

**Валентин Могіла<sup>1</sup>, Максим Ковтанець<sup>2\*</sup>, Марина Морнева<sup>3</sup>**

<sup>1</sup> Професор, Кафедра залізничного, автомобільного транспорту та підйомно-транспортних машин, Східноукраїнський національний університет ім. В. Даля, просп. Центральний, 59а, м. Северодонецьк, 93400, Україна. ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-7101-515X>

<sup>2</sup> Доцент, Кафедра залізничного, автомобільного транспорту та підйомно-транспортних машин, Східноукраїнський національний університет ім. В. Даля, просп. Центральний, 59а, м. Северодонецьк, 93400, Україна. ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-6804-7214>

<sup>3</sup> Доцент, Кафедра електричної інженерії, Східноукраїнський національний університет ім. В. Даля, просп. Центральний, 59а, м. Северодонецьк, 93400, Україна. ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2447-1339>

\* Автор, відповідальний за листування: [kovtanetsm@gmail.com](mailto:kovtanetsm@gmail.com)

## ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛООБМІНУ ПРИ ОХОЛОДЖЕННІ ВОДИ ТА КОНДЕНСАЦІЇ ПАРИ В ТЕПЛОВИЗНИХ РАДІАТОРНИХ СЕКЦІЯХ

*Кафедрою залізничного, автомобільного транспорту та підйомно-транспортних машин СХУ ім. В. Даля розроблена енергозберігаюча система охолодження дизеля тепловоза з використанням фазових переходів теплоносія. Пропонована система охолодження дозволяє підтримувати постійні оптимальні температури об'єктів охолодження в умовах температур навколишнього середовища  $\pm 40$  °С і при будь-якому режимі роботи дизеля.*

*Для теплового розрахунку радіаторної секції, що працює в режимі конденсатора пари, розроблена математична модель процесу тепловіддачі від пара до стінок плоскої трубки при конденсації, що враховує геометричні особливості перетину трубки. Адекватність зазначеної математичної моделі перевірена шляхом порівняння результатів моделювання з отриманими експериментальними даними. В ході проведення випробувань вимірювалися температура води на виході, температури повітря на вході і виході, і тиску повітря перед і за радіатором. Маючи значення температури стінки, температури пари і конденсату, знаючи значення витрат пари і експериментальний коефіцієнт тепловіддачі, стає можливою перевірка адекватності математичної моделі шляхом порівняння результатів моделювання з отриманими експериментальними даними.*

*Представлені схеми стендового обладнання, методика випробувань, планування експерименту і основні розрахункові залежності, необхідні для випробувань серійних радіаторних секцій тепловоза в стандартному режимі роботи і в режимі конденсаторів пари.*

**Ключові слова:** експеримент, стендове обладнання, радіаторна секція, коефіцієнт теплопередачі, коефіцієнт тепловіддачі.

**Вступ.** В умовах паливно-енергетичної кризи, що розвивається у світі, особлива увага на залізничному транспорті приділяється економічності дизеля та його систем. Багаторічний досвід суднобудівних заводів довів перевагу використання фазових переходів теплоносія в системі охолодження (СО) силової установки [1, 2]. Використання випаровування і конденсації охолоджуючої рідини у всіх контурах дозволяє скоротити витрату потужності на циркуляцію теплоносія і перетворювати частину теплової енергії пара в роботу в парових турбінах, що підвищує загальний коефіцієнт корисної дії (ККД) суднового двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ) на 5...10% [3] (відзначимо, що ККД дизеля тепловоза становить всього  $\approx 40\%$  [4]).

Раніше рівень техніки не дозволяв створювати подібні СО малих габаритів, проте сучасні технології вирішили цю проблему, і провідні світові виробники зацікавилися даним напрямком. Наприклад, компанія BMW створила легковий автомобіль, який має додаткову парову турбіну, яка використовує фазові переходи теплоносія [5].

