций с листовой пространственной решеткой: дис. ... канд. техн. наук: 05.23.01. Липецк, 1999. 173 с.
3. Андреева Л. Е. Расчет гофрированных мембран, как анизотропных пластинок. АН СССР, отделение технических наук, институт механики: Инженерный сборник. 1955. Т. XXI. С. 128–141.
4. Андреева Л. Е. Расчет характеристик гофрированных мембран. *Приборостроение*. 1956. № 3. С. 11–17.
5. Коренев Р. В. Вплив віртуальних недосконалостей на напружено-деформований стан і стійкість спеціальних оболонкових систем. *Комунальне господарство міст*: наук.-техн. зб. 2018. № 140. С. 109–119.



6. Білик А. С., Лапонов М. В. Визначення геометричних характеристик холодноформованих тонкостінних аркових профілів: зб. наук. праць. Український ін-т сталевих конструкцій ім. В. М. Шимановського. 2012. № 9. С 193–203.
7. Бабаєв В. М., Бугаєвський С. О., Євель С. М., Євзеров І. Д., Лантух-Лященко А. І., Шеветовський В. В., Шимановський О. В., Шмуклер В. С. Чисельні та експериментальні методи раціонального проектування та зведення конструктивних систем. Київ: Видавництво «Сталь», 2017. 404 с.
8. Кузнецов І. Л., Исаев А. В., Гимранов Л. Р. Причины обрушения бескаркасного арочного сооружения пролетом 30 м. *Известия КГАСУ: Ежемесячный науч.-техн. журн.* 2011. № 4. С. 166–171.
9. Арменский М. Ю., Ведяков И. И., Еремеев П. Г. Эффективные хранилища из легких арочных металлических конструкций. *Пром. и гражданское стр-во: Ежемесячный науч.-техн. и произв. журн.* 2007. № 3. С. 16–18.
10. Шмуклер В. С., Климов Ю. А., Буряк Н. П. Каркасные системы облегченного типа. Харьков: Золотые страницы, 2008. 336 с.
11. Kalmykov O. A, Gaponova L. V, Reznik P. A., Grebenchuk, S. S. Use of information technologies for energetic portrait construction of cylindrical reinforced concrete shells. *6 th International Scientific Conference "Reliability and Durability of Railway Transport Engineering Structures and Buildings" MATEC Web Conf.* Volume 116. 2017 (Transbud-2017) 10 July 2017. DOI: 10.1051/mateconf/201711602017.
12. Айрумян Э. Л., Румянцева И. А. Прочность и надежность бескаркасных арочных зданий из стальных холодногнутых профилей. *Монтажные и специальные работы в строительстве.* 1998. № 7-8. С. 12–14.
13. Айрумян Э. Л., Федорова Н. А. Сборно-разборное инвентарное здание из гофрированных стальных листов. *Монтажные и специальные работы в строительстве.* 1990. № 8. С. 13–15.
14. Айрумян Э. Л., Емелин Е. И., Барсков Д. П. Устойчивость оболочек из гофрированных стальных профилей. *Промышленное строительство.* 1990. № 10. С. 18–19.
15. Каспэ И. Б., Тарасов А. М., Голенкин В. В., Айрумян Э. Л., Федорова Н. А., Линник С. Д. Волна-360: быстромонтируемое многоцелевое здание. *Транспортное строительство.* 1990. № 11. С. 37–39.
16. Марцинкевич Д. В. Исследования прочности, жесткости и местной устойчивости вальцованных профилированных листов с поперечно-рифленными гранями: дисс... канд. техн. наук: 05.23.01. Екатеринбург, 1995. 194 с.
17. Популлова Г. Ю. Исследование работы длинных цилиндрических оболочек из стальных вальцованных профилированных листов: дисс.... канд. техн. наук: 05.23.01. Екатеринбург, 1999. 188 с.

---

Гребенчук Сергій Сергійович, канд. техн. наук, директор ТОВ «БУДІВЕЛЬНИК».

Резнік Петро Аркадійович, канд. техн. наук, старший викладач Харківського національного університету міського господарства ім. О. М. Бекетова. E-mail: Petro.Reznik@kname.edu.ua. Тел. +38(050)615-86-38.

Гапонова Людмила Вікторівна, канд. техн. наук, доцент Харківського національного університету міського господарства ім. О. М. Бекетова.

Коренев Роман Валерійович, аспірант Харківського національного університету міського господарства ім. О. М. Бекетова. E-mail: r.v.korr@gmail.com. Тел.: +38(098)358-99-07.

Hrebanchuk Sergiy, PhD, director LLC "STROITEL".

Reznik Petro, PhD (Tech.), Senior Lecturer, O.M. Beketov National University of Urban Economy in Kharkiv. Tel. +38(050)615-86-38. E-mail: Petro.Reznik@kname.edu.ua.

Gaponova Ludmila, PhD (Tech.), Associate Professor, O.M. Beketov National University of Urban Economy in Kharkiv.

Koreniev Roman, Postgraduate Student, O.M. Beketov National University of Urban Economy in Kharkiv. Tel. +38(098)358-99-07. E-mail: r.v.korr@gmail.com.

Статтю прийнято 20.09.2019 р.

**МЕХАНІЧНА ІНЖЕНЕРІЯ (131, 132, 133)**

---

УДК 621.81: 621.882, 621.887

**ДОСЛІДЖЕННЯ ПІДШИПНИКОВОГО ВУЗЛА ПОРШНЕВОЇ ГОЛІВКИ ШАТУНА ДИЗЕЛЯ**

Канд. фіз.-мат. наук Н. А. Аксьонова, кандидати техн. наук О. В. Оробінський, О. В. Надтока, В. М. Петухов

**INVESTIGATION OF THE BEARING UNIT FOR PISTON HEAD OF CONNECTING ROD**

PhD (Science) in Mathematical Physics N. A. Aksenova, PhD (Tech.) A. V. Orobinsky, PhD (Tech.) E. V. Nadтока, PhD (Tech.) V. M. Petukhov

