

ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧИХ ПАРАМЕТРІВ ШАТУННИХ ПІДШИПНИКІВ СУДНОВОГО ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА MaK 8M32C ЗА РІЗНИХ ЗНАЧЕНЬ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ЗАЗОРІВ

Савчук В.П., Зінченко Д.О.[✉], Дзигар А.К., Кочетов Г.А.

Херсонська державна морська академія, Україна

Анотація

Ключові слова: системне моделювання, кривошипно-шатунний механізм, підшипник, колінчастий вал, мащення, індекс в'язкості, момент тертя, судновий дизельний двигун.

Системне моделювання та аналіз стану підшипників кривошипно-шатунного механізму може значно поліпшити розуміння механізму контактної взаємодії робочих поверхонь, пов'язаного з динамічними характеристиками, і є ефективним методом для визначення граничних значень експлуатаційних показників підшипників колінчастого валу. Дана робота присвячена дослідженню робочих параметрів шатунних підшипників дизельного двигуна MaK 8M32C при його експлуатації за різних значень експлуатаційних зазорів, що складають 0,4, 0,6, 0,8 та 1,0 мм.

Вступ

Кривошипно-шатунний механізм (КШМ) є важливою частиною двигуна, яка впливає на його довговічність, економічність, безпеку та робочі характеристики. Заміна колінчастого валу і підшипників становить 20...25 % вартості двигуна. Знос призводить до значного зростання втрат на тертя. Зусилля щодо зниження цих втрат і підвищення довговічності та надійності набувають все більшої важливості для промисловості. Системне моделювання та аналіз стану підшипників КШМ можуть значно покращити розуміння процесу контактної взаємодії робочих поверхонь, а також допомагають переконатися у безпеці робочого стану підшипника колінчастого валу для конструкції двигуна [1-3].

Актуальність досліджень

На сьогодні опубліковано безліч матеріалів, присвячених дослідженню трибодинамічних властивостей КШМ. Ці публікації, на відміну від раніше проведених досліджень, ставлять на перший план питання аналізу трибодинамічних характеристик системи, які виникають між колінчастим валом і корінним підшипником при запуску двигуна, зміни процесів змащення підшипників колінчастого валу під час прогрівання, аналізу факторів, які впливають на змащення підшипників колінчастого валу, оптимізації процесу змащення підшипників колінчастого валу, аналізу змащення корінного підшипника суднового двигуна в типових умовах експлуатації [4-10].

З огляду на те, що робочий стан двигуна постійно змінюється при його фактичному використанні, виникає необхідність вивчення показників працездатності шатунних підшипників дизельного двигуна MaK 8M32C в програмному середовищі GT-Suite за різних значень зазорів. Це допоможе вдосконалити теорію аналізу змащення підшипників двигуна і може забезпечити більш повну довідкову базу для проектування шатунів та підшипників.

Постановка задачі. Ціллю проведеного моделювання є визначення показників працездатності шатунного підшипника дизельного двигуна MaK 8M32C при різних значеннях зазорів. Такими показниками є товщина змащувального шару, момент тертя в оливі, втрати потужності в підшипнику, витрати оливи.

Викладення основного матеріалу

Аналіз та обґрунтування параметрів математичної моделі шатунних підшипників в системі GT-Suite. Тиск в циліндрах двигуна може бути застосовано до моделі КШМ, побудованої з шаблонів «CrankAnalysis», «CrankPin», «CrankWeb», «Journal», «Flywheel», «ConnectingRod» та «Piston». Це робиться шляхом подальшого підключення об'єктів «EngCylPres» до елементів «Piston» в моделі КШМ, як показано на рис. 1. Порт 1 (поверхня поршня) елементів «Piston» з'єднаний з об'єктами «EngCylPres» за допомогою з'єднань «PressureConn2D». Об'єкт «EngCylPres» визначає зміну тиску в циліндрах, як правило, через посилання на опорний об'єкт «ProfileAngleSelf», який використовується для

введення в таблицю залежності тиску в циліндрі від кута повороту колінчастого валу.

