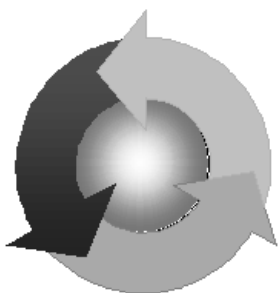


Міністерство освіти і науки України
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ОДЕСЬКА МОРСЬКА АКАДЕМІЯ»

Суднові енергетичні установки



Науково-технічний
збірник

Випуск 49

Одеса
2024

Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник.
Вип. 49 - Одеса: НУОМА, 2024. - 230 с.

Збірник присвячений проблемам суднової енергетики, проектування, модернізації й експлуатації суднових енергетичних установок, методам підвищення ефективності й надійності використання суднових технічних засобів.

Для науковців і фахівців.

Редакційна колегія: д-р техн. наук, проф. Сагін С.В. (науковий редактор); д-р техн. наук, проф. Афтанюк В.В.; д-р техн. наук, проф. Будашко В.В.; д-р техн. наук, проф. Гвоздева І.М.; д-р техн. наук, проф. Голіков В.А.; д-р техн. наук, проф. Горб С.І.; к-т техн. наук, доц. Журавльов Ю.І.; к-т техн. наук, доц. Заблоцький Ю.В.; д-р техн. наук, проф. Захарченко В.М.; д-р фіз.-мат. наук, проф. Козицький С.В.; к-т техн. наук, проф. Колегаєв М.О.; д-р фіз.-мат. наук, проф. Малахов О.В.; д-р техн. наук, проф. Міюсов М.В.; д-р техн. наук, проф. Онищенко О.А.; к-т техн. наук, доц. Печенюк А.В.; д-р техн. наук, проф. Суворов П.С.; д-р техн. наук, проф. Хлієва О.Я.; Doctor of Technical Sciences, Senior Lectures Class A, Bendahmane Boukhalfa (Algeria)

Адреса редакційної колегії: 65029, Одеса, вул. Дідріхсона, 8, національний університет «Одеська морська академія» (НУОМА)

Контактні телефони редакції (067) 558-13-28

e-mail: ivanovich1zh@gmail.com

Затверджене вченою радою НУОМА, протокол №5 від 26.12.2024.

ISSN 1815-6770 (print)

©Національний університет "Одеська морська академія", 2024

Зміст

Богач В. М., Колегаєв М. О., Довиденко Ю. М. Показники ефективності лубрикаторних систем суднових дизелів.....	5
Веретеннік О. М., Кардашев Д. Л., Абоleshкін С. Є. Результати удосконалення комплексу вимірювання параметрів коливань колінчатого вала двигуна.....	20
Козицький С. В. Підвищення ефективності судна шляхом використання наноматеріалів для модернізації корпусу судна	27
Колегаєв М.О., Побережний Р.В. Оцінка експлуатаційних характеристик суднового пропульсивного комплексу	41
Кривий М.О. Вдосконалення критеріїв для визначення режимів роботи підшипників ковзання суднового пропульсивного комплексу	54
Латиш О.М. Мельник О.А. Зниження витрат палива та зменшення забруднення довілля шляхом використання присадок наноматеріалів до пального	69
Нікольський В.В., Гузь В. А., Слободянюк М.В., Нікольський М.В. Перспективи використання штучного інтелекту при технічній експлуатації судна	81
Очеретяний Ю.О., Романов А.М., Шевченко В.А. Дослідження залежності холодопотребы суднової системи комфортного кондиціонування повітря від коефіцієнта рециркуляції	88
Руснак Д.Ю. Особливості комплектації суднових систем підготовки палива.....	98
Сагін С.В., Заблоцький Ю.В. Сагін А.С. Визначення впливу антифрикційних покриттів на технічний стан підшипників ковзання дизелів морських суден	110
Сагін С.В., Куропятник О.А., Разінкін Р.О. Визначення впливу системи рециркуляції випускних газів на експлуатаційні показники роботи суднового малооборотного дизеля	124
Хлієва О.Я., Константинов О. І. Енергетична ефективність суднової установки на основі органічного циклу Ренкіна для рекуперації теплоти води охолодження двигуна Wärtsilä 12V46F	137
Черемісін В.І., Ігнатенко О.А. Урахування процесу дроселювання в циклі комбінованого суднового двигуна.....	152
Lebediev B., Uminsky S., Korolkova M., Melnyk O. Increasing the durability of precision pairs using nanocomposite electrolytic iron plating technologies.....	157

Miyusov M. V., Nikolskyi V. V., Levinskyi M. V., Levinskyi V. M., Saharov A. A. Development of a comprehensive model for assessing greenhouse gas emissions for various fuel types in maritime transport.....	176
Zhuravlov Yu. I., Korh M. V., Obertiur K. L Technological criteria for optimal operation of shaft-bearing joints of ship technical equipment parts (STE).....	187
Реферати.....	197
Правила оформлення і подання рукописів для збірника «Суднові енергетичні установки».....	228

10.31653/smf49.2024.5-20

Богач В.М., Колегаєв М.О., Довиденко Ю.М.

Національний університет «Одеська морська академія»

**ПОКАЗНИКИ ЕФЕКТИВНОСТІ ЛУБРИКАТОРНИХ СИСТЕМ
СУДНОВИХ ДИЗЕЛІВ**

Енергетична криза змусила дизелебудівні фірми перейти до створення двигунів з великим відношенням ходу поршня до діаметра циліндра. Збільшення ходу поршня компенсувало зниження частоти обертання і дозволило зберегти на колишньому рівні циліндрову потужність. У зв'язку з новими показниками відношення ходу поршня до діаметра циліндра двигунів нових типорозмірів, значно збільшилася довжина поверхонь тертя циліндрової втулки, що вимагає особливої уваги до питань ефективності роботи лубрикаторних систем судових дизелів.

Значна частина масла (при існуючих системах) неминуче надходить в циліндр в періоди руху поршня нижче мастильних отворів і потрапляє на бічну поверхню головки, а також його днище, де воно стає додатковим джерелом утворення нагару, який, як відомо, погіршує стан і роботу циліндра, рис. 1 [2, 3].

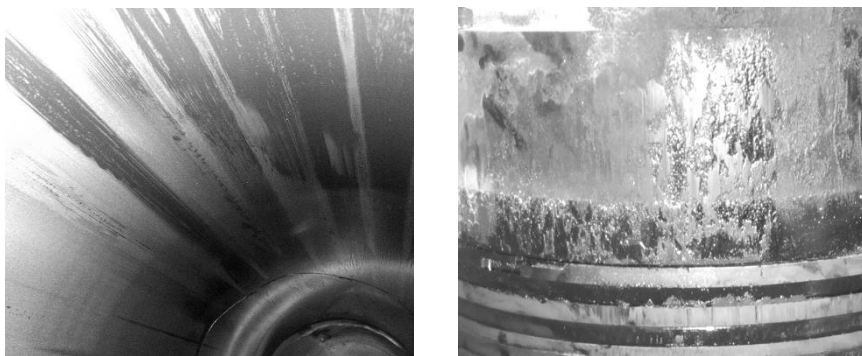


Рис.1. Характер натирань на дзеркалі ЦВ та утворення нагарів на поршні.

Ця некерована подача масла на поверхні поршня температура яких досягає 500°C і більше, ставить мастило в надкритичні (не заплановані при їх створенні) умови.

Звідси слідує, що неприпустимо створення лубрикаторних систем без уявлення про процеси які відбуваються в каналах систем. Недосконалість мастильних пристроїв не може і не повинно компенсуватися підвищенням вимог до якості масел. Зусилля по цих двох напрямках - створення масел і систем, історично ізольованих один від одного, повинні бути об'єднані, що дозволить визначити існуючі резерви в підвищенні надійності і економічності суднових двигунів, а також збільшити ефективність використання циліндрових масел.

Виходячи з цієї перспективи, нових уявлень і логіки отриманих результатів досліджень, виникає завдання знаходження та аналізу факторів, що визначають рівень характеристик процесу подачі масла в циліндри ДВЗ. Насамперед це стосується тих характеристик в зміні яких криється реальний техніко-економічний результат.

Дослідженнями встановлено [1, 2], що процес витікання масла в циліндр формується в частині мастильного каналу (передкамері), яка розміщена між торцем штуцера та дзеркалом циліндра і доволі часто супроводжується загальним для всіх двигунів явищем «виштовхування» масла газами на відстані, що перевищують зазор між поршнем та дзеркалом циліндрові втулки.

Разом з тим встановлено, що при спільності цього явища, частина масла подана з газами, що розширюються в передкамері, залежно від форм і розмірів останньої, може являти собою струмінь, групу крапель, окремі краплі або вид всіх цих форм одночасно, рис.2.