DOI: <https://doi.org/10.18664/1994-7852.185.2019.180879>

---

У роботі наведені результати дослідження підшипникового вузла поршневої голівки шатуна (ПГШ) транспортних дизелів типу 6ДН 12/2х12. Підшипниковий вузол ПГШ містить дворядний безсепараторний голчастий підшипник нестандартної конструкції. Голчасті підшипники у вузлі ПГШ часто застосовуються для конструкцій високооберткових малогабаритних двотактних двигунів внутрішнього згорання. Відмови підшипника ПГШ проявляються як наслідок зношення робочих поверхонь при значних швидкостях обертання колінчастого вала та малих навантаженнях. З метою підвищення довговічності проводиться вдосконалювання технологій виробництва його деталей, підвищення якості монтажу та забезпечення тепловідводу. Наводиться конструкція, повний аналіз геометрії та матеріалів, з яких виконані основні елементи. Ознаками запропонованої конструкції є встановлення втулки в ПГШ із зазором, що забезпечує необхідну її рухливість відносно шатуна і повертання поршневого пальця в робочому стані в бобишках поршня. Експлуатаційні температури навантаженої частини поверхні доріжок кочення забезпечуються лише достатнім постачанням мастильного матеріалу. Для змащення доріжок кочення та голчастих роликів у втулці підшипника виконано чотири радіальні отвори. З метою підвищення продуктивності та зниження вартості процесу округлення гострих кромek отворів по зовнішній і внутрішній поверхні втулки цю процедуру пропонується виконувати електрохімічним методом. Порівняння втомної міцності втулок, виготовлених за серійною технологією (вручну) і із застосуванням методу електрохімічної обробки, були проведені за результатами прискорених випробувань на довговічність, проаналізовані результати. У процесі досліджень розроблена розрахункова схема навантаження втулки, для цього виготовлений спеціальний пристрій, що дозволяє провести випробування на втому. Складена математична модель і проаналізований оптимальний вибір режимів. Проведені дослідження, які дозволяють зробити практично важливі висновки про втомну міцність при згині експериментальних та серійних втулок. Встановлено, що електрохімічна технологія обробки кромek отворів не знижує втомну міцність сталі ШХ 15-Ш.

**Ключові слова:** дизель, підшипниковий вузол, поршень, шатун, втулка, втомна міцність.

*The article investigates the bearing unit of the piston head of the connecting rod (PGSh) of 6DN 12/2x12 type diesel transport. The PGSh bearing assembly contains a two-row, non-standard needle bearing of a non-standard design. Needle bearings in the PGSh assembly are often used for the designs of high-speed small-sized two-stroke internal combustion engines. Bearing failures PGS appear as a result of wear of the working surfaces at significant speeds of rotation of the crankshaft and low loads. In order to increase durability, the production technology of its parts is improved, the quality of installation is improved and the heat sink is provided. A design, a complete analysis of the geometry and materials of which the basic elements are made is given. Distinctive features of the design are the installation of the sleeve in PGSh with a gap that provides the necessary mobility relative to the connecting rod, and rotation of the piston pin in working condition in the piston bosses. The operating temperatures of the loaded part of the raceway surface are provided only by a sufficient supply of lubricant. To lubricate the raceways and needle rollers in the bearing bush there are four radial holes. To increase productivity and reduce the cost of rounding off the sharp edges of the holes along the outer and inner surface of the sleeve, it is proposed to perform this procedure using the electrochemical method. To compare the fatigue strength of the sleeves manufactured by serial technology (manually) and using the method of electro-chemical processing, their accelerated durability tests were carried out, the results were analyzed. In the process of research, a design scheme for loading the sleeve was developed. For this purpose, a special device for fatigue tests has been manufactured. A mathematical model was compiled and the optimal choice of modes was analyzed. Studies have been carried out that make it possible to draw practically important conclusions about the fatigue strength in bending of experimental and serial bushings.*

*It has been established that the electrochemical technology of processing the edges of the holes does not reduce the fatigue strength of steel ShKh15-Sh.*

**Keywords:** diesel, bearing unit, piston, connecting rod, bushing, fatigue strength.

**Вступ.** У двотактних швидкохідних транспортних дизелях 6ДН 12/2x12, форсованих по літрової потужності вище 40 кВт/л, традиційний підшипник ковзання не завжди забезпечує працездатність вузла поршневої голівки шатуна. Це обумовило розвиток конструкції ПГШ із голчастим підшипником, який поєднує в собі малі радіальні розміри зі значною динамічною вантажопідйомністю. Відмова підшипникового вузла ПГШ найчастіше призводить до обриву шатуна. Останнє неминуче спричиняє ушкодження деталей циліндро-поршневої групи і, що найголовніше, руйнування блока циліндрів, що означає непридатність двигуна до відновлення.

У зв'язку з цим зміни конструкції або технології виробництва деталей підшипника вимагають оцінки їх впливу на довговічність підшипникового вузла.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Широке застосування голчастих

підшипників у вузлі ПГШ характерно для конструкцій високооберткових малогабаритних двотактних ДВС [1,2]. В цьому разі, в умовах значних швидкостей обертання колінчастого вала (500...800 рад/с) і порівняно малих навантажень, відмови підшипника ПГШ проявляються через зношення робочих поверхонь. У цьому випадку резерви підвищення довговічності полягають в удосконалюванні технології виробництва його деталей, підвищенні якості монтажу та обробки поверхні матеріалами з покращеними механічними властивостями [3,4], а також в забезпеченні тепловідведення [5].

Разом із цим, у літературі недостатньо запропоновані приклади конструкцій ПГШ з голчастими підшипниками транспортних дизелів [6], відомості про найбільш характерні ушкодження [7], методики та результати прискорених випробувань як підшипника в цілому, так і окремих його

деталей. Нижче наведені результати прискорених випробувань на довговічність втулки голчастого підшипника ПГШ транспортного дизеля 6ДН 12/2х12.

Визначення мети та завдання дослідження. Мета роботи полягає в оцінці впливу на довговічність втулки голчастого підшипника ПГШ транспортного дизеля електрохімічної технології обробки її поверхні.

Досягнення цієї мети вимагає виконання таких завдань:

- розробка розрахункової схеми навантаження втулки та оцінки її навантаженого стану в зонах появи тріщини від втоми;

- розробка та виготовлення пристрою для випробувань на втому втулки;

- вибір режимів випробувань на втому та проведення випробувань.

**Основна частина дослідження.** Підшипниковий вузол ПГШ транспортних дизелів типу 6ДН 12/2х12 містить дворядний безсепараторний голчастий підшипник нестандартної конструкції (рис. 1).