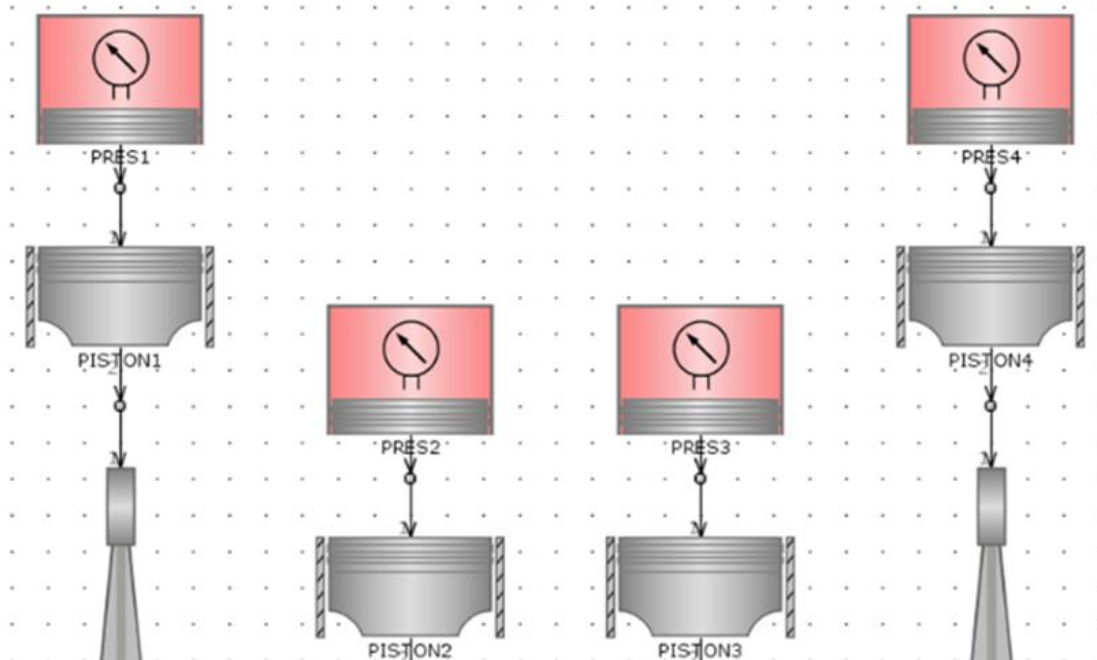


Рисунок 1. Моделювання тиску газів у циліндрах двигуна

Шаблон «EngCylPres» також дозволяє користувачам GT-SUITE Cranktrain визначати, чи опорний кут «0 deg» в поданій таблиці слід інтерпретувати як:

- кут спалаху ВМТ першого циліндру або;
- кут спалаху ВМТ локального циліндра, представлено окремих елементом «EngCylPres».

Перший варіант корисний при передачі даних (для кожного циліндра) з програмного забезпечення для моделювання двигуна, такого як GT-POWER, який прогнозує значення тиску у циліндрі. Другий корисніший при введенні одного (прогнозованого або вимірюваного) профілю тиску в циліндрі, який слід використовувати для всіх циліндрів.

Для здійснення налаштування параметрів тиску в циліндрі двигуна вибираємо шаблон «EngCylPres» та створюємо об'єкт «CylPressM32C», головними атрибутами якого є **довідковий профіль тиску (Pressure Profile Reference)**, який пропонує вибір одного із наступних варіантів:

- **cylinder-1-TDC** який означає, запалювання для кожного циліндра буде розраховуватись відносно ВМТ такту стискування 1-го циліндра = 0,0 град.
- **local-cylinder-TDC** означає, що профіль тиску для кожного циліндра буде посилатися відносно його власного локального положення в ВМТ = 0,0 град. (0,0 градуса в X-стовпчику профілю буде інтерпретовано як ВМТ такту стискування циліндра, представлено конкретним

елементом «EngCylPres»). **Рекомендується, якщо всі циліндри мають один профіль тиску.**

Приймаємо значення **Pressure Profile Reference – local-cylinder-TDC**.

Наступна характеристика, що визначається для даного атрибуту є об'єкт профілю тиску (**Pressure Profile Object**).

Застосуємо об'єкт «ProfileAngleSelf», який визначає профіль тиску за весь цикл роботи дизеля (720 градусів). Для цього необхідно занести масив даних, що характеризують зміну тиску в циліндрах двигуна в залежності від кута обертання колінчастого валу. Ці результати приймаємо із теплового розрахунку дизельного двигуна.