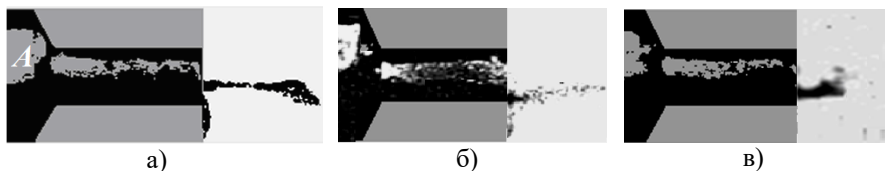


Рис.2. Характер виходу масла за межі каналу:

а) у вигляді струменю; б) крапельно; в) у вигляді струменю і крапель одночасно

Це, разом з відмінністю швидкостей «виштовхування» і далекобійності розглянутої частини масла, а також особливостями, зумовленими приналежністю предкамери до конкретної конструкції двигуна, визначило напрямок пошуку факторів впливу на характеристики подачі масла в циліндр. Їх можна поділити на дві групи.

В першу групу входять конструктивні фактори:

- об'єм предкамери;

- діаметр каналу в стінці втулки та його довжина;
- рівень розташування мастильних отворів по висоті циліндра;
- нахил каналу в стінці втулки.

Другу групу складають експлуатаційні фактори:

- величина порцій масла, що подаються в передкамеру;
- температура масла в передкамері;
- число оборотів двигуна та його навантаження;
- крен та диферент судна.

На рис. 3,4 наведені графічні залежності для головних двигунів з верхнім розташуванням мастильних отворів, що встановлюють кількісний зв'язок процесу подачі масла в циліндр з перерахованими вище конструктивними характеристиками передкамери при експлуатації суднових дизелів.

При почерговій оцінці впливу одного з перерахованих факторів на процес подачі масла, всі інші в експерименті залишалися постійними, що дозволило виявити головні з них і визначити напрямок вдосконалення існуючих передкамер, а також розробки нових конструкцій маслоподаючих пристроїв систем змащування циліндрів ДВЗ.

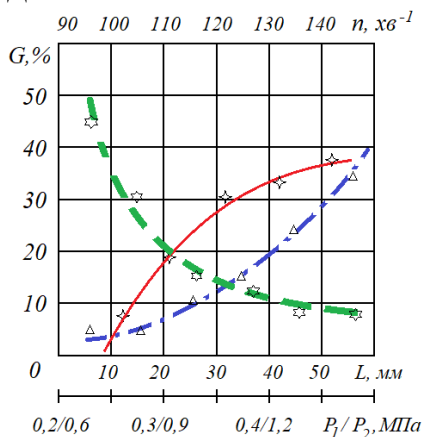


Рис.3. Залежність кількості «виштовхнутого» масла G від:

- - довжини передкамери L ;
- - частоти обертання КВ n ;
- - співвідношення тиску P_1/P_2 .

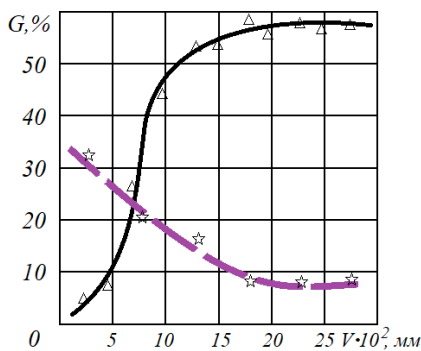


Рис.4. Залежність кількості «виштовхнутого» масла G від:

- - обсягу передкамери V ;
- - діаметра вихідного каналу d ;

На осі ординат кожного графіка відкладено кількість мастила, що надходить у циліндр з відривом від зрізу мастильного отвору. Зміна

цієї величини в залежності від обсягу V тієї частини предкамери (порожнина А), в якій переважно відбувається замикання газової подушки та від діаметра d вихідної частини каналу показано на рис.4. На рис.3 наведено залежності величини виштовхнутого газом масла від довжини предкамери L , частоти обертання n та співвідношення P_1/P_2 .

З графіків випливає, що збільшення обсягу предкамери, заповненого газом, призводить до значного зростання кількості масла, що надходить з відривом від дзеркала. Траєкторія польоту масла досягала 150 мм і була обмежена камерою дослідного стенду. При усуненні порожнини “А” відриву немає, тобто все масло стікає по стінці під отвір. Збільшення діаметра каналу призводить до значного зменшення викиду, а збільшення довжини його - до зростання викиду.

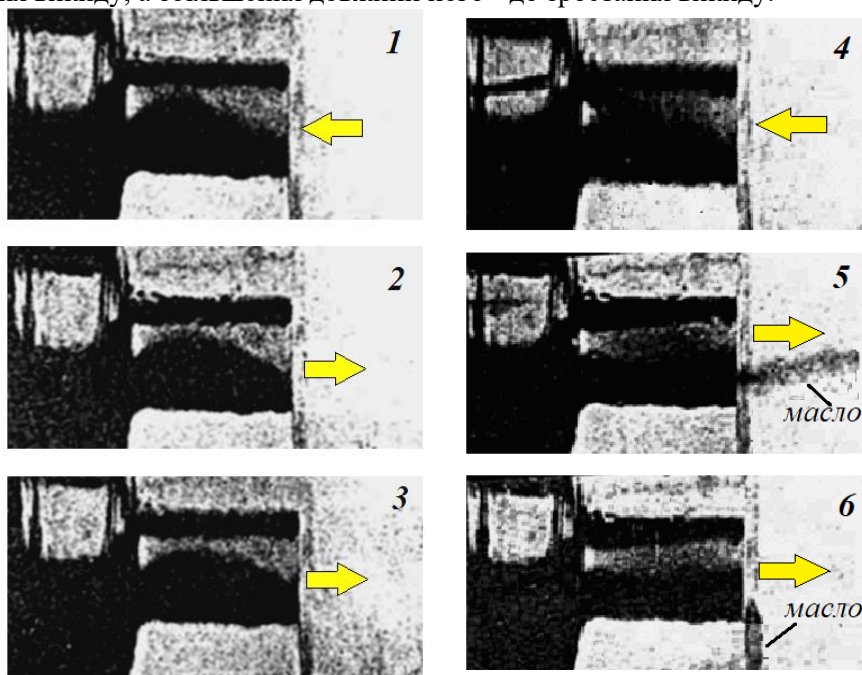


Рис.5. Кінокадри руху масла по каналу і за його межами

Розглядаючи природу явища виштовхування (викиду) масла встановлено [3, 4], що основними умовами організації цього процесу є вільні поверхні масла в передкамері, деформація їх під дією ударних імпульсів тиску газу зсередини циліндра з подальшим утворенням гребеня, який перекидає канал, замикаючи газові порожнини з

одночасним їх стисненням, що відбувається до кінця підвищення тиску імпульсу (кадри 1,4).

Встановлено, що коли, у період наростання тиску, не відбувається замикання каналу гребенем, викид відсутній (кадри 1...3), оскільки перед гребенем не виникає достатнього перепаду тиску. У випадках перекриття каналу гребенем (кадр 4), за цим слідує активне виштовхування (кадр 5) і стікання його з стінці (кадр 6).

Наведені фрагменти кінозйомки дають можливість пояснити характер зміни кількості масла, що надходить у циліндр з викидом залежно від діаметра і довжини каналу, а також інших умов, що розглядаються нижче.

Збільшення діаметра каналу призводить до зменшення викиду масла тому, що замикання його відбувається рідше. Крім того, зв'язок вершини гребеня з верхньою стінкою каналу стає, у міру збільшення діаметра, більш слабким і легше руйнується як при русі гребеня вглиб каналу, так і в період розширення в ньому газів.

Це приводить до більш швидкого вирівнювання тиску перед гребенем і після нього, до інтенсивного згасання інерції маси гребеня і, природно, до зниження кількості масла, що надходить в циліндр з викидом. Формування гребеня, здатного перекрити канал, вимагає певної його довжини. У короткому каналі, за час наростання імпульсу тиску, гребінь не встигає розвинутися до розмірів, що забезпечують перекриття перерізу і замикання газової порожнини, тому в такому разі викид неможливий.

Разом з геометрією заклапанної порожнини, характеристика викиду визначається і низкою інших умов, наприклад, рівнем розташування мастильних отворів по висоті циліндра. Цей фактор зумовлює число імпульсів тиску, що діють у заклапаній порожнині за один оборот, їх величину, швидкість наростання та падіння тиску, проміжок часу між імпульсами, температуру масла в передкамері, і на якому ході в основному відбувається його виштовхування газами.

Переміщення мастильних отворів у верхню частину циліндра веде до зниження виштовхування. При наявності порожнини "А" і збереженні рівними інших умов, зі збільшенням значень імпульсів витіснення масла з каналу в порожнину "А" відбувається швидше. У результаті гребінь, що утворився, замикає канал невеликою масою масла поблизу від порожнини, що при розширенні газів в останній призводить до швидкого прориву гребеня і захоплення в рух з газами малої кількості масла.

Експериментальні дослідження [1, 4] роботи лубрикаторної системи (без акумуляторів тиску мастила) сучасних суднових двигунів MAN-B&W показали, що подача мастила цією конструкцією супроводжується значним його “виштовхуванням”, величина якого досягає 50% від усієї подачі.