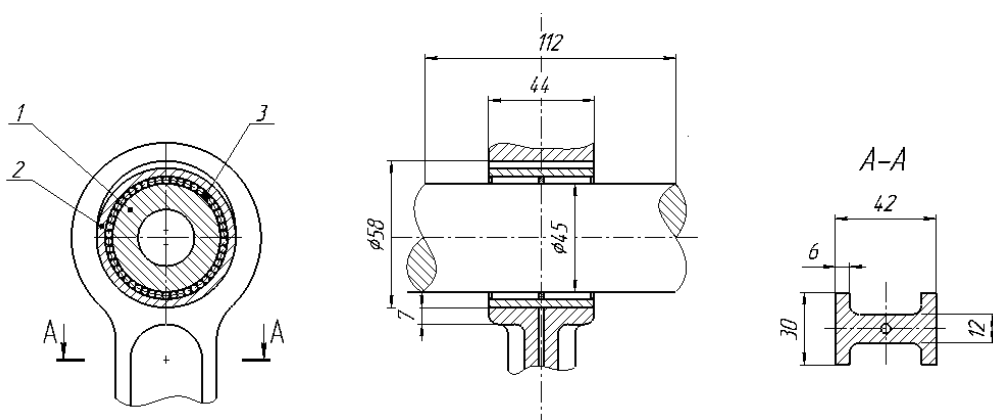


Рис. 1. Конструкція вузла ПГШ з голчастим підшипником:  
1 – поршневий палець; 2 – втулка; 3 – голчасті ролики

Зовнішня поверхня поршневого пальця, яка виготовляється зі сталі 20Х2Н4 А-Ш, використовується як внутрішні доріжки кочення і має глибину цементованого шару 1,3...1,6 мм, твердість  $HRC \geq 61$ , параметр шорсткості  $Ra < 0,16$  мкм, овальність і бочкоподібність – не більш 0,005 мм.

Голчасті ролики (3х21,8), виконані зі сталі ШХ 15-Ш, стандартні, по 50 шт. у кожному ряду.

Для доріжок кочення зовнішнього кільця або, інакше, втулки підшипника (сталь ШХ 15-Ш) забезпечується твердість  $HRC 58...62$ , шорсткість не гірше  $Ra < 0,16$  мкм, а конусність, овальність і сідлоподібність – не більш 0,005 мм. Перераховані характеристики підшипника вказують на його відповідність класу

точності I, що перевищує клас точності підшипників (зазвичай II), які застосовуються у вузлах руху кочення [1].

Ознаками запропонованої конструкції підшипника необхідно виділити такі:

- втулка встановлюється в ПГШ із зазором 0,03...0,04 мм, що забезпечує її рухливість відносно шатуна;

- поршневий палець у робочому стані повертається в бобишках поршня.

Експлуатаційні температури навантаженої частини поверхні доріжок кочення змінюються в інтервалі 140-160 °С, що забезпечується лише достатнім постачанням змащення.

Змащення підшипника здійснюється нагрітим до температури 105...115 °С мастилом. Через жиклер у шатунній шийці мастило під тиском надходить у шатунний

підшипник, а потім по каналу в стрижні шатуна до ПГШ. Для змащення доріжок кочення та голчастих роликів у втулці підшипника виконано чотири радіальні отвори діаметром 5 мм, що пов'язані з каналом у стрижні кільцевою порожниною.

За серійною технологією закруглення гострих кромek отворів по зовнішній і внутрішній поверхні втулки виконується вручну. Для підвищення продуктивності та зниження вартості виконання цієї операції закруглення кромek пропонується виконувати електрохімічним методом.

Однак у літературі недостатньо висвітлені дані про вплив електрохімічних технологій [8,9] на втомну міцність при згинальних деформаціях деталей, виготовлених зі сталі ШХ 15-Ш. Внаслідок того, що втулка встановлюється в шатун із зазором 0,03...0,04 мм, в зонах оброблених отворів деформації згину є домінуючими.

Для порівняння втомної міцності втулок [10,11], виготовлених за серійною технологією та із застосуванням методу електрохімічної обробки, були проведені їхні прискорені випробування на довговічність.

При роботі підшипника втулка передає на шатун стискальне зусилля і деформується разом із ПГШ. Внаслідок того, що кінцевою метою випробувань є прискорена оцінка технологій закруглення кромek отворів, основною вимогою при виборі схеми навантаження втулки було отримання втомної тріщини від кромки отвору при згині найбільш простим способом.

Схема навантаження втулки при випробуваннях показана на рис. 2.

Згинальний момент  $M$ , нормальна сила  $N$ , перерізуюча сила  $Q$  та колові напруження розтягу  $\sigma_\varphi$  у перетині втулки, які відповідають куту  $\varphi$ , визначаються за формулами

$$M = P \cdot r \left( 0,32 - \frac{1}{2} \sin \varphi \right) \quad (1)$$

де  $P$  – сила стискання втулки;  
 $r$  – середній діаметр втулки;  
 $\varphi$  – кут перетину втулки.

$$N = -\frac{P \cdot \sin \varphi}{2} \quad (2)$$

$$Q = -\frac{P \cdot \cos \varphi}{2} \quad (3)$$

$$\sigma_\varphi = \frac{N}{A} + \frac{M}{r \cdot A} + \frac{M \cdot y}{I} \cdot \frac{r}{r + y} \quad (4)$$

де  $A$  – площа поздовжнього перетину втулки,  $A = l \cdot h$ ;

$h$  – товщина втулки;

$l$  – довжина втулки;

$I = l \cdot h^3 / 12$  – момент інерції

$y \leq h/2$ .

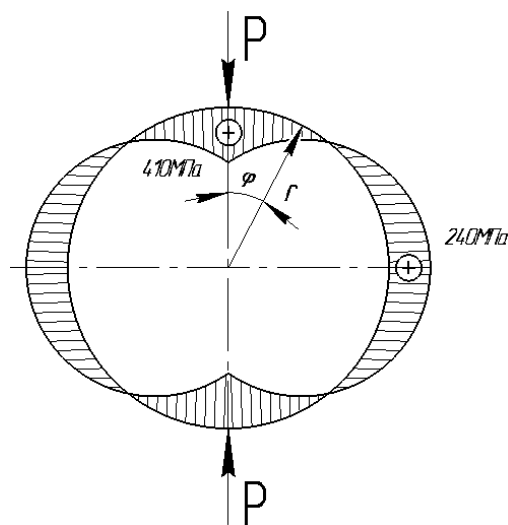


Рис. 2. Розрахункова схема навантаження втулок ПГШ при випробуваннях

Епюра  $\sigma_\varphi$ , відповідна до схеми навантаження втулок ПГШ при випробуваннях, побудована на розтягнутих волокнах (рис. 2).

Найбільші напруження розтягу  $\sigma_\varphi$  виникають під силою  $P$  на внутрішній поверхні втулки та дорівнюють 410 МПа

при  $P=4,5$  кН. Втулка виготовляється зі сталі ШХ15Ш, для якої границя втоми при симетричному згині  $\sigma_{-1}=640$  МПа.

Внаслідок того, що втулка піддається термообробці до твердості  $HRC=58\dots62$ , ефективний коефіцієнт концентрації

напружень для круглих отворів становить три одиниці. Отже, на внутрішній кромці отвору під силою  $P = 4,5$  кН рівень напружень  $\sigma_{\phi}$  перевищує  $\sigma_{-1}$  більш ніж у 2 рази.

Схема навантаження реалізована за допомогою спеціального пристрою (рис. 3).