**Аналіз останніх досліджень, постановка проблеми, мета і завдання дослідження.** Кафедрою залізничного, автомобільного транспорту та підйомно-транспортних машин СНУ ім. В. Даля розроблена енергозберігаюча СО дизеля тепловоза з використанням фазових переходів теплоносія [6, 7]. Пропонована система охолодження дозволяє підтримувати постійні оптимальні температури об'єктів охолодження (масла дизеля 70...86 °С, надувочного повітря 60...75 °С, води в сорочці дизеля 80...105 °С [8]) в умовах температур навколишнього середовища  $\pm 40$  °С і при будь-якому режимі роботи дизеля. Застосування процесів фазових переходів дозволяє знизити середньорічні витрати потужності на циркуляцію теплоносія на 37% при стандартних параметрах вентиляторів, підвищити максимальну теплорозсіюючу здатність радіаторних секцій, дає можливість здійснювати накопичення теплоти для короточасного простою тепловоза з вимкненим дизелем у холодний період року з можливістю подальшого пуску дизеля без попереднього прогріву (мінімум: 1 година при -30 °С і 3 години при 0 °С), що призведе до значного зниження середньої експлуатаційної витрати палива тепловозом [9, 10, 11].

Для теплового розрахунку радіаторної секції, що працює в режимі конденсатора пари, була розроблена математична модель процесу тепловіддачі від пара до стінок плоскої трубки при конденсації, що враховує геометричні особливості перетину трубки [12, 13, 14]. Адекватність зазначеної математичної моделі буде перевірена експериментальними дослідженнями натурального зразка радіаторної секції тепловоза.

Мета дослідження полягає у отриманні теплоенергетичних показників конденсації пари в трубках тепловозних радіаторних секцій та підтвердити адекватність математичного моделювання робочих процесів у проектній системі охолодження з урахуванням фазових переходів теплоносіїв. Завдання дослідження – сформулювати рекомендації щодо створення нових економічних систем охолодження новостворених зразків рухомого складу.

**Матеріали та методи дослідження.** Для проведення експериментів була взята серійна радіаторна секція ВС-0,5, яка має шахове розташування трубок і геометричні параметри, подані в табл. 1.

*Таблиця 1. Параметри радіаторної секції типу СВ-0,5*

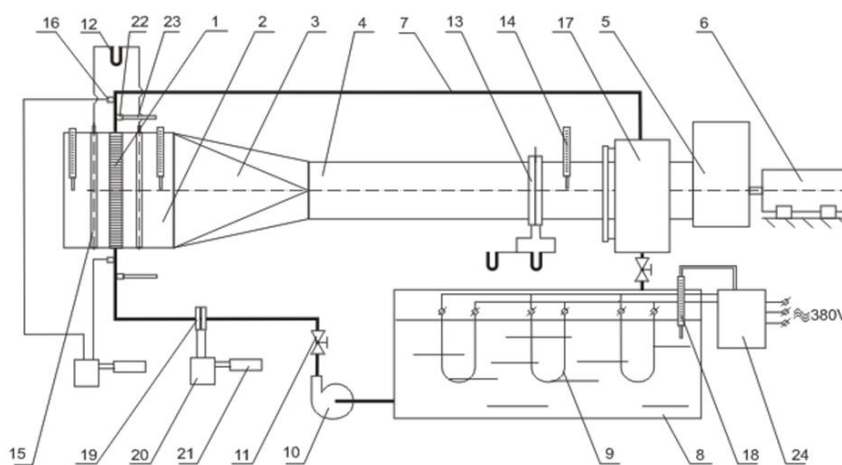
Поверхня теплообміну, мм: висота..... ширина..... глибина.....	535 152,5 187	Крок розташування трубок, мм: по фронту..... по глибині.....	16 22	Пластини оребренья: крок, мм..... товщина, мм.... кількість.....	2,3 0,1 232x2
Розмір трубок, мм	19,5x2,2	Число рядів трубок по глибині	8	Маса секції, кг	24,55
Товщина стінки трубок, мм	0,55	Кількість трубок	68	Установча висота, м	0,686
Живе перетин для проходу, м <sup>2</sup> : повітря . води .....	0,0662 0,00132	Поверхня теплообміну, що омивається повітрям, м <sup>2</sup>	13,1	Поверхня теплообміну, що омивається рідиною, м <sup>2</sup>	1,35

Для підвищення точності результатів досліджень були проведені теплотехнічні випробування обраної водо-повітряної секції ВС-0,5, при стандартних для рухомого складу умовах, на універсальному теплотехнічному стенді, схема якого представлена на рис. 1. Це дозволило отримати початкові теплотехнічні характеристики радіаторної секції для подальшого їх порівняння з отриманими характеристиками при фазових переходах теплоносія.