За період між робочими ходами плунжера лубрикатора, своєрідна передкамера між клапаном штуцера й дзеркалом циліндра випорожнюється настільки (у результаті “виштовхування”), що для її заповнення до рівня, що забезпечує витікання, потрібно не один, а декілька нагнітальних ходів плунжера лубрикатора. “Виштовхування” як правило, відбувається протягом 2-3 обертів колінчастого вала, між робочими ходами плунжера лубрикатора. Швидкість витікання мастила в циліндр досягає 2 м/с.

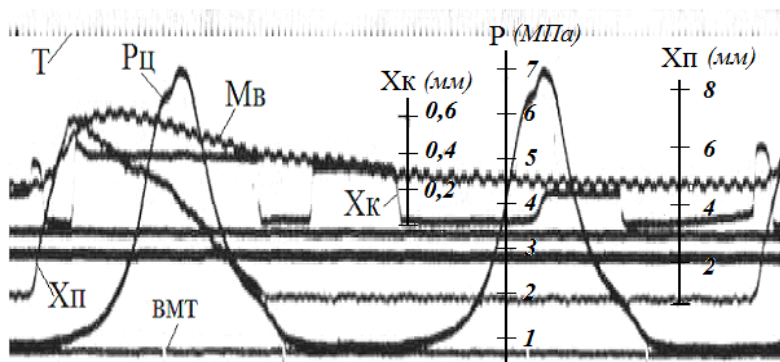


Рис.6. Осцилограма процесу подачі мастила лубрикаторною системою без акумулювання тиску

Отже, використання складного каналу в комбінації зі штуцером, у якого клапан розміщений на значнім віддаленні від дзеркала й без акумулятора не поліпшує процес подачі мастила, а навпаки погіршує його.

Вихід мастила в циліндр (як показує осцилографування, рис.6) здійснюється переважно в діапазоні з 85 до 310 град.п.к.в.. При цьому 25...30% мастила надходить у циліндр, коли поршень перебуває вище мастильних отворів і до 70% - при положенні поршня нижче отворів підведення мастила.

Локалізація натирань на нижній частині циліндра над її вікнами є ознакою, що вказує на недолік мастила в цій частині втулки при такому кількісному його перерозподілі.

Результати випробувань подачі мастила через верхній пояс показали, що значна його частина (понад 50%), через наявність «виштовхування», використовується не за призначенням, а навіть більше, сприяє збільшенню нагарів у циліндрі й збільшенню зносу деталей ЦПГ.

Зростання числа оборотів двигуна, за інших незмінних умов, супроводжується збільшенням частоти імпульсів і явища виштовхування масла, рис. 3. Це відбувається за рахунок підвищення рівня масла та наближення його вільної поверхні до верхньої стінки каналу, що сприяють більш ранньому замиканню газової порожнини гребенем. Підвищення рівня масла в каналі пояснюється скороченням часу між імпульсами та зменшенням можливостей витікання його з отворів у цей період.

Циклові подачі масла при експлуатації двигуна, особливо в періоди обкаток, змінюються в широкому діапазоні, тому отримана графічна залежність, що вказує на зміну характеристик надходження масла в циліндр за згаданих умов, має практичне значення, оскільки вона дає деяку кількісну інформацію про ту частину масла, яка обумовлює інтенсифікацію нагаровідкладень.

На збільшення кількості масла, що надходить в циліндр з відривом від стінки втулки при підвищенні числа обертів, рівня в каналі, а отже і товщини його шару, ймовірно впливають резонансні явища коливань вільної поверхні масла і тиску газів над нею. Ці коливання, а також зворотно - поступальний рух масла в каналі під дією різкої зміни величин тиску та напрямів потоку газів, призводять до інтенсивного приготування в передкамері газомасляної суміші. Насичення масла газами і підвищення температури суміші сприяють виштовхуванню масла.

На формування процесу подачі масла в циліндр впливає також орієнтація верхньої стінки каналу відносно вільної поверхні масла. Виявилось, що при нахилі каналу вниз виштовхування масла різко зменшується. Нахил осі каналу до 10° вгору викликає збільшення виштовхування масла, а подальший - знову зниження його.

На рис.7 показані залежності витрат масла G (в %) виштовхуванням з каналу від ходу плунжера h лубрикатора і температури t масла в лубрикаторі.

Дослідженнями встановлено, що величина виштовхування масла значно збільшується з підвищенням навантаження двигуна, тобто в

основному експлуатаційному режимі витрати масла, через закидання його на головку поршня і в камеру згоряння, найбільші.

Таким чином, складні некеровані взаємозв'язки, характерні для існуючих лубрикаторних систем, значною мірою визначають хаотичність організації мащення циліндрів і раптовість виникнення їх зносу. Складність цих обставин доповнюється відсутністю надійних методів прогнозування придатності того чи іншого сорту масел для забезпечення надійної роботи циліндрів судових ДВЗ.

Тому, разом зі створенням нових сортів масел, в такій же мірі необхідно займатися вивченням роботи існуючих маслоподаючих пристроїв, вдосконалювати їх і створювати нові конструкції, більш ефективні і пристосовані до сучасної тенденції форсування дизелів, а також експлуатації їх на важких сортах палив.

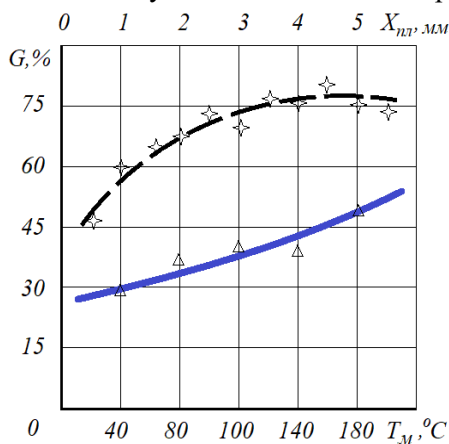


Рис.7. Залежність кількості "виштовхнутого" масла G від:

- $X_{пл}$ - ходу плунжера лубрикатора $X_{пл}$;
- T_m - температури масла в лубрикаторі T_m .

З аналізу зміни кількості масла, що надходить до циліндру з відривом від зрізу вихідного отвору в залежності від конструктивних факторів, рис.3,4,7 впливає, що головними геометричними характеристиками нагнітального тракту, що мають основний вплив на подачу масла в циліндр, є об'єм, довжина та неоднорідність передкамери, а також кут її нахилу. Для ліквідації "виштовхування" (або щонайменше граничного його зниження) можуть бути використані різні варіанти:

- перетворення передкамери в канал постійного обмеженого перерізу з капілярними властивостями, що забезпечують постійну заповненість його маслом;
- максимально можливе наближення безповоротного клапана до дзеркала циліндра;
- надання передкамері форм, що забезпечують газову подачу без "виштовхування" та ін.

Ці результати, що випливають з наведених результатів досліджень, дають уявлення для вдосконалення існуючих лубрикаторних систем, з метою підвищення їх ефективності для забезпечення економічності ДВЗ та надійності їх роботи.

Усуненням зазначеного явища вирішуються дві найважливіші завдання: технічна, яка полягає у забезпеченні виведення всього масла безпосередньо на дзеркало і, як наслідок, економічна - скорочення витрат за рахунок виключення прямої подачі масла в камеру згоряння, а також зменшення скидання в підпоршневий простір та вікна.

Це є першим і абсолютно необхідним кроком у вдосконаленні процесу подачі масла, без якого немислимо раціональне його використання і вирішення наступних завдань в організації змащування циліндрів, до яких відносяться:

- підведення масла до стику "кільце - втулка" без прямих втрат;
- удосконалення рівномірності розподілу масла по дзеркалу;
- забезпечення рівномірної та регулярної за оборотами подачі;
- автоматизація зміни режимів роботи системи залежно від стану циліндрів.

Поки весь мастильний матеріал, що подається системою, не виявиться саме на дзеркалі циліндра, прийматися за вирішення цих завдань, з надією на відчутні результати, не можна.

При забезпеченні виведення всього масла на дзеркало слід мати на увазі технічні рішення для дизелебудівних заводів, які повинні використовувати ці розробки при серійному випуску дизелів і необхідні варіанти для різних марок двигунів, що знаходяться в експлуатації.

Причому, враховуючи специфіку розташування предкамер і вкрай обмежені геометричні можливості, при розробці удосконалень для дизелів, що знаходяться в експлуатації, основною умовою, з якої слід виходити, має бути максимальна пристосованість розроблених рішень вписатися в геометрію існуючих конструкцій маслопідвідних пристроїв. В іншому випадку їх використання виявиться проблематичним або вимагатиме суттєвого втручання в сформовані конструктивні умови, що також не сприятиме їх використанню.

Ці результати, стали основою для вдосконалення існуючих систем [5] і вихідною позицією при створенні цілої групи нових маслопідвідних пристроїв, що мають властивості, які принципово відрізняються, та істотно підвищують ефективність лубрикаторних систем.

Канал має обмежений переріз і капілярні властивості, завдяки яким забезпечується постійна заповненість його маслом, що виключає утворення газових порожнин. Такий варіант, при довгих пристроях, спрощує технологію їх виготовлення. У той же час істотні відмінності у витратах і швидкостях зміни напору масла, а також у довжинах каналів, що залежать від конструктивних особливостей двигуна, зумовлюють необхідність відшукування методу оцінки правильності вибору розмірів маслопідвідних органів і величини кільцевої щілини, що забезпечують вихід мастила без відриву від дзеркала втулки.