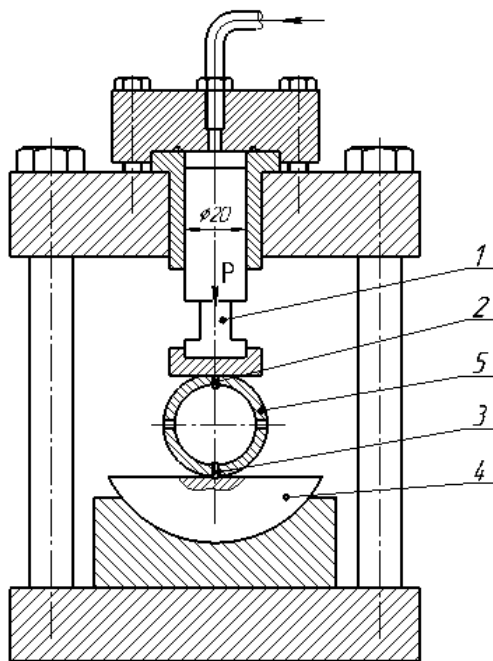


Рис. 3. Пристрій для випробувань втулки ПГШ:

1 – плунжер; 2, 3 – штифти; 4 – сферична підставка; 5 – втулка ПГШ

Втулка встановлюється так, що вісь двох із чотирьох отворів збігається з віссю плунжера 1. Центрування втулки забезпечується штифтами 2 і 3, розташованими в отворах з зазором  $0,05\dots0,07$  мм. Сферична підставка 4 виключає перекіс втулки.

Параметри циклічного навантаження  $P_{max} = 14,5$  МПа (відповідає  $P = 4,5$  кН) і  $P_{min} = 0$  підбиралися з умови руйнування серійної втулки за  $106\dots3 \cdot 106$  циклів.

Результати випробувань порівнюваних втулок наведено в таблиці.

Таблиця

Результати випробувань втулок

Технологія закруглення кромки	Довговічність, млн циклів
Серійна (ручна)	1,97; 1,42; 2,4; 0,9
Експериментальна (електрохімічний метод)	5*; 5*; 5*; 3,4

\* Втулка знята з випробувань без руйнування.

За наведеними в таблиці даними можна однотайно стверджувати, що втулка після електрохімічної обробки працює

значно краще, довше більш ніж в 2 рази. Більшість (три з чотирьох) зразків відпрацьовують без руйнувань, тобто

експериментальна технологія закруглення кромки суттєво збільшує довговічність.

Таким чином, розроблена та проаналізована модифікація втулок, виготовлених із застосуванням методу електрохімічної обробки, практично підтверджує результати проведених теоретичних розрахунків.

**Висновки.** Проведені дослідження дозволяють зробити такі практично важливі висновки:

1. Розроблена розрахункова схема навантаження втулки та оцінки її навантаженого стану в зонах появи тріщини від втоми надала 75 % безвідмовної праці. Такий результат можна вважати практично задовільним.

2. Встановлений вибір режимів випробувань на втому та проведення

експериментів має точні результати, що є зручним для наступних вимірювань.

3. Створена установка для проведення прискорених випробувань на втому втулки голчастого підшипника ПГШ транспортного дизеля є компактною, достатньо нескладною і доступною, таким чином, може бути використана для подальших досліджень.

4. При згині втомна міцність експериментальних втулок вище, ніж у серійних.

5. Електрохімічна технологія обробки кромки отворів не знижує втомну міцність сталі ШХ 15-Ш.

Таким чином, можливо рекомендувати втулки з закругленими кромками отворів електрохімічним методом у серійне виробництво.

#### Список використаних джерел

1. Блих М. В., Нехорошев С. А., Оробинский А. В., Потиченко В. А. Контактные нагрузки игольчатого подшипника верхней головки шатуна быстроходного двухтактного дизеля. *Проблемы прочности*. 1985. № 6. С. 16-20.

2. Ануриев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3 т. / под ред. И. Н. Жестковой. 8-е изд., перераб. и доп. Москва: Машиностроение, 2001. Т. 2. 912 с.

3. Аксьонова Н. А., Надтока О. В., Оробинський О. В. Механічні властивості та перспективи використання в транспортній галузі 2-бромбензофенону: *Зб. наук. праць Укр. держ. ун-ту залізнич. трансп.* Харків: УкрДУЗТ, 2016. Вип. 160 (додаток). С. 64–65.

4. Прохвятилов А. И., Стржемечный М. А., Гальцов Н. Н. и др. Параметры решетки и тепловое расширение кристаллов 2-бромбензофенона в области 90–300. *Физика низких температур*. 2016. Т. 42. № 4. С. 407–411.

5. Тимошенко С. П., Гудьер Дж. Теория упругости. Москва: Наука, 1975. 576 с.

6. Ramesh B. T., Vinayaka Koppad, Hemantha Raju T. Analysis and Optimization of Connecting Rod With Different Materials. *World Journal of Research and Review (WJRR)*. January 2017. P. 33-39.

7. Gopal G., Suresh L., Kumar D. Gopinath and Uma Maheshwara Rao Design and analysis of assembly of Piston. *Connecting rod and Crank Shaft. International Journal of Current Engineering and Technology*. Vol.6. No.1 (Feb 2016). P. 235–242.

8. Antonios P. Hadjixenis, Jan Hrbac, Mamas I. Prodromidis. Bipolar electrochemical detection of reducing compounds based on visual observation of a metal electrodeposited track at the onset driving voltage. *Sensors and Actuators B: Chemical*, 1 September 2018. Volume 268. P. 529-534.

9. Naohiro Terasawa, Ichiroh Takeuchi. Electrochemical and electromechanical properties of high-performance polymer actuators containing vapor grown carbon nanofiber and metal oxide. *Sensors and Actuators B: Chemical*. January 2013. Vol. 176. P. 1065-1073.

10. Оробінський О. В., Аксьонова Н. А., Надтока О. В. Прискорені випробування сепараторів підшипників кочення. *Зб. наук. праць Укр. держ. ун-ту залізнич. трансп.* Харків: УкрДУЗТ, 2017. Вип. 169 (додаток). С. 130–131.

11. Гребень В. М., Шульгін А. А. Дослідження впливу напружено-деформованого стану підшипника двигуна на його довговічність. *Міцність матеріалів і деталей*. Київ, 2015. №1. С. 67–72.

---

Аксьонова Наталія Анатоліївна, канд. фіз.-мат. наук, доцент кафедри механіки і проектування машин Українського державного університету залізничного транспорту. Тел: (057) 730-10-52. E-mail: naavoneska@gmail.com.

Оробінський Олександр Васильович, канд. техн. наук, доцент кафедри механіки і проектування машин Українського державного університету залізничного транспорту. Тел: (057) 730-10-52. E-mail: naavoneska@gmail.com.