Методика проведення випробувань узгоджується зі стандартними методиками, застосовуваними для визначення теплотехнічних параметрів водо-повітряних секцій на рухомому складі. У ході випробувань підтримувалися постійна температура води на вході ( $\approx 83^\circ\text{C}$ ) і постійна об'ємна витрата води, відповідна витраті води на тепловозі:

$$V_{\text{ед}} = \frac{80 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}}{n_c}; \quad (1)$$

де  $V_{\text{ед}}$  – необхідна об'ємна витрата води в секції,  $\text{м}^3/\text{год}$ ;  
 $n_c$  – кількість секцій (підключених паралельно), необхідних для розсіювання теплоти гарячого контуру.



**Рис. 1. Схема експериментального стенду для теплотехнічних випробувань радіаторів:**

- 1 - радіатор; 2 - патрубок; 3 - перехідник; 4 - трубопровід повітря; 5 - відцентровий вентилятор; 6 - електродвигун; 7 - трубопровід водний; 8 - бак нагрівальний; 9 - ТЕН;
- 10 - водяний насос; 11 - вентиль; 12 - мікроманометр; 13 - сегментна діафрагма;
- 14, 23 - термометр; 15 - трубка повного тиску; 16, 22 - бонка; 17 - мірний бак;
- 18 - термометр; 19 - діафрагма; 20 - дифманометр; 21 - комбінований прилад; 24 - пульт управління

У ході проведення випробувань вимірювалися температура води на виході, температури повітря на вході і виході, і тиск повітря перед і за радіатором. В процесі випробувань варіювалися масова витрата повітря, що дорівнює 2,4, 3,2 і 4,6  $\text{кг} / \text{год}$ , що відповідає масовій швидкості повітря, що проходить через радіатор 6, 10, 14  $\text{кг} / (\text{м}^2\text{с})$ ; а також варіювалася робоча поверхня теплообміну (тобто робоча довжина трубок). Згідно зі свідченнями манометрів було визначено гідравлічний опір випробуваної радіаторної секції. Виходячи з переданої кількості теплоти, обчислювався логарифмічний коефіцієнт теплопередачі за формулою [15]:

$$K_{lg} = \left[ -1,163 \cdot \frac{\Delta Q_{cp} \Delta t_{e3}}{F_2} \right] \cdot \left[ \ln \left\{ 1 + \left( \frac{\Delta t_{e3}}{\Delta t_{\text{ед}(ym)}} \cdot \ln \left( 1 - \frac{\Delta t_{\text{ед}(ym)}}{t_{\text{ед}1} - t_{\text{ед}1}} \right) \right) \right\} \right]; \quad (2)$$

де  $\Delta Q_{cp}$  – кількість переданої теплоти (середнє за показниками води і повітря),  $\text{ккал}/\text{год}$ ;  
 (відповідно 1,163 – коефіцієнт що враховує розмірності);

$\Delta t_{e3}$  – перепад температур повітря,  $^\circ\text{C}$ ;

$F_2$  – площа поверхні, що охолоджується повітрям, м<sup>2</sup>;

$\Delta t_{\text{ср}(ym)}$  – уточнений перепад температур води, °С;

$t_{\text{ср}1}$  – температура води на вході в радіатор, °С;

$t_{\text{ср}2}$  – температура повітря на вході в радіатор, °С.

Коефіцієнт теплопередачі радіаторної секції, що працює в стандартному режимі, також обчислюється за формулою [16]:

$$K_{\text{теор}} = \left[ \left( \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + Er \right) \cdot \frac{F_2}{F_1} + \frac{1}{\alpha_2} \right]; \quad (3)$$

де  $\alpha_1$  – коефіцієнт тепловіддачі від води до стінки, Вт/(м<sup>2</sup>К);

$\alpha_2$  – коефіцієнт тепловіддачі від стінки до повітря, Вт/(м<sup>2</sup>К);

$\delta_{\text{ст}}$  – товщина стінки трубки, м;

$\lambda_{\text{ст}}$  – теплопровідність матеріалу стінки, Вт/(мК);

$F_1$  – площа поверхні, що охолоджується повітрям, м<sup>2</sup>;

$Er$  – коефіцієнт термічного опору забруднень всередині трубки (зовнішня поверхня радіатора була ретельно очищена, але, оскільки конструкція зварена, очищення внутрішньої поверхні трубок здійснювалася продувом і заливанням миючих засобів і не може бути перевірена візуально).