Описана конструкція рекомендується для двигунів, у яких штуцера розташовані у верхній частині циліндра. Характерною рисою наведених конструкцій є розташування клапана поблизу дзеркала циліндра. Це гранично зменшує шкідливий об'єм і дозволяє наблизити вихід масла в циліндр до моменту подачі його лубрикатором. Остання обставина особливо важлива для дизелів з синхронізованим приводом насосів і розташуванням мастильних отворів в зоні відносно низького тиску.

Завдяки бічним отворах масло подається по дотичній до кола циліндра і отримує спрямований рух по обидва боки від точки змащування. Це покращує розподіл його по дзеркалу і запобігає подачі на головку поршня.

Вдосконалений вузол мащення циліндрової втулки (рис.8), складається зі штуцера з отвором для мастила, незворотного клапану, накидної та притискної гайок та ущільнень, який відрізняється тим, що кулька незворотного клапану притискується пружиною, що спирається на біметалеву мембрану, а у тілі втулки канали для мащення виконані під кутом до осі штуцера.

Технічний ефект досягається завдяки тому, що комбінація отворів та пружних елементів забезпечує:

- зменшення вузлів концентрації механічних напруг та забруднення у циліндровій втулці;
- більш ефективне мащення дзеркала циліндрової втулки;
- організацію процесу мащення з урахуванням дійсної температури та в'язкості мастильних матеріалів;
- підвищення ресурсу циліндрового втулки;
- зниження експлуатаційних та ремонтних витрат;
- можливість швидкої імплементації у виробничий процес.

У розробці застосовано комбінацію отворів та пружних елементів. При статичному режимі (двигун вимкнено) кулька незворотного клапана, яка притискується пружиною та мембраною, замикає канал мащення.

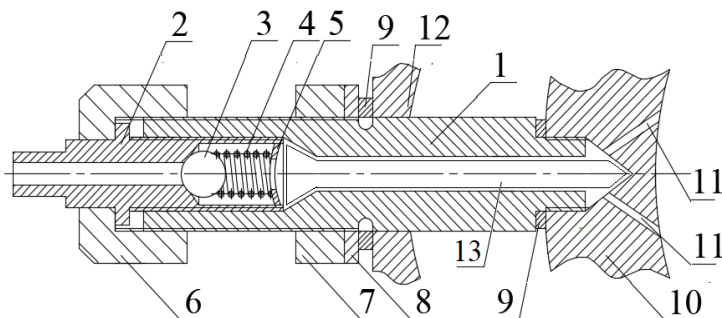


Рис.8. Вдосконалений вузол мащення циліндрової втулки:

1 – корпус штуцера; 2 – корпус незворотного клапану; 3 – кулька; 4 – пружина; 5 – біметалева мембрана; 6 – гайка накидна; 7 – гайка притискна; 8 – шайба; 9 – ущільнення; 10 – тіло циліндрового втулки; 11 – похилі отвори мащення; 12 – тіло блоку циліндрів; 13 – стрижень

При динамічному режимі (двигун працює) мастило під тиском надходить від лубрикатору до незворотного клапану. Коли тиск досягне номінального значення, струм мастила відтискує кульку і мастило через центральний отвір у штуцері та похилі отвори надходить до дзеркала циліндрового втулки. Завдяки похилим отворах мастило рівномірно розподіляється по дзеркалу, а самі отвори зменшеного діаметру не спричиняють появу точок концентрації напруги у тілі втулки.

Якщо відбувається зміна температури та в'язкості мастильного матеріалу біметалева пластинка підсилює або зменшує сумарний тиск на кульку незворотного клапану. Тим самим відбувається організація процесу мащення з урахуванням дійсної температури та в'язкості мастильних матеріалів.

Для дослідження нестационарного руху масла в кільцевому каналі за зворотним клапаном пропонується одномірне гідравлічне наближення [1].

Витрата масла на вході в цю ділянку вважається заданою. Наявність стрижня 13 (рис. 8) в заклапанній порожнині враховується коефіцієнтом опору, значення якого обрано для випадку руху в'язкої

рідини в зазорі між соосними циліндрами.

Диференціальні рівняння нестационарного руху в'язкої рідини в одномірному гідравлічному наближенні записуються у вигляді:

$$\begin{cases} \frac{\partial P}{\partial x} = \rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + 2au \right); \\ \frac{\partial P}{\partial t} = c^2 \rho \frac{\partial u}{\partial x} = k \frac{\partial u}{\partial x} \end{cases} \quad (1)$$

де ρ – щільність рідини (масла);

$c = \sqrt{\frac{K}{\rho}}$ – швидкість звуку в рідині, що тече по каналу з пруж-

ними стінками;

$K = \frac{K_{жс}}{1 + \alpha \frac{K_{жс}}{E}}$ – наведений модуль об'ємного стискування, врахо-

вуючий пружність стінки каналу;

α – безрозмірний коефіцієнт, що залежить від форми перерізу каналу і товщини стінки;

$K_{жс}$ – модуль об'ємного стискування рідини.

Для тонкостінних труб $\alpha = \frac{d}{h}$,

де d – внутрішній діаметр труби;

h – товщина стінки труби.

Коли стінки каналу мають значну товщину тоді:

$$\alpha = 2 \left(\nu_{II} + \frac{d + 2h + 2h^2/d}{2h + 2h^2/d} \right), \quad (2)$$

У рівняннях (1.1) введено таке позначення:

$$2a = \frac{\lambda u_{cp}}{8\delta} \approx \left(\frac{\lambda u}{8\delta} \right)_{cp} = const. \quad (3)$$

При цьому коефіцієнт опору λ вважається для руху, що не встановився. Тоді з урахуванням поправочного коефіцієнта на форму каналу φ :

$$\lambda = \phi = \frac{64}{R}. \quad (4)$$

де

$$R = \frac{u\delta}{v} \quad (5)$$

У формулі (3) величина δ позначає гідравлічний радіус.

Підставляючи у формулу (1.3) значення коефіцієнта опору (4) отримуємо:

$$a = \phi v \left(\frac{x}{f} \right)^2. \quad (6)$$

Тут v - кінематичний коефіцієнт в'язкості рідини.

Для труб кільцевого перерізу при зміні відношення від 1 до ∞ , значення ϕ коливається від 1 до 1,5 (R і a - зовнішній і внутрішній радіуси труби кільцевого перерізу).

Для інтегрування системи (1) в даний час широко використовуються чисельні методи із застосуванням ЕОМ. Однак, для обчислення максимальних значень швидкості на виході з каналу при заданій витраті на вході в канал можна скористатися аналітичним рішенням. Для умов руху система (1) може бути спрощена завдяки великій величині коефіцієнта v , що відповідає малому зазору кільцевого каналу.

Суворіше обґрунтування ці міркування отримають, якщо в системі (1) перейти до безрозмірних змінних, що має сенс відношення втрати тиску на довжині L , викликаного опором, до ударного тиску в ідеальній рідині.

Наближений інерційний доданок може бути відкинутий і система (1) набуває вигляду:

$$\left. \begin{aligned} -\frac{\partial P}{\partial x} &= 2\alpha u \\ -\frac{\partial P}{\partial t} &= c^2 \frac{\partial u}{\partial x} \end{aligned} \right\}, \quad (7)$$

Звідси для швидкості руху мастила отримуємо рівняння дифузійного типу:

$$-\frac{\partial u}{\partial t} = \chi \frac{\partial^2 u}{\partial x^2}, \quad (8)$$

$$\text{де: } \chi = \frac{c^2}{2a}.$$

Рішення рівняння (8) розглянемо при наступній початковій умові:

$$u(x, 0) = 0; \quad -L \leq x \leq 0, \quad (9)$$

І граничних умовах:

$$\left. \begin{aligned} u(-L, t) &= u_0 \\ -\frac{\partial u}{\partial x} \Big|_{x=0} &= 0 \end{aligned} \right\} t > 0. \quad (10)$$

Ці умови відповідають руху рідини, коли слідом за відкриттям неповоротного клапана на вході в канал виникає імпульсна зміна швидкості, а вихід з каналу прийнятий у середу з нульовим протитиском.

Розв'язання задачі (8), (10) має вигляд:

$$u = u_0 - \frac{4}{\pi} u_0 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\sin \left[\frac{2n-1}{2} \pi + \frac{L+x}{L} \right]}{2n-1} e^{-\frac{\chi(2n-1)^2 \pi^2 t}{4L^2}}. \quad (11)$$

Починаючи вже з дуже малих значень часу у рішенні (11) можна обмежитися першим членом. Тоді для швидкості у вихідному перерізі каналу $x = 0$ виходить:

$$u = u_0 - \frac{L}{\pi} u_0 e^{-\frac{c^2 \pi^2 t}{2a 4L^2}}. \quad (12)$$

Таким чином, на виході кільцевого каналу з малим зазором рух рідини є аперіодичним і швидкість наростає з часом за експоненціальним законом (12).