Додаток GT-SUITE Cranktrain автоматично генерує тиск для кожного циліндра, використовуючи інформацію, що вводиться в об'єкті «CrankAnalysis». Якщо вихідні дані про тиск не використовують «0 deg» як спалах у ВМТ, слід змістити кут (X-координату) до «ProfileAngleSelf» для переміщення даних, щоб спалах у ВМТ був у «0 deg».

Після додавання до моделі даних про тиск у циліндрі, елемент «CrankAnalysis» відобразить загальний крутний момент, включаючи крутний момент від тиску. Аналогічно деталі елементів «Piston», «ConnectingRod» та елементи колінчастого валу повідомлять про передбачувані внутрішні сили (на поршневий палець, шатунну шийку), обертових моментів та навантажень на підшипники колінчастого валу, які сприймають дію тиску.

Результати моделювання показників працездатності шатунних підшипників. При моделюванні показників працездатності мотилевих підшипників нами розроблялась усереднена модель роботи підшипників, що не враховує особливості подачі оливи до підшипників:

- продуктивність насосу;
- втрати на теплообмін в системі мащення;
- гідравлічні втрати в системі в залежності від характеру та довжини оливних каналів;
- гідравлічні втрати на оливних фільтрах та теплообмінниках.

При моделюванні підшипників обов'язковою умовою є призначення характеристик системи мащення. Такі параметри задаються за допомогою об'єктів EndEnvironment: HiPress-1, що визначає параметри напірної магістралі, та OutFlow-1, що визначає параметри лінії зливу. При моделюванні використовувались наступні параметри (рис. 2):



Рисунок 2. 1D модель шатунного підшипника

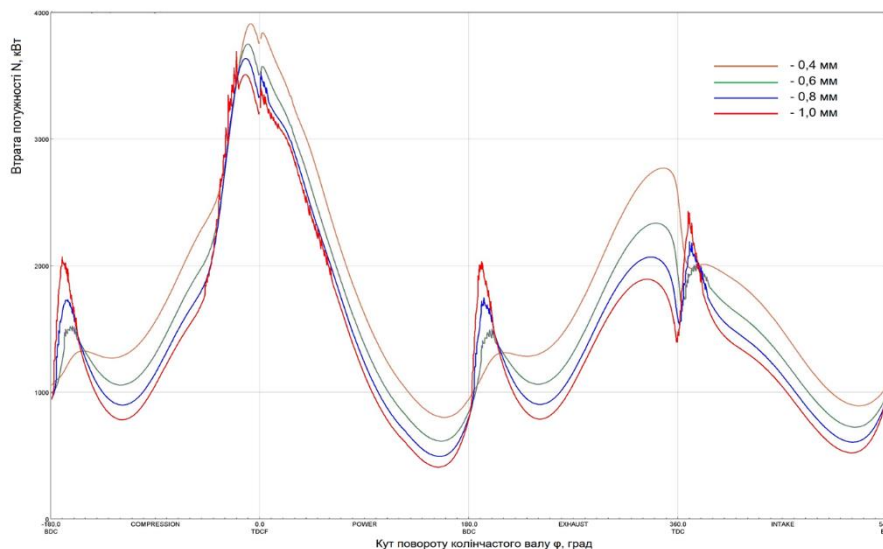


Рисунок 3. Графіки втрати потужності в підшипнику в залежності від кута повороту колінчастого валу

- температура оливи 60 °С;
- тиск оливи 0,48 МПа;
- олива за класифікацією SAE 40 (в'язкість 13 сСт при температурі 100 °С).

Інші показники програми встановлено за замовчуванням, що призведе до їх автоматичного розрахунку на підставі введених даних від параметрів робочого процесу, характеристики КШМ та параметрів моторної оливи.

Результати розрахунку втрати потужності в підшипнику, гідродинамічного тиску на підшипник, товщини змащувального шару, температури та витрати оливи за один цикл двигуна представлено на рис. 3-7.

Для кращого розуміння впливу досліджуваного параметру на показники працездатності шатунного підшипника, приведемо отримані дані у вигляді табл. 1.