Коефіцієнти і визначаються відповідно до відомих залежностей [17]:

$$Nu_{1\text{теор}} = 0,00387 \cdot Re_p^{0,936} \cdot Pr_p^{0,4}; \quad (4)$$

$$Nu_{2\text{теор}} = 0,00387 \cdot Re_n^{0,936} \cdot Pr_n^{0,4}; \quad (5)$$

де  $Re$  – критерій Рейнольдса;

$Pr$  – критерій Прандтля;

Індекси  $p, n$  – рідини і повітря відповідно.

Знаючи теоретичні коефіцієнти тепловіддачі і експериментальний коефіцієнт теплопередачі, з рівняння (3) був обчислений коефіцієнт термічного опору забруднень, який буде використаний в подальших експериментах для підвищення точності результатів.

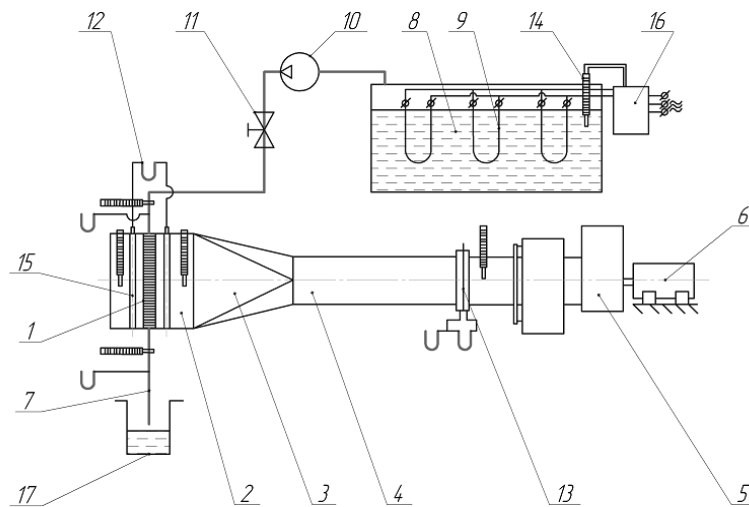
Випробування радіаторної секції в режимі конденсатора пара проводилися на модифікованому стенді для теплотехнічних випробувань радіаторів, схема якого подана на рис. 2.

Стенд працює наступним чином: рідкий теплоносій, який перебуває в нагрівальному баку 8 кипить під впливом ТЕН-ів 9 (емітуючи процеси, що відбуваються в системі охолодження двигуна при його роботі) і подається по теплоізолюваних трубопроводах через вентиль 11 в радіатор 1, де конденсується, передаючи теплоту охолоджуючому повітря. Електродвигун 5 пускає в хід відцентровий насос 6, який всмоктує охолоджуюче повітря із зовні в трубопровід 4 через патрубок 2 з заданою витратою, яка контролюється сегментною діафрагмою 13. Конденсат відводиться по трубопроводу 7 в мірну ємність 17. Пара подається самопливом при нормальному тиску, що дозволяє використовувати відкритий контур, з'єднаний з атмосферою, і перешкоджає виникненню високого надлишкового тиску, яке тягне за собою зміну температури кипіння і конденсації. Компресор 10 є допоміжним пристроєм. Мікроманометр 12 вимірює показники трубок повного тиску 15 і дозволяє обчислити аеродинамічний опір радіатора. Коефіцієнт теплопередачі визначається згідно переданої теплоти, яка обчислюється за показаннями термометрів 14 і перевіряється отриманою масою конденсату в мірній ємності

17. При проведенні експерименту керованими факторами є: робоча поверхня теплообміну (тобто робоча довжина трубок), витрата пари та витрата повітря. Значення інших факторів (форма трубок радіатора, фізико-хімічні властивості теплоносія, тиск у баку та радіаторі, температура повітря у приміщенні тощо) будуть прийняті постійними.

Коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha_1$  і теплопередачі  $K$  є функціями  $f(n, d, z, t, Re, r, \lambda, v, c, \rho)$ ; де  $n, d, z$  – геометричні параметри трубок радіатора;  $t, Re$  – параметри потоків,  $r, \lambda, v, c, \rho$  – фізико-хімічні параметри теплоносіїв.

Одним з найважливіших факторів, що впливають на коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha_1$  при конденсації, є температура стінки. Оскільки радіаторна секція має 68 трубок розташованих в шаховому порядку, температура повітря змінюється під час проходження його через секцію, що обумовлює нерівність температур стінок трубок. Помістити численні вимірювальні прилади вглиб секції не представляється можливим через малий крок пластин обрешетки.



**Рис. 2. Схема стенду для теплотехнічних випробувань радіаторних секцій при конденсації теплоносія:**

- 1 - радіатор; 2 - патрубок; 3 - перехідник; 4 - трубопровід повітря; 5 - відцентровий вентилятор; 6 - електродвигун; 7 - трубопровід для конденсату; 8 - бак нагрівальний; 9 - ТЕН; 10 - компресор; 11 - вентиль; 12 - мікроманометр; 13 - сегментна діафрагма; 14 - термометр; 15 - трубка повного тиску; 16 - пульт управління; 17 - мірна ємність для конденсату

Обчислення усередненої температури стінок трубок можливо на базі експериментальних значень коефіцієнта теплопередачі  $K$ , отриманих в результаті досвіду. Використовуючи формулу (5) з формули (3) можна отримати значення, після чого обчислити температуру стінки використовуючи рівність питомих теплових потоків. Дані обчислення можна провести графічним способом [18], побудувавши графіки назустріч один одному і знайшовши точку перетину, або (з більшою точністю) вирішивши ту ж задачу у вигляді рівнянь [19]:

$$q = \frac{(\Delta t_{cp} - \Delta t_2)}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum r}; q = \frac{\Delta t_2}{\alpha_2}; \quad (6)$$

де  $\Delta t_{cp} = (\Delta t_{\text{входа}} + \Delta t_{\text{свихода}}) / 2$  – середній температурний перепад, °С;

$\Delta t_2 = t_{\text{стенки}} - t_{2cp}$ ; де  $t_{2cp}$  – середня температура повітря, °С.

Таким чином, маючи значення температури стінки, температури пара і конденсату, знаючи значення витрат пара і експериментальний коефіцієнт тепловіддачі, стає можливою перевірка адекватності математичної моделі шляхом порівняння результатів моделювання з отриманими експериментальними даними.

Математичне моделювання процесів теплообміну при конденсації проводилась за допомогою написаної комп'ютерної програми, яка дозволяє отримати значення коефіцієнта тепловіддачі при варіюванні всіх головних чинників:

$$\alpha_1 = f(n, d, z, t_{cm}, t_n, w_n, r, \lambda_p, \nu_p, c, \rho_n, \rho_p, t_{kin}) \quad (7)$$

де  $n$  – відношення розмірів поперечного перерізу трубки;

$d$  – діаметр круглої частини трубки, м;

$z$  – довжина трубки, м;

$t_{cm}, t_n, t_{kin}$  – температури стінки трубки, пари і фазового переходу відповідно;

$w_n$  – швидкість пари на вході в трубку, м/с;

$r$  – питома теплота фазового переходу, кДж/кг;

$\lambda_p$  – коефіцієнт теплопровідності рідини, Вт/(мК);

$c$  – питома теплоємність рідини, кДж/(кгК);

$\rho_n, \rho_p$  – щільність пари і рідини відповідно, кг/м<sup>3</sup>.

В ході моделювання будуть варіюватися три основні чинники, значення інших будуть прийняті константами:

$$\alpha_1 = f(z, t_{cm}, w_n);$$
$$n, d, t_n, r, \lambda_p, \nu_p, c, \rho_n, \rho_p, t_{kin} = const \quad (8)$$

У цьому випадку, умови моделювання процесу теплообміну повністю збігаються з умовами фізичного експерименту, що дає можливість зіставити результати теоретичних і експериментальних досліджень.