Наведені результати дозволяють шляхом нескладних розрахунків для конкретних каналів оцінити чисельні значення швидкостей руху масла і зробити висновок про забезпечення безвідривного процесу подачі масла в циліндр.

Якщо вихідна швидкість виявиться близькою до значення, при якому починається відрив масла від зрізу каналу, необхідно вводити зміни в систему, спрямовані на зниження вхідної швидкості або зміну напрямку потоку масла при виході його безпосередньо в циліндр.

Висновки

В цілому описані вище рішення забезпечують підведення всього масла безпосередньо до стику "кільце-втулка" і, тим самим, створюють умови для подальшого вдосконалення організації змазування циліндра.

За рахунок капілярних властивостей каналу, що забезпечують постійну заповненість його маслом, гранично обмежене проникнення гарячих газів, яке, крім окисних процесів, супроводжувалося інтенсивним перемішуванням з маслом і приготуванням суміші, що інтенсифікує концентрованість порцій.

Розроблені нові та вдосконалені мастильні пристрої забезпечують виведення всього масла на дзеркало регулярними і рівномірними порціями.

Перелік використаних джерел

1. Богач В.М. Підвищення ефективності суднових дизелів шляхом удосконалення лубрикаторних систем: Монографія. Одеса: НУ «ОМА», 2020. 294 с.

2. Богач В.М., Довіденко Ю.М., Дуранов О.П. Особливості роботи лубрикаторних систем суднових довгоходових двигунів // Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник. Вип. 44. Одеса: НУ «ОМА», 2022. С. 53-63.

3. Богач В.М., Обертюр К.Л., Довіденко Ю.М. Аналіз умов подачі мастила в циліндри суднових ДВЗ // Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник. Вип. 46. Одеса: НУ «ОМА», 2023. С. 5-16.

4. Богач В.М., Обертюр К.Л., Довіденко Ю.М. Вдосконалення процесу подачі мастила в циліндри суднових МОД // Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник. Вип. 47. Одеса: НУ «ОМА», 2023. С. 11-22.

5. Патент України № 155544. МПК B60G11/12 F16C33/00. Вузол мащення циліндрової втулки. В. М. Богач, Ю.М. Довіденко, К. Л. Обертюр; заявник та володар патенту Національний університет "Одеська морська академія". u202304788. заявл. 11.10.2023. опубл. 06.03.2024. бюл. № 10/2024. 3 с.

10.31653/smf49.2024.20-26

Веретеннік О. М., Кардашев Д. Л., Абоleshкін С. Є.

Національний університет «Одеська морська академія»

РЕЗУЛЬТАТИ УДОСКНАЛЕННЯ КОМПЛЕКСУ ВИМІРЮВАННЯ ПАРАМЕТРІВ КОЛИВАНЬ КОЛІНЧАТОГО ВАЛА ДВИГУНА

Постановка проблеми в загальному вигляді. Боротьба із резонансними явищами виникаючими у валопроводах внаслідок розвитку крутильних коливань є досі актуальною проблемою морського судноплавства. На рис. 1 показана світлина, доброзичливо надана співробітником нашого університету Щербініним В.А., де продемонстрована томурічна аварійна ситуація пов'язана із поломкою ділянки колінчастого вала суднового двигуна. За його коментарем ця ситуація виникла внаслідок виходу з ладу демпфера крутильних коливань. Надійне діагностування працездатності демпферів можливо тільки при регулярному моніторингу колівальної системи валопроводу під наглядом Регістру.



Рис.1 Аварійний випадок пов'язаний із поломкою ділянки колінчастого вала суднового двигуна.

Загальна методика викладена в міжнародному стандарті ISO 3046-5 [1]. Ці випробування поділяються на дві частини: розрахункову, що дає можливість отримати відносні амплітуди крутильних коливань інертних мас, та натурні вимірювання, що дозволяє отримати фактичну амплітуду коливань інертної маси на який встановлено

вимірювальний прилад. Для нових суден розрахункову частину, як правило, виконують суднобудівні компанії, а другу частину на ходових випробуваннях. Для суден, які знаходяться в експлуатації, підлягають випробуванням на крутильні коливання валопроводи та ротори генераторів.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Існуючі способи і створені на їх основі сучасні пристрої та системи базуються на вимірюванні однієї з характеристик: кута повороту, кутової швидкості або кутового прискорення із перетворенням вимірюваної величини в електричний аналоговий чи цифровий інформаційний сигнал [2, 3]. Наведені приклади об'єднує те, що в них датчики або випромінювачі знаходяться на валу, що обертається. Але це ускладнює отримання та передачу в реальному часі первинного сигналу для подальшої обробки [4, 5], що приводить до спотворення або загублення певної долі первинної інформації. Недоліком приладу [6] є значний рівень шуму в радіоканалі внаслідок різних процесів електромагнітного характеру із оточуючого середовища. Для подолання цього був розроблений та запатентований пристрій [7] для отримання та запису в реальному часі корисних сигналів безпосередньо на валу, що обертається.

Постановка завдання. В процесі експериментальних випробувань приладу [7] в лабораторії кафедри СЕУ (навчальний стенд на базі двотактного двигуна ЯАЗ 204) виникла необхідність його доробки та удосконалення методики вимірювань з наступних причин:

оскільки рівень сигналу по радіальному напрямку набагато перевищує рівень потрібного для аналізу сигналу в дотичному напрямку активна частина акселерометра по радіальному напрямку при певних оборотах колінчатого вала входить в зону "насиченості", що спотворює чутливість датчиків по іншим координатам;

вплив вібрації корпусу двигуна є суттєвим;

запис аналогового сигналу датчиків на SD носій здійснюється в бінарному коді.

Подолання цих недоліків складає основне завдання даної роботи.

Виклад основного матеріалу дослідження. В основі створення приладу [7] (рис.2) автономного комплексу експрес-вимірювання і запису миттєвих значень прискорень при крутильних коливаннях валопроводу лежить підконтрольне Регістру дотичне напруження або пружний момент, виникаючі в ділянках валопроводу

$$\tau = \frac{M_{i,i+1}}{W} = \frac{J_{i+1} \cdot \varepsilon_{i+1}}{W} \quad (1)$$

де τ - дотичне напруження скручування ділянки $i, i+1$; W - полярний момент опору поперечного перетину ділянки; $M_{i,i+1}$ - момент, що скручує; $k_{i,i+1}$ - жорсткість ділянки, φ_{i+1} , φ_i - кути закручування зосереджених мас, що обмежують ділянку; J_{i+1} - момент інерції зосередженої маси; ε_{i+1} - кутове прискорення відповідної зосередженої маси.

У пропонованій методиці [8, 9] використовується останнє співвідношення виразу (1), засноване на безпосередньому вимірі в реальному часі дотичного прискорення, а, отже, і кутового прискорення однієї з мас. При цьому момент інерції маси визначається розрахунковим шляхом по технічним характеристикам двигуна або виміром.

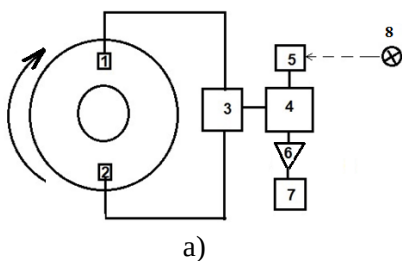


Рис. 2. Блок-схема (а) та зовнішній вигляд вимірювального пристрою (б): 1,2 – трьохосьові акселерометри; 3- трьохканальний суматор; 4- дatalogер; 5- фотодатчик; 6-одноканальний підсилювач сигналу; 7 – SD-носії; 8 – джерело світла

На рис.2 а) показана блок-схема удосконаленого вимірювального комплексу, а на рис.2 б) зовнішній вигляд вимірювального приладу.

При цьому, джерело живлення, трьохосьові датчики-акселерометри, суматор, дatalogер (регістратор), одноканальний підсилювач сигналу; SD-носії для запису даних в реальному часі, фотодатчик можуть бути закріплені на бандажі та розміщуватись безпосередньо на валу, що обертається.

Розроблений реєструючий пристрій має наступні основні характеристики:

- 1) динамічний діапазон прискорень: 1 250g (g – прискорення вільного падіння);
- 2) фільтрація постійної складової сигналу;

- 3) лінійна АЧХ в діапазоні 0 1600 Гц;
- 4) нечутливість до поміх від інших працюючих механізмів і пристроїв;
- 5) можливість безпосереднього запису результатів вимірів на змінному носіїві відразу по п'яти каналам для подальшої програмної обробки;
- 6) конструкція датчика і алгоритм функціонування даталогера забезпечують синхронізацію із будь-якою кількістю додаткових даталогерів. Це дозволяє розвинути систему до вимірювального комплексу.

Проте на етапі розробки використання даталогера має недолік – відсутність можливості оперативного, в реальному часі, контролю запису даних. Але, вмикання та вимикання запису здійснюється оператором дистанційно за допомогою джерела світла. Експериментальні дослідження крутильних коливань проводилися на лабораторній установці на базі дизеля ЯАЗ 204: 4-х- циліндрового, двохактного, потужністю 127 к.с. в діапазоні 400 1500 об/хв.