Надтока Олена Володимирівна, канд. техн. наук, доцент кафедри механіки і проектування машин Українського державного університету залізничного транспорту. Тел: (057) 730-10-52. E-mail: enadtoka@gmail.com.

Петухов Вадим Михайлович, канд. техн. наук, доцент кафедри механіки і проектування машин Українського державного університету залізничного транспорту. Тел.: (057) 730-10-35. E-mail: hiitwagen@gmail.com.

Aksenova Natalya Anatolyevna, PhD (Science) in Mathematical Physics, Associate Professor, Department of Mechanics and Design Machine, Ukrainian State University of Railway Transport. Tel: (057) 730-10-52.

E-mail: naavoneska@gmail.com.

Orobinsky Alexandr Vasilyevich, PhD (Tech.), Associate Professor, Department of Mechanics and Design Machine, Ukrainian State University of Railway Transport. Tel.: (057) 730-10-52. E-mail: naavoneska@gmail.com.

Nadtoka Elena Vladimirovna, PhD (Tech.), Associate Professor, Department of Mechanics and Design Machine, Ukrainian State University of Railway Transport. Tel.: (057) 730-10-52. E-mail: enadtoka@gmail.com.

Petukhov Vadim Mykhaylovych, PhD (Tech.), Associate Professor, Department of Mechanics and Design Machine, Ukrainian State University of Railway Transport. Tel.: (057) 730-10-35. E-mail: hiitwagen@gmail.com.

Статтю прийнято 11.06.2019 р.

УДК 629.44:669.056.9

## ПІДВИЩЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПОКАЗНИКІВ ФРИКЦІЙНИХ КЛИНІВ ШЛЯХОМ ФОРМУВАННЯ ПОКРИТТІВ ЗІ СПЕЦІАЛЬНИМИ ВЛАСТИВОСТЯМИ

Доктори техн. наук Л. А. Тимофєєва, О.В. Устенко, асп. О. І. Цап, асист. Л. В. Волошина

## INCREASE EXPLOITATIVE INDICATORS OF FRICTION WEDGES BY FORMING COATINGS WITH SPECIAL FEATURES

D. Sc. (Tech.) L. Timofeeva, D. Sc. (Tech.) O. Ustenko, postgraduate stud. O. Thap, assist. lecturer L. Voloshyna

---

DOI: <https://doi.org/10.18664/1994-7852.185.2019.181013>

---

*Статтю присвячено розробці інноваційних покриттів для підвищення зносостійкості фрикційних клинів гасників колівань візків вантажних вагонів. Підвищення міжремонтного пробігу вантажних візків забезпечить значні скорочення витрат на експлуатацію візка і вагона в цілому за життєвий цикл. Для досягнення цієї мети необхідно знизити знос у вузлах тертя візка шляхом вибору оптимального поєднання матеріалів для виготовлення деталей гасника колівань, а саме фрикційного клина, а також застосування технології відновлення з*



утворенням зносостійких мікроструктур покриття, яке забезпечить необхідний коефіцієнт тертя в умовах тривалої експлуатації.

**Ключові слова:** антифрикційні матеріали, фрикційний клин, захисні покриття, мікроструктура чавуну, знос.

*The article is devoted to the development of innovative coatings, to increase the wear resistance of friction wedges of the dummies of the vibration of the trucks carriages. Increasing the inter-repair mileage of trucks will provide significant reduction of the cost of operation of the trolley and the car as a whole for the life cycle. In order to achieve this, it is necessary to reduce wear in the friction nodes of the trolley by choosing the optimal combination of materials for the manufacture of parts of the fader of oscillations, namely the friction wedge, as well as the application of a recovery technology with the formation of wear-resistant microstructures of the coating, which will provide the necessary friction coefficient in the conditions of long-term operation.*

*In this work, metallographic, laboratory studies were conducted on the wear of coatings, which are applied from aqueous solutions of salts to iron-and-carbon alloys operating under friction conditions; the dependencies between technological parameters of the process and the operational properties of the formed coating are established.*

*The material with optimal properties in terms of the working conditions of the friction wedges was selected and proposed. The technology of avoiding the formation of a bleached layer at restoration of the sizes of friction wedges by means of surfacing or spraying is offered. It is proposed to use an oxydated solution in aqueous copper salts solution to form a protective coating before restoration of the size by surfacing. The dependences between the parameters of drawing and wear indexes were revealed and on the basis of the conducted researches the optimum parameters of formation of coverings were determined.*

*The proposed improvement of the technology of restoration of friction wedges will provide reduction of wear in the friction knots of the vibration of truck carriages in 1,5-2 times, which will lead to an increase in inter-repair runs while maintaining the technical parameters of the trolley and will provide significant reduction of the cost of operation of the trolley and the car as a whole for all life cycle.*

**Keywords:** *antifricition materials, friction wedge, protective coatings, microstructure cast iron, wearing out.*

**Вступ.** Підвищення вантажопідйомності вагонів є основним напрямком збільшення обсягу перевезень. З підвищенням маси вагонів і швидкості руху поїздів зростають динамічні сили, що діють на вагон і залізничну колію. Збільшення динамічних сил викликає інтенсивний знос і пошкодження деталей і вузлів візка, що призводить до збільшення сил взаємодії між колесом і рейкою, до зниження стійкості колеса на рейці, плавності ходу вагона та збереження в ньому вантажів. Крім того, збільшення впливу вагонів на колію призводить до розладу шляху і

підвищених витрат на його поточне утримання [1].

Основним вузлом вантажного вагона, призначеним для зниження коливань кузова вагона і рівня динамічних сил в вертикальній і горизонтальній площинах, є ресорне підвішування з клиновими фрикційними гасниками коливань. Працездатність деталей, що входять в цей вузол, є також основою при визначенні міжремонтного пробігу візка вантажного вагона. Зважаючи на це підвищення пробігу вантажних вагонів до 500 тис. км за критерієм зносостійкості деталей

фрикційного вузла є актуальним науково-технічним завданням.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Підвищенням ресурсу деталей гасників коливань займалися автори робіт [1-4]. Були запропоновані конструктивні зміни вузла, підбиралися для виготовлення деталей різні матеріали, змінювалася технологія поверхневої обробки. Проте запропоновані рішення не враховували негативних впливів на мікроструктуру фрикційних клинів при їх виготовленні та відновленні.

**Визначення мети та завдання дослідження.** Метою дослідження є підвищення зносостійкості відновлених фрикційних клинових гасників коливань візків вантажних вагонів за рахунок інноваційних технологій.

Для досягнення поставленої мети був досліджений вплив параметрів запропонованої технології нанесення покриттів на знос фрикційних клинів. Також необхідно встановити залежність між параметрами нанесення покриттів та показниками зносу і на основі проведених досліджень визначити оптимальні параметри формування покриттів з метою застосування запропонованого удосконалення технології для відновлення фрикційних клинів, що приведе до підвищення пробігу візків вантажних вагонів.