**Висновки.** Представлені методики експериментальних досліджень коефіцієнта тепловіддачі при конденсації пари в трубках тепловозних радіаторних секцій дозволяють отримати їх теплоенергетичні показники та підтвердити адекватність математичного моделювання робочих процесів у проектній системі охолодження з урахуванням фазових переходів теплоносіїв, що дозволить сформулювати рекомендації щодо створення нових економічних систем охолодження новостворених зразків рухомого складу.

## ЛІТЕРАТУРА

1. Sklifus Y. The results of the experimental research of the heat transfer coefficient during steam condensation in the tubes of the diesel radiator // An international journal on motorization, vehicle operation, energy efficiency and mechanical engineering. - Lublin–Lugansk: ТЕКА. – 2012. – Vol. 12, №4, P. 264-267.
2. Liudvinavičius L., Lingaitis L. Locomotive kinetic energymanagement // Transport Problems: an International Scientific Journal; Sep2011, Vol. 6 Issue 3, P. 135-142.
3. Mogila Valentine. The prospects of increasing the effectiveness of the cooling device of a diesel locomotive // Commission of Motorization and Power Industry in Agriculture «ТЕКА». – LUBLIN. – 2010. – Volume XC, P. 198-203.
4. Іванченко Д.А. Параметри управління енергетичної системи тепловоза // Інноваційні технології на залізничному транспорті: збірник наукових праць конф., 13-15 вересня 2012 р., Донецьк-Красний Лиман. Луганськ: СНУ ім. Володимира Даля, 2012. с. 98-105.
5. Паровой двигатель на BMW 5-й серии. URL: <http://sintezgaz.org.ua/energonovosti/173/parovoi-dvigatel-na-bmw-5-i-serii> (дата звернення 12.11.2021).
6. Спосіб охолодження дизеля тепловоза: патент на корисну модель 54682 Україна / В.І. Могила, М.І. Горбунов, Я.К. Скліфус, Р.К. Шевченко, бюл. №22 від 25.11.2010.

7. Спосіб охолодження дизеля тепловоза: патент на корисну модель 54682 Україна / В.І. Могила, М.І. Горбунов, Я.К. Скліфус, С.В. Кара, бюл. № 2 от 25.01.2012.
8. Mohyla Valentin. The cooling device of locomotive with vaporizing coolant // Commission of Motorization and Power Industry in Agriculture «ТЕКА». – LUBLIN. – 2011. – Volume XIA, P. 169-176.
9. Могила В.И., Ноженко Е.С., Ноженко В.С., Горбунов Н.Н. Анализ энергетических резервов локомотива. // Транспорт, экология – устойчивое развитие: материалы XVIII научно-технической конференции, 10 – 12.05 2012. Варна: Вид-во Варна, 2012. с. 383-389.
10. Gorbunov M. Research to improve traction and dynamic quality of locomotives / M. Gorbunov, V. Pistek, M. Kovtanets, O. Nozhenko, S. Kara, P. Kučera // JVE International LTD. Vibroengineering Procedia. – 2017. Vol. 13. P. 159-164.
11. Gorbunov M., Kovtanets M., Kostyukovich A., Nozhenko V., Vaičiūnas G., Steišūnas S. Development of the theory and methodology of controlling the local tribological contact thermomechanical loading. Proceedings of the 22nd International Scientific Conference. Transport Means 2018, P. 1383-1388.
12. Gorbunov M., Prosvirova O., Kovtanets M., Steišūnas S., Fomin O. Experimental study of brake frictional contact properties under the impact of local cooling and surfaces cleaning. Proceedings of the 23rd International Scientific Conference. Transport Means 2019, P. 1281-1284.
13. Gorbunov M., Nozhenko V., Kovtanets M., Porkuyan O. Innovative risks of introducing advanced technical solutions in transport. Proceedings of 24th International Scientific Conference. Transport Means 2020, P. 97-101.
14. Mogila V., Kovtanets M., Morneva M., Kovtanets T. To the calculation of heat transfer during steam condensation in heat exchanger pipes of the diesel locomotive engine cooling system. Proceedings of 25th International Scientific Conference. Transport Means 2021, P. 322-330.
15. Голубенко О.Л., Горбунов М.І., Слащов В.А., Могила В.І. Комплексне розв'язання проблеми покращення тягово-енергетичних показників тягового рухомого складу. Вісник ЧНУ ім. В. Даля, 3(145), 2010. с.45-57.
16. Тартаковський Е.Д., Агулов А.Ф., Фалендиш А.П. Теорія та конструкція локомотивів. Ч.2. Вибір та розрахунок основних вузлів локомотивів: навч. посібник. Харків: УкрДАЗТ, 2009. 150 с.
17. Tartakovsky E. Condition and trends renewal of diesel locomotives in Ukraine // Globalization of scientific and educational space. Innovations of transport. Problems, experience, prospect: thesis, 3-12 May 2017, Dresden (Germany).
18. Мозжухин А.Б. Расчет теплообменника: методические указания. Тамбов: ГГТУ, 2011. 32 с.
19. Spiryagin M. Design and simulation of heavy locomotives and trains. CRC Press Taylor & Francis Group, 2016. 447 p.