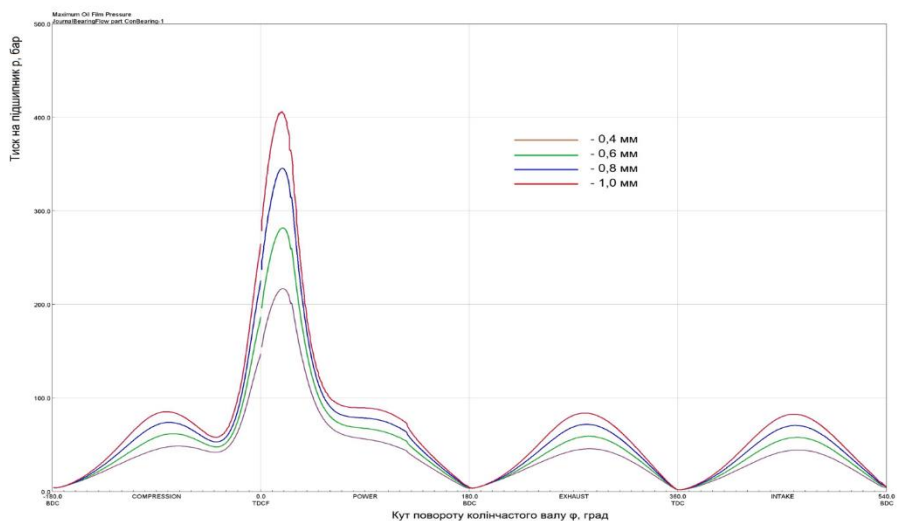


Рисунок 4. Графіки гідродинамічного тиску в підшипнику в залежності від кута повороту колінчастого валу

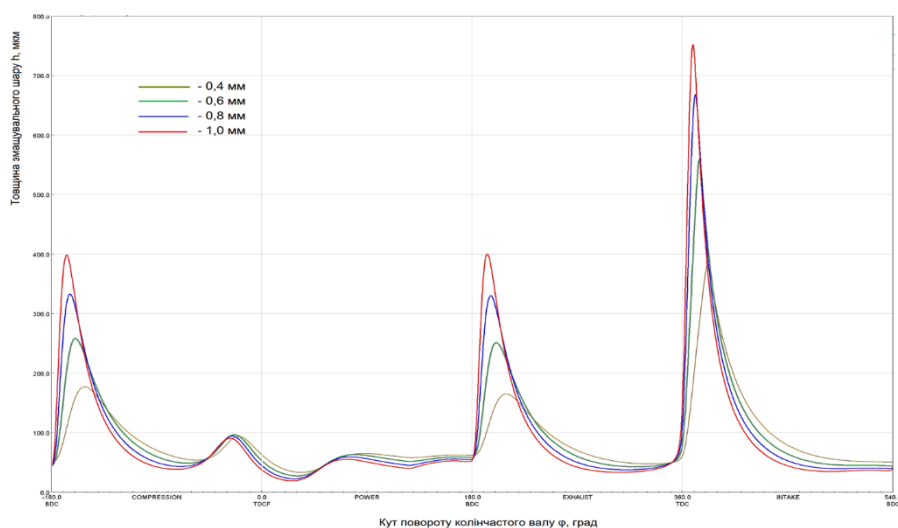


Рисунок 5. Графіки зміни товщини змащувального шару в підшипнику в залежності від кута повороту колінчастого валу

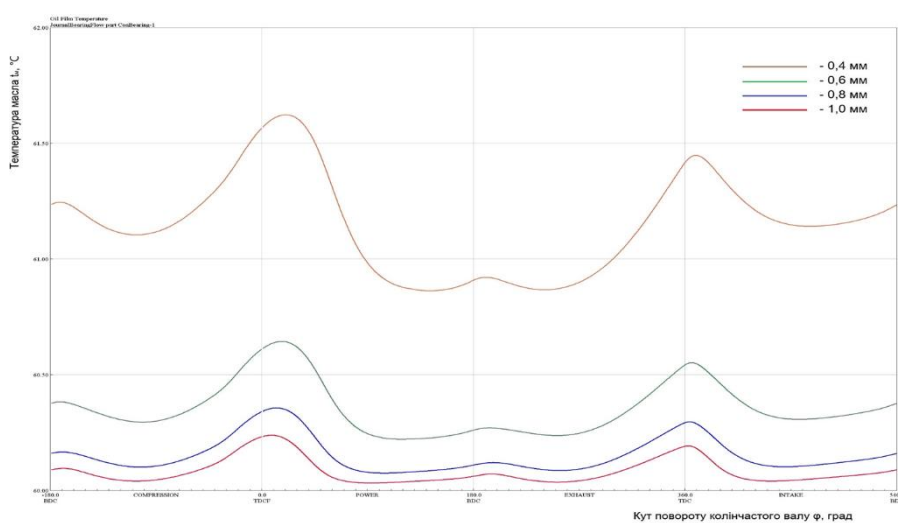


Рисунок 6. Графіки зміни температури оливи в підшипнику в залежності від кута повороту колінчастого валу