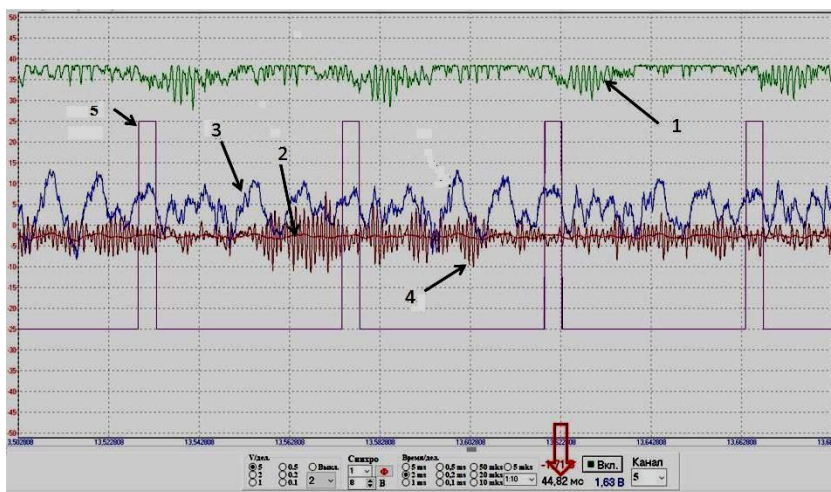


Рис. 3. Експериментальні акселерограми при частоті колінчатого вала обертання 1340 об/хв: 1 - радіальна складова; 2 - дотична складова; 3 - підсилена дотична; 4 - аксіальна складова; 5 - строб (лічильник обертів)

Крива – 2 (червона) безпосередній запис дотичного прискорення. Сигнал дотичної складової набагато менший ніж радіальної. В такому вигляді крива візуально малоінформативна, тому було вирішено додати до приладу одноканальний підсилювач (рис. 2.а.) з

коефіцієнтом підсилення 10:1. В результаті отримали криву - 3 (синя), яка більш деталізована.

Сигнал 4 (коричнева) стосується аксіального напрямку. Раніше цей напрямок вважався нецікавим, але тепер дійшли висновку, що його можна використовувати для юстування датчиків в площині перпендикулярній до осі обертання.

Прямокутні стовпчики 5 (фіолетові) – строб або лічильник обертів вала. Відстань між ними відповідає одному оберту. Велика червона стрілка показує тривалість одного оберту в мс. Тобто проміжок часу 44, 82 мс відповідає частоті обертання 1340 об/хв.

Важливою частиною програми-емулятора є можливість перезапису даних із бінарного кода в цифровий десятичний формат як в текстовому режимі так і в форматі придатному для користування оболонкою Excel.

Вплив вібрації корпусу на показання приладу було усунено прямою пасовою передачею з однаковими по радіусу шківками та кріпленням ведомої частини (кріплення вимірювального приладу здійснено на фланці ведомого шківки) на фундаменті. Вважалося, що спотворення первинного сигналу в цьому випадку менш впливове.

Крім того, проводились дослідження із датчиками різного робочого діапазону та вибору відстані їх розміщення відносно осі обертання вала. Оптимальними в лабораторних умовах визнано трьохосові акселерометричні датчики із робочим діапазоном 0-16g в актуальній області частот обертання колінчатого вала та розміщенням їх на радіусі 0,02 м від осі обертання ведомого шківки, на фланці якого закріплений вимірювальний прилад.

Для подальшого удосконалення та усунення можливих недоліків із ціллю підвищення достовірності вимірів доцільно протестувати вимірювальний комплекс на ходових натурних випробовуваннях.

Робота виконувалась в рамках держбюджетної НДР №0123U101462 "Мобільна комплексна експрес-діагностика експлуатаційного технічного стану суднового пропульсивного комплексу на основі його вібраційно – коливальних характеристик".

Висновки. Завдання по удосконаленню вимірювального комплексу вирішено наступним чином:

- внесено конструктивні зміни у вимірювальний прилад підключенням одноканального підсилювача актуального сигналу;

- створена програма емулятор осцилографа для візуального контролю запису сигналів;
- оптимізовано робочий діапазон трьохканальних датчиків акселерометрів та їх розміщення відносно осі обертання вала;
- вплив вібрації корпусу на корисні сигнали усунуто прямою пасовою передачею із розміщенням вимірювального приладу на нерухомому фундаменті;
- система може бути розвинута до вимірювального комплексу із синхронним врахуванням вібрації корпусу дизеля.

До недоліку методики можна віднести відсутність, на даному етапі, можливості оперативного, в реальному часі, контролю запису даних.

Перелік використаних джерел

1. International standard ISO 3046-5: Reciprocating internal combustion engines-Performance- Part 5: Torsional vibrations. 2001. P. 1-10.
2. Lin Terry, Tan Andy, Howard Ian, Pan Jie, Crosby Peter, Mathew Joseph. Development of a diagnostic tool for condition monitoring of rotating machinery// Proceedings of the 15th Annual ICOMS Asset Management Conference 2011: Deliver Business Improvement through Asset Management. Asset Management Council Limited, Australia. P. 1-9.
3. Jin-Suk Sun, Tae-Min Han, Kang-Ki Lee, Ue-Kan Kim A Study on the Measurement and Analysis of Whirling Vibration Behavior of Marine Propulsion Shafting System using Gap-sensors // Journal of the Korean Society of Marine Engineering. 2015. Vol. 39, № 2. P. 130-135.
4. Xiaowei Xu, Zhenxing Liu, Jiangdong Wu, Jiaming Xing, Xiaoqing Wang. Misfire fault diagnosis of range extender based on harmonic analysis // International Journal of Automotive Technology. 2019. Vol. 20, № 1. P. 99–108.
5. Drewing S., Abramczyk N., Żuk D. Analysis of changes in the angular velocity of the crankshaft of the marine engine for diagnosing the wear and location the failure of the fuel injection system // Mechanics and Mechanical Engineering. 2021. Vol. 25, №1. P. 72-76.
6. Патент на корисну модель UA № 124689 «Спосіб виміру миттєвих значень кутового прискорення та кутової швидкості обертання вала». Вікулін І.М., Горбачев В.Е., Веретеннік О.М., Задирко С.І., Аболєшкін С.С., Кардашев Д.Л. 25.04.18, Бюл. №8.
7. Патент на корисну модель UA № 2019 05580 G Пристрій для експрес-виміру миттєвих значень дотичного, радіального та аксіаль-

ного прискорень вала, що обертається 25.03.2020, бюл. № 6. Веретеннік О.М., Кардашев Д.Л., Абоleshкін С.Є., Задирко С.І., Веретеннік О.О.

8. Веретеннік О.М., Кардашев Д. Л., Абоleshкін С. Є. Методика вимірювання миттєвих значень кутового прискорення при крутильних коливаннях суднового валопроводу // Суднові енергетичні установки: наук. техн. зб. 2018. Вип. 38. Одеса : НУ «ОМА». С. 55-60.

9. Veretennik O., Kardashev D., Aboleshkin S. Design of detector of internal combustion engine's crankshaft torsional vibrations based on accelerometer method // Proceedings of the 3rd annual conference: Technology transfer: fundamental principles and innovative technical solutions, Tallinn. 2019. P. 45-47.

10.31653/smf49.2024.27-40

Козицький С. В.

Національний університет “Одеська морська академія”

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ СУДНА ШЛЯХОМ ВИКОРИСТАННІ НАНОМАТЕРІАЛІВ ДЛЯ МОДЕРНІЗАЦІЇ КОРПУСУ СУДНА

Постановка проблеми в загальному вигляді

Корозія та обростання корпусу завдає великої економічної та екологічної шкоди, а прямі економічні втрати від них сягають 440 мільярдів доларів США щороку [1]. Обростання корпусу суден бактеріями, водоростями і тваринами знижує швидкість руху судна, погіршує його експлуатаційні та маневрені властивості, веде до руйнування конструкцій та зростання ризиків безпеки. Зі збільшенням рівня шорсткості поверхні корпусу збільшується опір руху суден. М'які обростаючі організми збільшують опір тертя корпусу на 10%; а жорсткі на 40%. Вплив брудного корпусу може становити близько 50% загального опору [2]. Це вплине на коефіцієнт корисної дії. Забезпечення необхідної швидкості руху судна зумовить збільшення вихідної потужності головного двигуна судна, що приведе до суттєвого збільшення витрати палива, а тому до додаткового забруднення доквілля.

Аналіз досліджень та публікацій

Особливі умови морського середовища вимагають в середньому раз на три роки очищення корпусу шляхом відправки судна в сухий док, що вимагає тривалого простою та інших додаткових витрат. Багато років проводилися дослідження по захисту корпусу судна від руйнувань (корозії, обростання, тощо). Покриття корпусу, такі як фарби проти корозії та обростання, позитивно вплинули на збільшення ресурсу судна [3].

Раніше для запобігання обростанню корпусу судна використовували сполуки олова та міді у фарбах. Їх використання заборонено з липня 2010 року (Регламент Комісії ЄС, 2010), оскільки приводило до забруднення доквілля отруйними хімічними сполуками, що входили до складу фарб.