## REFERENCES

1. Sklifus, Y. (2012). The results of the experimental research of the heat transfer coefficient during steam condensation in the tubes of the diesel radiator. An international journal on motorization, vehicle operation, energy efficiency and mechanical engineering. Lublin–Lugansk, ТЕКА, 12, 264-267.
2. Liudvinavičius, L., Lingaitis, L. (2011). Locomotive kinetic energy management. Transport Problems: an International Scientific Journal; 6, 135-142.
3. Mogyla, V. (2010). The prospects of increasing the effectiveness of the cooling device of a diesel locomotive. Commission of Motorization and Power Industry in Agriculture «ТЕКА», LUBLIN, XC, 198-203.
4. Ivanchenko, D.A. (2012). Parametri upravlinnya energetichnoyi sistemi teplovoza [Control parameters of the power system of a locomotive]. D.A. Ivanchenko. Innovatsiyni tehnologiyi na zailznicnomu transporti - Innovative technologies in railway transport: Proceeding of the conference, (pp.98-105). Donetsk-Krasniy Liman- Lugansk: SNU im. Volodimira Dalya [in Russian].
5. Parovoj dvigatel' na BMW 5-j serii [Steam engine on the BMW 5-series]. <http://sintezgaz.org.ua/energonovosti/173/parovoi-dvigatel-na-bmw-5-i-serii> [in Russian].
6. Mogula, V.I., Gorbunov, M.I., Sklifus, Y.K., Shevchenko, R.K. Sposob ohlazhdeniya dizelya teplovoza [Method of cooling a diesel locomotive]. Patent UA, no. 54682 [in Ukrainian].
7. Mogula, V.I., Gorbunov, M.I., Sklifus, Y.K., Kara, S.V. Sposob ohlazhdeniya dizelya teplovoza [Method of cooling a diesel locomotive]. Patent UA, no. 66918 [in Ukrainian].
8. Mohyla, V. (2011). The cooling device of locomotive with vaporizing coolant. Commission of Motorization and Power Industry in Agriculture «ТЕКА», LUBLIN, XIA, 169-176.
9. Mogila, V.I., Nozhenko, E.S., Nozhenko, V.S., Gorbunov N.N. (2012). Analiz energeticheskikh rezervov lokomotiva [Analysis of locomotive energy reserves]. V.I. Mogila (Eds.), Transport, ekologiya – ustoychivoe razvitiye – Transport, ecology - sustainable development: Proceeding of the XVIII scientific and technical conference, (pp. 383-389). Varna: Varna [in Russian].
10. Gorbunov, M., Pistek, V., Kovtanets, M., Nozhenko, O., Kara, S., & Kučera, P. (2017). Research to improve traction and dynamic quality of locomotives / JVE International LTD. Vibroengineering Procedia, 13, 159-164.
11. Gorbunov, M., Kovtanets, M., Kostyukovich, A., Nozhenko, V., Vaičiūnas, G., Steišūnas, S. (2018) Development of the theory and methodology of controlling the local tribological contact thermomechanical loading / Proceedings of the 22nd International Scientific Conference. Transport Means 2018, 1383-1388.
12. Gorbunov, M., Prosvirova, O., Kovtanets, M., Steišūnas, S., Fomin, O. (2019) Experimental study of brake frictional contact properties under the impact of local cooling and surfaces cleaning / Proceedings of the 23rd International Scientific Conference. Transport Means 2019, 1281-1284.