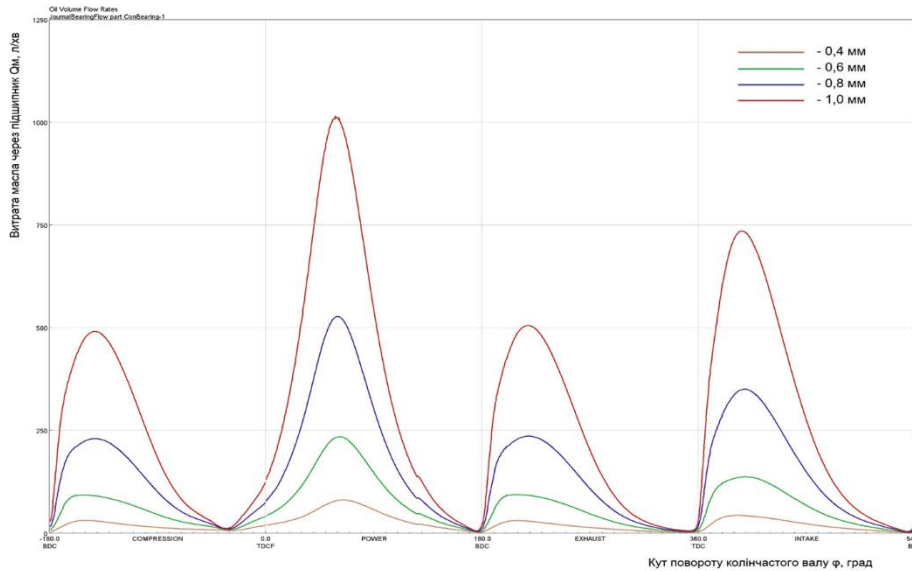


Рисунок 7. Графіки зміни витрати оливи в підшипнику в залежності від кута повороту колінчастого валу

Таблиця 1. Результати розрахунку експлуатаційних показників мотилевого підшипника

Параметр	Експлуатаційний зазор, мм			
	0,4	0,6	0,8	1,0
Мінімальна товщина змащувального шару, мкм	33,17	27,08	22,33	18,85
Максимальне / середнє значення тиску оливи, МПа	21,67 / 4,27	28,18 / 4,90	34,55 / 5,81	40,59 / 7,62
Максимальна / середня температура оливи в підшипнику, °С	61,6 / 61,2	60,6 / 60,4	60,4 / 60,2	60,2 / 60,1
Максимальна / середня витрата оливи через підшипник л/хв	80,5 / 22,0	234,4 / 65,6	527,1 / 145,6	1014,6 / 268,8
Максимальне / середнє значення втрати потужності в підшипнику, кВт	3,91 / 1,78	3,75 / 1,60	3,64 / 1,52	3,69 / 1,60

Висновки

Дослідження працездатності мотилевих підшипників колінчастого валу проводились на прикладі дизельного двигуна МаК 8М32С.

Дослідження проводились для різних варіантів експлуатаційних (діаметральних) зазорів, що складають 0,4, 0,6, 0,8 та 1,0 мм

При моделюванні застосовувались характеристики моторної оливи класу в'язкості SAE40 (кінематична в'язкість 13 сСт при температурі 100 °С), температура оливи 60 °С та тиск оливи 0,48 МПа.

За показником мінімальної товщини змащувального шару ($h_{min} = 6,4$ мкм). Та температурою змащувального шару всі варіанти можуть відповідати даним вимогам. Аналізуючи показники температури необхідно враховувати, що у більш зношених варіантів підшипників витрата оливи значно зростає, що незмінно буде впливати на тиск моторної оливи. На двигунові встановлено начеплений насос продуктивністю 75 м³/год

(1,25 м³/хв), то продуктивність через підшипник не повинна перевищувати 40...45 л/хв. Цьому критерію відповідає тільки підшипник, що має експлуатаційний зазор 0,4 мм. Всі інші показники для приведених варіантів підшипників не виходять за рамки припустимих параметрів.