**Основна частина дослідження.** Аналіз відомих результатів досліджень [2-4], в яких вивчалися зносостійкість та механізм зносу матеріалів для виготовлення фрикційних клинів з різних марок сталі, сірого і високоміцного чавуну в нетермообробленому (литому) і загартованому стані, виявив та пояснив переваги фрикційних клинів з сірого чавуну в порівнянні зі сталевими в литому стані.

Чавун відноситься до групи антифрикційних матеріалів, які широко застосовують у машинах і конструкціях, що працюють на знос при відсутності змащення. Роль змащення при використанні чавунів відіграють включення графіту, які в залежності від кількості, форми, дисперсності і розподілу в матриці в значній мірі визначають працездатність виробів.

У сірому чавуні, який найбільш широко використовується в машинобудуванні, унікально поєднуються хороші антифрикційні властивості, висока зносостійкість, мала схильність до концентрації напружень. Сірий чавун має високу демпфуючу здатність і ефективно гасить вібрації.

У США і Канаді [5] для виготовлення фрикційних клинів вузла гасника коливань застосовують термозміцнений ковкий чавун, варіанти хімічного складу якого двох фірм-виробників наведені в табл. 1.

Таблиця 1

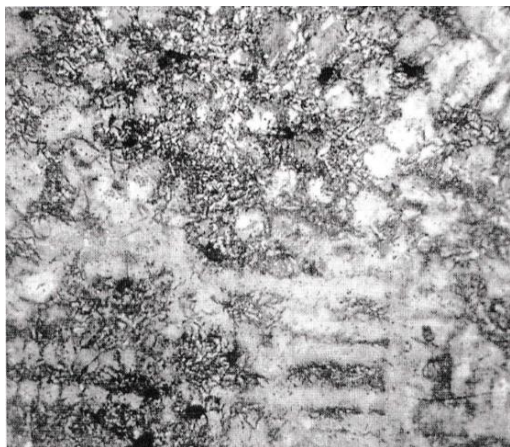
Хімічний склад ковкого чавуну для виготовлення фрикційних клинів гасників коливань

№ п/п	Країна, фірма-виробник клинів	Хімічні елементи, %								Твердість, НВ
		C	Mn	Si	P	S	Ni	Cr	Mo	
1	США, А.Стаки	2,26	0,55	3,94	0,02	0,03	0,04	0,04	0,02	363..477
2	США (фірма невідома)	3,13	0,72	1,44	0,03	0,04	0,02	0,04	0,79	302..401

Проведені випробування зразків фірми 1 (табл. 1) виявили досить великий вміст кремнію в чавуні і дуже високу твердість після термічної обробки, яка становить НВ363...477. Зразки фірми 2

(табл. 1), яка застосовує для виготовлення чавунних клинів ковкий чавун, містять близько 0,8 % молібдену. Твердість клинів цієї фірми знаходиться в межах НВ 302...401.

Дослідження мікроструктури показало, що біля поверхні клинів на глибині до 7,5 мм виявляється шар характерних дендритів фериту і ділянок графітної евтектики, кожен з яких є одним пророслим, сильно розгалуженим виділенням, що виникли з одного центру і сильно зменшує живий перетин металевої основи (рис. 1). Це різко знижує зносостійкість відливків. У центральній зоні вертикальної і похилої поверхонь мікроструктура являє собою перліт з включеннями графіту, що є типовою структурою сірого перлітного чавуну [2].



(×100)

Рис. 1. Мікроструктура чавуну біля поверхні фрикційних клинів (дендрити фериту і графіту)

Для виправлення дендритної структури, яка розташована біля поверхні

деталей, потрібне проведення термічної обробки фрикційних клинів, а саме нормалізація.

Маючи високу твердість, досліджувані ковкі чавуни, які працюють в умовах сухого тертя, мають низьку зносостійкість. Тому для деталей, що працюють в таких умовах, необхідно знизити твердість матеріалу фрикційних клинів. Для цього потрібно зменшити вміст кремнію та молібдену у чавуні. Це здійснюється модифікуванням та контролюванням температури заливання сплаву. Виплавка ковкого чавуну для відливання фрикційних клинів проводиться в вагранці продуктивністю 10 т/год. У процесі плавки контролюється температура рідкого металу на жолобі вагранки і при заливці форм. Температура повинна відповідати 1300-1320 °С і вимірюватися щогодини. Схильність чавуну до відбілу визначається за величиною відбілу клинкової проби, яка береться щогодини з ковшів перед заливкою форм. Також контролюється хімічний склад чавуну та його мікроструктура.

Комплекс наведених вище заходів дозволяє одержувати чавун, який має хімічний склад та механічні властивості, що наведені в табл. 2.

Дослідження мікроструктури чавунних клинів виявило, що металева основа має перлітну структуру (Пт1) з відстанню між пластинками близько 1,4 мкм (ПД1,4), поблизу поверхні ферито-перлітна структура з вмістом фериту від 10 до 30 %.

Таблиця 2

Хімічний склад та механічні властивості чавунних фрикційних клинів

№ п/п	Завод-виробник	Масова частка хімічних елементів, %								Тимчасовий опір $\sigma_b$ , МПа (кгс/мм <sup>2</sup> )	Твердість НВ
		C	Si	Mn	P	S	Cr	Ni	Cu		
1	Куп'янський ливарний завод	3,55	2,22	0,98	0,07	0,11	0,25	0,10	0,20	17,5	165-180

На частку графіту припадає близько 10 %. Форма графіту в основному пластинчата прямолінійна (Пгф1), місцями – пластинчата завихрена (ПГФ2). Розподіл графіту нерівномірний (рис. 2).



(×500)

Рис. 2. Мікроструктура фрикційних клинів, виготовлених із чавуну марки СЧ-35

Незважаючи на структуру чавуну марки СЧ35, який на теперішній час використовується для виготовлення деталей вантажних вагонів рухомого складу, а саме для виготовлення фрикційних клинів, вони часто виходять з ладу через знос в похилій і вертикальній площині. Зношені деталі не відновлюються, їх необхідно замінити новими. Відновлення геометричних розмірів зношених деталей має певні труднощі відновлення геометричних розмірів відомими способами [1, 2, 3] тому, що під час наплавлювання або напилювання утворюється безвуглецевий шар на поверхні чавунних виробів, який змінює структуру металевої основи. Щоб запобігти утворенню безвуглецевого шару, було запропоновано захистити поверхню нанесенням покриттів перед відновленням геометричних розмірів зношених деталей.

Способів нанесення покриттів на поверхні чавунних деталей безліч [6,7], та кожен з них має певні переваги та недоліки. Недоліком є те, що в технологіях хіміко-термічної обробки, які використовуються для нанесення покриття, не формується

перехідний шар – металева основа покриття.