Повністю відмовитись на судах від протиобростаючих та корозійних покриттів не можливо. Актуальною задачею сьогодення є розробка більш екологічних та водостійких матеріалів, які би ефек-

тивно захищали корпус судна, запобігали його обростанню та спрощували очищення корпусу.

Протягом останнього десятиліття нанотехнології (технології, які досліджують поведінку матеріалів у діапазоні розмірів 1–100 нанометрів) викликали значний інтерес до застосування, у тому числі у морській галузі. Фізичні та хімічні властивості нанорозмірних частинок (НЧ) суттєво відрізняються від відповідних для традиційних матеріалів. Така відмінність у поведінці НЧ [4] зумовлені розмірними ефектами та особливостями їх квантово-механічної поведінки. Наноматеріали (НМ) характеризуються підвищеною твердістю в 2–7 разів [5], межею міцності в 1,5–8 разів, межею плинності в 2–3 рази у порівнянні з традиційними матеріалами [6]. Надлишкова поверхнева енергія НЧ [7] збільшує їх хімічну активність та коефіцієнт дифузії.

Постановка завдання. Серед проблем, що потребують вирішення у морському транспорті, зазначимо: збільшення ресурсу суднових енергетичних установок та корпусу, захист довкілля від викидів.

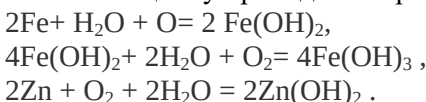
В статті наводяться дані по застосуванню нанотехнологій для створення перспективного покриття корпусу судна, яке запобігає хімічній та біологічній корозії, зменшує опір руху судна, тому зменшує витрати пального та забруднення довкілля.

Виклад основного матеріалу.

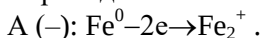
Захист корпусу судна від корозії

Інтенсивність корозії підводної зовнішньої поверхні судна визначається хімічним складом морської води, яка містить кисень, вуглекислий газ, сірководень та хлорид натрію. Концентрація домішок визначається температурою морської води тому змінюється з переходом судна з однієї кліматичної зони в іншу: тропічні умови є більш жорсткими у порівнянні з арктичними.

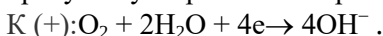
Хімічна корозія заліза та цинку проходить за реакціями [8]:



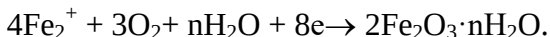
Крім хімічної корозії відбувається електрохімічна корозія. Ділянка поверхні металу, яка покрита водою, куди доступ кисню дуже обмежений, є анодом – там проходить окиснення



На периферії, куди кисень поступає без перешкод, проходить реакція відновлення за рахунок утворених електронів (катодна ділянка)



Від анода дифундують катіони Fe^{2+} , які беруть участь в утворенні іржі



Особливо сильно піддаються хімічній корозії металоконструкції, що знаходяться у воді – днище суден, підводні трубопроводи тощо.

Найпоширенішим методом захисту металів від корозії є фарбування, завдяки низькій вартості, простоті застосування, легкості реставрації та можливості сполучення з іншими методами захисту. Однак цей метод утворення полімеру безпосередньо на поверхні має свої недоліки: недостатню термостійкість і невисоку механічну міцність та короткий термін у межах від 12 до 24 місяців при повній схемі фарбування [9].

Сучасні вимоги до застосування систем покриттів для захисту від корозії різних суднових конструкцій, полягає у збільшенні ресурсу експлуатації шляхом запобігання їх руйнуванню [10]. Тому розробляють більш надійні та довговічні і екологічні та водостійкі матеріали. Для тривалого захисту судна від дії зовнішнього середовища необхідно, щоб плівка захисного покриття була суцільною, позбавленою пор, зберігала високу адгезію до поверхні, мала мінімальне водопоглинання [9, 10].

Завдяки нанотехнологіям можна отримати покриття, які захищають поверхню металів набагато краще, ніж ті методи захисту від корозії, що застосовувалися раніше. Такі лакофарбні матеріали (ЛФМ) передбачають невеликий вміст функціональних добавок в рецептурному складі, що містять нанофазу. Ці ЛФМ наносяться на поверхню корпусу судна у вигляді тонких плівок, які мають назву нанооболонки. Утворені нанооболонки не лише запобігають корозії, але мають наномасштабні структури поверхні, які знижують опір води, що зумовлює зниження енергоспоживання суден. На світлині зображено судно, яке для захисту корпусу використовує наноструктуровані фарби (рис. 1).

Завантаження НЧ SiO_2 (~20 нм) у фарбу збільшує її міцність, оскільки поверхневі атоми НЧ збільшують зчеплення між молекулами. НЧ кремнезему (близько 3-6% від полімеру) збільшують час проникнення води і кисню через покриття до поверхні металу. Присутність НЧ підвищує стійкість до подряпин і стирання покриття без зміни реології корпусу та збільшує у двічі час придатності покриття [11].



Рис.1. Антикорозійне нанопокриття корпусу судна [Електронний ресурс <https://nikerav.com.ua>]

Додавання 3% (по масі) НЧ TiO_2 (розміром 5-10 нм) до поліакрилового ґрунту покращує його антикорозійні властивості [12] та збільшує термін придатності покриття до 5 років.

Було розроблено покриття на основі вуглецевих нанотрубок (ВНТ) в якості антикорозійних суднових покриттів [13], шляхом завантаження ВНТ у фарбу. ВНТ мають високу міцність на розрив і модуль Юнга на порядок більший, ніж у сталі. Завантаження 0,7% (по масі) ВНТ у фарби показали значне покращення ударостійкості та збільшило міцність покриття на розрив [13].

Антикорозійні покриття з використання НЧ за рахунок нерівноважності НЧ [4] проявляють самоорганізацію – самостійно заліковують (ремонтують) мікротріщини на поверхні корпусу судна. Це значно поліпшує ефективність захисного шару [14].

Захист корпусу судна від біологічної корозії та обростання

Присутність у воді кисню, вуглекислого газу та сірководню є живильним середовищем для шкідливих мікроорганізмів. Мікроорганізми є важливою причиною корозії, яка зумовлену діяльністю бактерій та інших мікроорганізмів. Такий тип корозії називається «мікробною корозією». Інтенсивність обростання підводної зовнішньої поверхні судна визначається фітопланктоном і зоопланктоном та температурою води. Усі ці чинники змінюються з переходом судна з однієї кліматичної зони в іншу. Біологічне обростання суден бактеріями, водоростями і тваринами знижує швидкість руху

судна, погіршує експлуатаційні властивості, веде до руйнування конструкцій.

Для запобігання біокорозії та обростання застосовують біоциди – хімічні речовини, які знищують або знешкоджують виникаючі мікроорганізми. Найбільш ефективними та не токсичними для водних організмів визнані покриття фірми International Marine Coatings [15]. Однак ці лакофарбові покриття мають невеликий термін служби – до 24 місяців.

Завдяки нанотехнологіям можна отримати покриття, які захищають поверхню металів набагато краще. Нанокompозитні покриття просочують поверхні металу товщиною в кілька мікрон, стійкі до механічного зношування, хімічно стійкі та самоочищуються [14, 15].

Наприклад, лакофарбні матеріали (ЛФМ) і покриття, при додаванні наночасток срібла (~5–20 нм), мають унікальні антисептичні властивості [16]. Особливий розподіл атомів та електронів у НЧ та значна доля поверхневих атомів, які проявляють підвищену реакційну здатність у порівнянні з об'ємними, надають НЧ срібла особливі властивості на відміну від частинок срібла мікронних розмірів.

Механізм протиобрастаючих властивостей НЧ Ag заснований на здатності іонів Ag^+ закріплюватися (рис.2) на клітинних стінках [16].

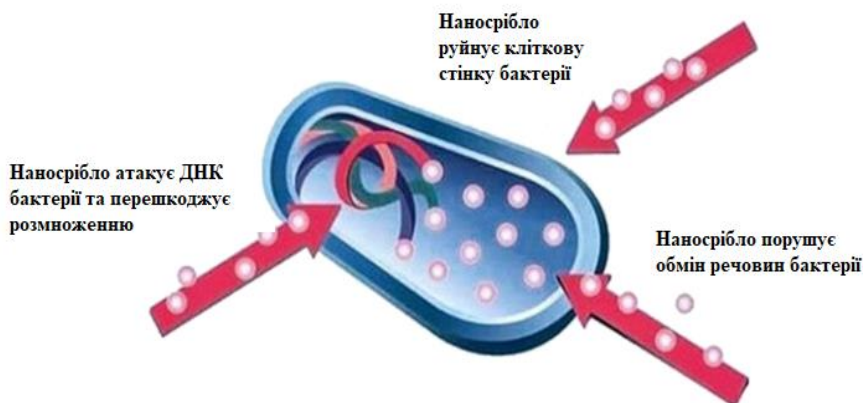


Рис. 2. Механізм впливу НЧ Ag на бактерії та його антибактеріальні властивості [16]

Іони Ag^+ проникають в бактеріальну клітину і взаємодіють з тіоловими групами більшості життєво важливих ферментів (рис. 2), що призводить до дезактивації ферменту, припиняє ріст бактерій і

зумовлює загибель бактеріальної клітини. Контактне знищення клітин іонами Ag^+ є основним механізмом запобігання обростання.