13. Gorbunov, M., Nozhenko, V., Kovtanets, M., Porkuyan, O. (2020) Innovative risks of introducing advanced technical solutions in transport / Proceedings of 24th International Scientific Conference. Transport Means 2020, 97-101.
14. Mogila, V., Kovtanets, M., Morneva, M., Kovtanets, T. (2021). To the calculation of heat transfer during steam condensation in heat exchanger pipes of the diesel locomotive engine cooling system. Proceedings of 25th International Scientific Conference. Transport Means, Kaunas, Lithuania, 322-330.
15. Golubenko, O.L., Gorbunov, M.I., Slaschov, V.A., Mogila, V.I. (2010). Kompleksne rozv'yazannya problemi pokraschennya tyagovo-energetichnih pokazniksv tyagovogo ruhomogo skladu [Comprehensive solution to the problem of improving the traction and energy performance of traction rolling stock]. Visnik SNU im. V. Dalya, 3(145), 45-57 [in Ukrainian].
16. Tartakovskiy, E.D., Agulov, A.F., Falendish, A.P. (2009). Teoriya ta konstruktsiya lokomotiviv Ch.2. Vibir ta rozrahunok osnovnih vuzliv lokomotiviv [Theory and design of locomotives. Part 2. Selection and calculation of the main components of locomotives]. Harkiv: UkrDAZT [in Russian].
17. Tartakovskiy, E. (2017). Condition and trends renewal of diesel locomotives in Ukraine. Globalization of scientific and educational space. Innovations of transport. Problems, experience, Dresden.
18. Mozzhuhin, A.B. (2011). Raschet teploobmennika [Heat exchanger calculation]. Tambov: TGTU [in Russian].
19. Seliverstov, V.M. (1973). Utilizaciya tepla v sudovyh dizel'nyh ustanovkah [Heat recovery in marine diesel installations]. L: Sudostroenie [in Russian].
19. Spiriyagin, M. (2016). Design and simulation of heavy locomotives and trains .CRC Press Taylor & Francis Group.

**Valentin Mogila<sup>1</sup>, Maksym Kovtanets<sup>2</sup>, Marina Morneva<sup>3</sup>**

<sup>1</sup> Professor, Department of railway and road transport, lift and care system, Volodymyr Dahl East Ukrainian National University, 59-a Tsentralnyi Prospect, Severodonetsk , 93400, Ukraine

<sup>2</sup> Associate Professor, Department of railway and road transport, lift and care system, Volodymyr Dahl East Ukrainian National University, 59-a Tsentralnyi Prospect, Severodonetsk , 93400, Ukraine

<sup>3</sup> Associate Professor, Department of electrical engineering, Volodymyr Dahl East Ukrainian National University, 59-a Tsentralnyi Prospect, Severodonetsk , 93400, Ukraine

## EXPERIMENTAL STUDIES OF HEAT EXCHANGE DURING WATER COOLING AND STEAM CONDENSATION IN DEMOVER RADIATOR SECTIONS

*The Department of Railway and Road Transport, lift and care system of Volodymyr Dahl East Ukrainian National University, an energy-saving cooling system for diesel locomotives using phase transitions of the coolant has been developed. The proposed cooling system allows to maintain constant optimal temperatures of cooling objects at ambient temperatures  $\pm 40$  °C and in any mode of operation of the diesel engine. For thermal calculation of the radiator section operating in the mode of the steam condenser, the mathematical model of process of heat transfer from steam to walls of a flat tube at condensation is developed that considers geometrical features of section of a tube. The adequacy of this mathematical model is verified by comparing the simulation results with the obtained experimental data. During the tests, the outlet water temperature, inlet and outlet air temperature, and air pressure in front of and behind the radiator were measured. Having the values of wall temperature, steam temperature and condensate, knowing the value of steam consumption and the experimental heat transfer coefficient, it becomes possible to verify the adequacy of the mathematical model by comparing the simulation results with the obtained experimental data. Schemes of bench equipment, test methods, experimental planning and basic calculation dependences required for testing serial radiator sections of a locomotive in the standard mode of operation and in the mode of steam condensers are presented.*

**Keywords:** *experiment, bench equipment, radiator section, heat transfer coefficient, heat transfer coefficient.*