Тому розроблено спосіб відновлення чавунних деталей, сутність якого полягає у формуванні захисного покриття на поверхні чавунних деталей перед відновленням їх геометричних розмірів для захисту від зневуглецювання при наступній обробці. Для проведення трибологічних досліджень на зразки СЧ35 наносили покриття із водного розчину солей міді, застосовуючи при цьому технологію окислення [8-9].

Для вибору оптимальних технологічних параметрів [10-13] нанесення захисного покриття дослідження проводили на зразках, виготовлених із реальних фрикційних клинів, з метою дослідження впливу технологічних параметрів на зносостійкість покриття.

Визначення залежності зносу покриття від температури формування покриттів проводили в інтервалі температур від 100-700 °С та фіксували знос зразків. Залежність зносу покриття від концентрації солей міді у розчині досліджувалась в інтервалі від 5-60 % (рис. 3). Залежність зносу від часу витримки досліджували в інтервалі від 1 до 20 хвилин.

Товщина утвореного в результаті обробки деталей покриття становитиме 20 мкм. Для проведення металографічних досліджень на зразки, які були виготовлені із зношених фрикційних клинів (СЧ35) візків вантажних вагонів, наносили покриття із водного розчину солей міді. Мікроструктура чавуну з покриттям наведена на рис. 4.

Як показали проведені дослідження, мінімальний знос оброблюваних деталей, а саме фрикційних клинів, буде тоді, коли покриття формується при наступних технологічних параметрах обробки: температура нанесення покриття  $450 \pm 20$  °С, концентрація солі у розчині 45 %, час витримки 6-8 хвилин.

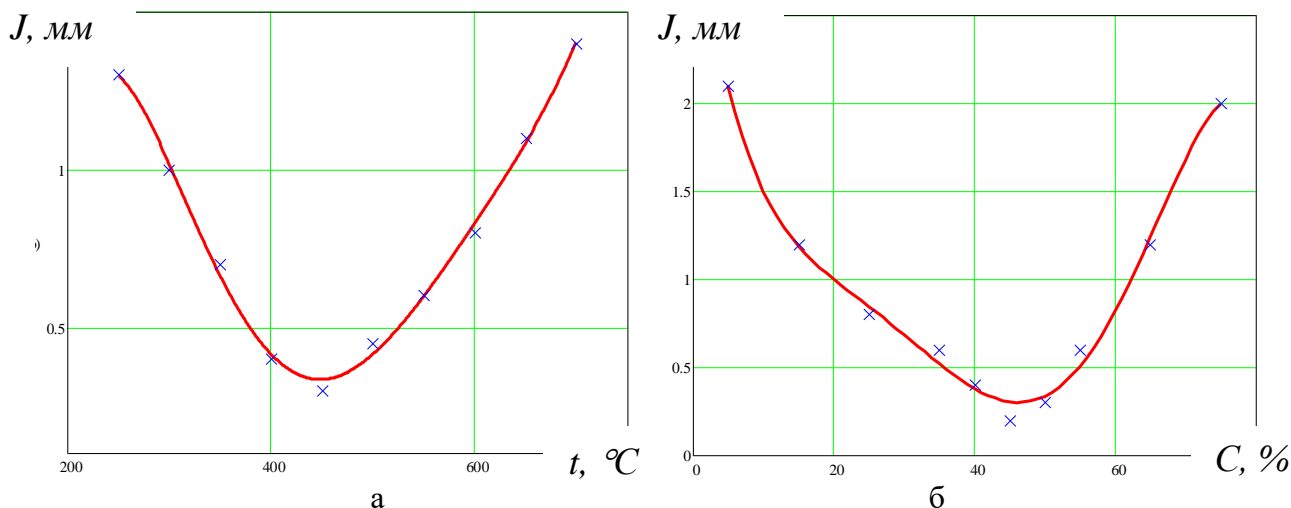


Рис. 3. Залежність зносу  $J$  від температури розчину  $t$  (а) та залежність зносу  $J$  від концентрації розчину  $C$  (б)



(×400)

Рис. 4. Мікроструктура чавуну з покриттям

**Висновки.** На основі даних, отриманих із науково-інформаційних джерел та експериментальних досліджень запропоновано новий склад та технологію відновлення геометричні розміри та структурно-фазового складу чавунних фрикційних клинів. Запропоновано технологію формування покриттів, які захищають основний метал від відбілення, що дає змогу в подальшому відновлювати геометричних розмірів фрикційних клинів за допомогою наплавлення або напилювання. Пропонується застосовувати окислення в водному розчині солей міді з метою утворення захисного покриття перед відновленням геометричних розмірів

наплавленням. Встановлені залежності між параметрами нанесення та показниками зносу і на основі проведених досліджень визначено оптимальні параметри формування покриттів, а саме температура нанесення покриття  $450 \pm 20$  °C, концентрація солі у розчині 45 %, час витримки 6-8 хвилин. Встановлені залежності впливу параметрів технологічного процесу на знос відновлених фрикційних клинів. Запропоноване удосконалення технології відновлення чавунних фрикційних клинів за рахунок нанесення покриттів з подальшим відновленням їх геометричних розмірів забезпечує підвищення зносостійкості відновлених чавунних

деталей гасника коливань візків вантажних вагонів. Нова комплексна технологія відновлення чавунних фрикційних клинів, запропонована в статті, як показали лабораторні та експериментальні дослідження,

забезпечує підвищення міжремонтних пробігів при збереженні технічних параметрів візка та забезпечить значні скорочення витрат на експлуатацію візка і вагона в цілому за весь життєвий цикл.