Література

[1]. Zhenpeng He, Junhong Zhang, Guichang Zhang, Zhouyu Li, Weisong Xie. Crankshaft-bearing evolution indexes investigation and asperity contact identification based on neural network. *Applied Mathematical Modelling*, 2014. 38(2). 506–523.

[2]. Савчук В.П., Зінченко Д.О., Кочетов Г.А., Дзигар А.К. Аналіз працездатності підшипників шатна середньообертового двигуна Hyundai HiMSEN H25/33 при експлуатації з допустимими значеннями зазорів без ремонту. *Водний транспорт*, 2023, 2(38), 115-127. doi.org/10.33298/2226-8553.2023.2.38.13

[3]. Савчук В.П. Методи дослідження впливу експлуатаційних показників на працездатність підшипників ковзання двигунів внутрішнього згорання. *Матеріали 10-ї міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування»*, 2019, 208-211.

[4]. Савчук В.П., Зінченко Д.О., Котов А.І., Дзигар А.К. Моделювання робочих параметрів мотилевих підшипників малооборотного суднового дизельного двигуна. *Матеріали III-ї Міжнародної науково-практичної морської конференції кафедри СЕУ і ТЕ Одеського національного морського університету «MPP&O-2021 (Marine Power Plants and Operation)»*. 2021. 65-68.

[5]. Савчук В.П., Курносенко Д.В., Літусенко С.О. Моделювання показників працездатності головних підшипників малооборотного двигуна MAN B&W 12K98MC. *Матеріали XVII Міжнародної науково-практичної конференції «Strategiczne pytania światowej nauki – 2021»*, 07-15.02.2021. 44-50.

[6]. Francisco A., Lavie T., Fatu A. et al. Meta-model-assisted optimization of connecting rod big-end bearings. *Journal of Tribology*, 2013, 135, 0417041–04170410.
<https://doi.org/10.1115/1.4024555>

[7]. Tabrizi A. and Kakaei A. Different Simulation Models of Connecting Rod Hydrodynamic Bearing. *SAE Technical Paper*, 2009, 2009-01-1863.
<https://doi.org/10.4271/2009-01-1863>

[8]. Wei L., Wei H., Duan S. et al. An EHD-mixed lubrication analysis of main bearings for diesel engine based on coupling between flexible whole engine block and crankshaft. *Industrial Lubrication and Tribology*, 2015, 67(2), 150–158.
<https://doi.org/10.1108/ILT-08-2013-0088>

[9]. Sun J., Li B., Zhu S. et al. Lubrication Performance of Connecting Rod and Main Bearing in Different Engine Operating Conditions. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2019, 32, 23–34.
<https://doi.org/10.1186/s10033-019-0335-9>

[10]. Zhenpeng He, Junhong Zhang, Guichang Zhang, Zhouyu Li, Weisong Xie. Crankshaft-bearing evolution indexes investigation and asperity contact identification based on neural network. *Applied Mathematical Modelling*, 2014, 38(2), 506–523.
<https://doi.org/10.1016/j.apm.2013.06.042>

Відомості про авторів

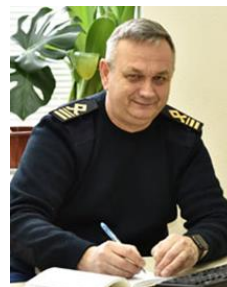
Володимир Савчук, к.т.н, доцент, завідувач кафедри експлуатації суднових енергетичних установок, Херсонська державна морська академія, Херсон, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-5266-850X](https://orcid.org/0000-0002-5266-850X).



Дмитро Зінченко, к.т.н., доцент кафедри експлуатації суднових енергетичних установок, Херсонська державна морська академія, Херсон, Україна, [ORCID ID: 0000-0002-7333-7347](https://orcid.org/0000-0002-7333-7347).



Анатолій Дзигар, механік I розряду, старший викладач кафедри експлуатації суднових енергетичних установок, Херсонська державна морська академія, Херсон, Україна, [ORCID ID: 0000-0001-5947-6263](https://orcid.org/0000-0001-5947-6263).



Геннадій Кочетов, механік III розряду, аспірант кафедри експлуатації суднових енергетичних установок, Херсонська державна морська академія, Херсон, Україна.