### Список використаних джерел

1. Великанов А. В., Пашарин С. И., Борщ Б. В., Юрьева Е. И. Перспективная пара трения фрикционного клинового гасителя колебаний тележек грузовых вагонов. *Вестник ВНИИЖТ*. Москва: Науч.-исслед. институт ж.-д. транспорта, 2010. №3. С. 35–39.
2. Великанов А.В., Борщ Б.В. Клин из серого чугуна для фрикционного гасителя колебаний грузовых вагонов. Вопросы развития железнодорожного транспорта в условиях рыночной экономики. *Сб. науч. трудов ОАО «ВНИИЖТ»* / под ред. Ю. М. Черкашина, Г. В. Гогричиани. Москва: Интекст, 2007. С. 166–175.
3. Сухов А. В., Борщ Б. В., Габец А. В. Оценка фрикционных свойств в парах трения клинового гасителя колебаний тележки грузового вагона. *Вестник ВНИИЖТ*. 2015. № 2. С. 32–37.
4. Габец А. В., Лёвкин И. В., Сапетов М. В., Семёнов А.В. Оценка износа фрикционного клина узла гашения колебаний тележки грузового вагона. *Ползуновский вестник*. 2015. № 4. Т.1. С. 16–18.
5. Великанов А. В., Пашарин С. И., Дудкина Т. П. Чугунные фрикционные клинья тележки грузового вагона. *Вестник ВНИИЖТ*. 1999. № 1. С. 25–31.
6. Тимофеева Л. А., Проскурина Л. В., Остапчук В. Н., Тимофеев С. С. Управление условиями антифрикционности узлов трения. *Тяжелое машиностроение*. 2002. №3. С.27–28. (Индексується у SCOPUS)
7. Aharon Inspektor, Paul A. Salvador. Architecture of PVD coatings for metalcutting applications: A review. *Surface and Coatings Technology*. Vol. 257. 2014. P. 138–153. URL: <https://doi.org/10.1016/j.surfcoat.2014.08.068>.
8. Тимофеев С. С., Волошина Л. В., Воскобойников Д. Г. Формування покриттів багатофункціонального призначення. Современные вопросы производства и ремонта в промышленности и на транспорте: материалы 19-го Международного научно-технического семинара (18–22 февраля 2019 г., г. Кошице, Slovak Republic). Киев: АТМ України, 2019. С. 208–210.
9. Timofeeva L. A., Timofeev S. S., Dyomin A. Y., Fedchenko I. I., Voskoboynikov D. G. Surface Modification of Machine Parts Made of Iron–Carbon Alloys Operating under Conditions of Friction and Wear. *Journal of Friction and Wear*. 2018. Volume 39. Issue 3. P. 227–231. URL: <https://link.springer.com/article/10.3103/S1068366618030121>.
10. Комарова Г. Л., Волошина Л. В. Вплив параметрів обробки на якість формування захисних покриттів: матеріали 19-ї Міжнародної науково-технічної конференції "Інженерія поверхні і реновація виробів" (20-24 травня 2019р., м. Свалява, Закарпатська обл.). Київ: АТМ України, 2019. С. 75–77.
11. Ananth S., Udaya J. Prakash, Moorthy T. V., Hariharan P. Optimization of Wear Parameters for Grey Cast Iron under Different Conditions using Grey Relational Analysis. *Materials Today: Proceedings*. Vol. 5. Issue 2. Part 2. 2018. P. 7346–7354. URL: <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2017.11.404>.

12. Hang Zhao, Jianjun Li, Zhizhen Zheng, Aihua Wang, Yafeng Miao The microstructures and tribological properties of composite coatings formed via PTA surface alloying of copper on nodular cast iron. *Surface and Coatings Technology*. Vol. 286. 2016. P. 303–312. URL: <https://doi.org/10.1016/j.surfcoat.2015.12.037>.

13. Тимофеева Л. А., Волошина Л. В., Гордієнко П. М. Аналіз технологічних параметрів процесу нанесення зносостійкого покриття. *Зб. наук. праць Укр. держ. ун-ту залізнич. трансп.* Харків: УкрДУЗТ, 2017. Вип. 170. С. 13–19.

---

Тимофеева Лариса Андріївна, д-р техн. наук, професор, завідувач кафедри якості, стандартизації, сертифікації та технології виготовлення матеріалів Українського державного університету залізничного транспорту. Тел. (057) 730-10-49. E-mail: [mtv@kart.edu.ua](mailto:mtv@kart.edu.ua).

Устенко Олександр Вікторович, д-р техн. наук, професор, декан механіко-енергетичного факультету Українського державного університету залізничного транспорту. Тел. (057) 730-10-09. E-mail: [mex@kart.edu.ua](mailto:mex@kart.edu.ua).

Цап Олександр Іванович, аспірант кафедри якості, стандартизації, сертифікації та технології виготовлення матеріалів Українського державного університету залізничного транспорту. Тел. (057) 730-10-50. E-mail: [thap@kart.edu.ua](mailto:thap@kart.edu.ua).

Волошина Людмила Володимирівна, асистент кафедри якості, стандартизації, сертифікації та технології виготовлення матеріалів Українського державного університету залізничного транспорту. Тел. (057) 730-10-50. E-mail: [vol@kart.edu.ua](mailto:vol@kart.edu.ua).

Timofeeva Larisa Andriivna, D. Sc. (Tech.), Professor, Head of Department, Department of Quality, Standardization, Certificate and Technology of Production Materials, Ukrainian State University of Railway Transport.

Tel.: (057) 730-10-49. E-mail: [mtv@kart.edu.ua](mailto:mtv@kart.edu.ua).

Ustenko Olexandr Viktorovych, D. Sc. (Tech.), Professor, Head of Faculty of Mechanics and Energy, Ukrainian State University of Railway Transport. Tel.: (057) 730-10-09. E-mail: [mex@kart.edu.ua](mailto:mex@kart.edu.ua).

Thap Olexandr Ivanovych, Postgraduate Student, Department of Quality, Standardization, Certificate and Technology of Production Materials, Ukrainian State University of Railway Transport. Tel.: (057) 730-10-50.

E-mail: [thap@kart.edu.ua](mailto:thap@kart.edu.ua).

Voloshyna Liudmyla Volodymyrivna, Assistant Lecturer, Department of Quality, Standardization, Certificate and Technology of Production Materials, Ukrainian State University of Railway Transport. Tel: (057) 730-10-50.

E-mail: [vol@kart.edu.ua](mailto:vol@kart.edu.ua).

Статтю прийнято 21.06.2019 р.





**ЗБІРНИК НАУКОВИХ ПРАЦЬ УКРАЇНСЬКОГО  
ДЕРЖАВНОГО УНІВЕРСИТЕТУ ЗАЛІЗНИЧНОГО  
ТРАНСПОРТУ**

**COLLECTION OF SCIENTIFIC WORKS OF THE  
UKRAINIAN STATE UNIVERSITY OF RAILWAY  
TRANSPORT**

*Випуск 185*

«Збірник наукових праць УкрДУЗТ» включено до списку друкованих (електронних) періодичних видань, що включаються до Переліку наукових фахових видань України, в яких можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття наукових ступенів доктора і кандидата наук (Наказ МОН України від 21.12.2015 р. № 1328 (додаток 8)).

Статті друкуються в авторській редакції мовою оригіналу.  
Всі статті пройшли подвійне сліпе наукове рецензування.

Відповідальний за випуск Новікова М. А.

Редактор Решетилова В. В.

---

КВ № 21515 - 11415ПР від 27.07.2015 р. Підписано до друку 25.06.2019 р.  
Формат паперу А4. Папір писальний.  
Умовн. друк. арк. 8,0. Тираж 64. Замовлення № .

Видавець Український державний університет залізничного транспорту,  
61050, Харків-50, майдан Фейєрбаха,7.  
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 6100 від 21.03.2018р.