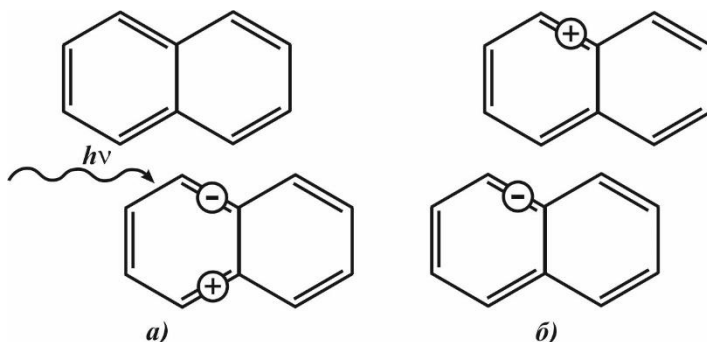


Рис. 3. Схема утворення АФК у напівпровідникових наноматеріалах [17]: а) генерація фотонем екситону Френкеля; б) розпад екситону та утворення активного аніону кисню

ЛФМ з наночастинками срібла екологічно безпечні для людей і довкілля, можуть застосовуватися для захисту металевих і неметалевих поверхонь.

Інший механізм [17, 18] проявляють НЧ оксиду металів, такі як ZnO та TiO_2 . Механізм запобігання обростання наноструктурованих оксидів металів заснований на утворенні під дією падаючого кванта світла іонів металів (рис.3) та активної форми кисню (АФК) (англійською ROS – reactive oxygen species)

Опромінення оксидів металів квантом світла призводить до перенесення електронів із валентної зони в зону провідності, утворюючи (рис.3, а) електронно-діркову пару (екситон Френкеля). Міграція електрона та дірки (рис. 3, б) приводить до утворення катіону металу (наприклад, Zn^+) та активного аніону кисню O^{2-} .

Утворення АФК приводить до різкого окислювального процесу, оскільки включають іони кисню з неспареними валентними електронами, які займають зовнішні електронні орбіталі, а тому проявляють надзвичайну активність. Після проникнення через оболонку АФК спричиняє пошкодження ДНК і РНК, окислення ліпідів, зміну білка, інгібування ферментів тощо (рис. 4).

Обсяг поглинання збільшується при зменшенні розміру частинок, тому НМ можуть легко проникати через клітинні мембрани та інші бар'єри живих організмів (рис. 4). Створені АФК впливають лише на ті організми, які безпосередньо контактують з ними.

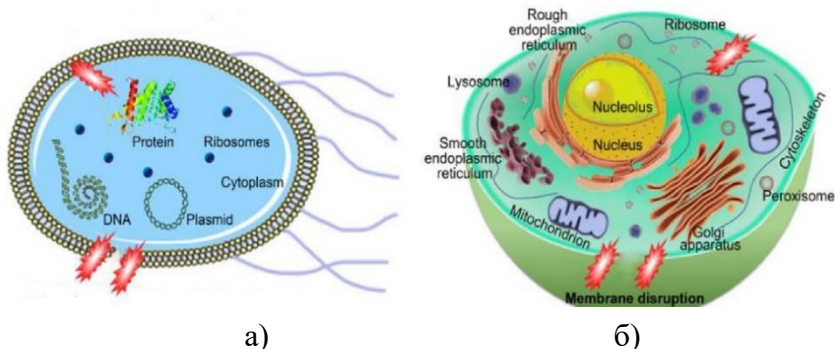
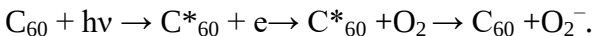


Рис. 4. Проникнення АФК через оболонку та її дія [17] на прокаріотичну клітину (А) та еукаріотичну клітину (В)

Ефективними для запобігання біокорозії виявилися вуглецеві наноматеріали. Досліджений механізм продукування АФК фулеренами C_{60} після фотозбудження [19]. Згідно з даним механізмом під дією світла генеруються електрони і збуджена молекула фулерена стає сильнішим акцептором електронів, що приводить до передачі електронів від фотозбудженої молекули C^*_{60} на молекулу O_2 та здійснюється за схемою



Утворена АФК після фотозбудження молекули C_{60} приводить до ушкодження структури ДНК. Крім того, завдяки гідрофобним властивостям молекула C_{60} може вбудовуватись у біологічні мембрани та локалізуватись у мембранних структурах [20].

Присутність фулерену C_{60} у фарбах ініціює продукування АФК на поверхнях захисної фулерено-полімерної плівки товщиною 100 нм [19]. Утворена плівка захищає від термічної та окисної деструкції, збільшує захисну здатність поверхні в 2–3 рази та час експлуатації в 3–8 разів, що може бути використано для знищення мікроорганізмів на підводній частині судна.

ВНТ виявляють хорошу антимікробну активність та впливають на обростання корпусу судна мікроорганізмами. Всього 0,5% вагового відсотка ВНТ впливає на склад біоплівки зменшуючи чисельність

бактерій та осідання мідій з твердим панциром, тому запобігає обростанню корпусу судна і збільшує міцність покриття на розрив [21].

Використання супергідрофобних матеріалів

Якщо молекула знаходиться на поверхні розділу між рідиною та газом, то вона буде взаємодіяти як з молекулами всередині рідини, так і з молекулами газу. При температурах далеких від критичної густина газу значно менша густини рідини, отже, рівнодійна сил, що діє на таку молекулу спрямована *перпендикулярно поверхні в рідину*. Тому поверхневі молекули мають надлишок енергії у порівнянні з молекулами, які знаходяться у внутрішніх шарах рідини [22]. Цей надлишок енергії dw називається *поверхневою енергією*, яка збільшується пропорційно величині утвореної площі dS

$$dw = -\sigma \cdot ds, \quad (1)$$

де σ – коефіцієнт поверхневого натягу, чисельна величина якого дорівнює силі F , що діє на одиничний відрізок контуру на поверхні рідини. Отже сила поверхневого натягу

$$F = \sigma \cdot l \quad (2)$$

пропорційна довжині l цього відрізка.

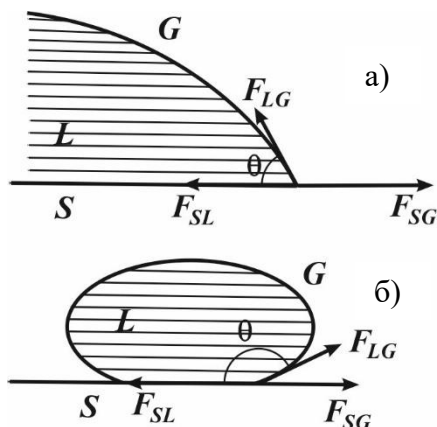


Рис. 5. Поверхні явища на межі рідини та твердого тіла:

- а) випадок змочування рідиною,
- б) випадок незмочування рідиною

Коефіцієнт поверхневого натягу залежить як від властивостей самої рідини, так і від властивостей тіла, яке межує з рідиною по даній поверхні. Таким середовищем може бути газ, інша рідина або тверде тіло. Поверхневий натяг властивий усім агрегатним станам.

Розглянемо (рис. 5) краплю рідини L (Liquid), яка лежить на поверхні твердого тіла S (Solid), а над ними знаходиться газ G (Gas). У кожній точці по периметру краплі на одиницю її довжини діють сили поверхневого натягу: F_{SL} , F_{SG} та F_{LG} . Кут θ , проведений з точки периметру краплі по дотичній до поверхні

краплі, називають *крайовим кутом змочування* (рис. 5).

Зауважимо, що по мірі зростання взаємодії з молекулами тіла, що оточують дану молекулу, у порівнянні з взаємодією зі “своїми” молекулами, зменшується рівнодійна сила, що діє на поверхневу молекулу, а тому зменшується коефіцієнт поверхневого натягу.

Сили поверхневого натягу F_{SL} та F_{LG} намагаються стягнути каплю, а сила F_{SG} – її розтягнути (рис. 5, а). Умова рівноваги каплі має вид [22]:

$$F_{SL} + F_{LG} \cos \theta = F_{SG} . \quad (3)$$

Звідки міра змочування визначається кутом θ

$$\cos \theta = (F_{SG} - F_{SL}) / F_{LG} . \quad (4)$$

При $F_{SG} > F_{SL}$ кут $\theta < \pi / 2$, у цьому випадку поверхня твердого тіла S є *гідрофільною* і рідина L змочує тверде тіло S (рис. 5, б).

Коли $F_{SL} > F_{SG}$ кут $\theta > \pi / 2$, у цьому випадку поверхня твердого тіла S є *гідрофобною*, і рідина L не змочує тверде тіло S (крапля відштовхується від поверхні). Поверхні, для яких значення кута змочування $\theta \sim 150^\circ - 170^\circ$ називаються *супергідрофобними*.

Для досягнення супергідрофобного стану необхідно істотно зменшити площі контакту рідини з поверхнею. Цього можна досягти шляхом використання наноматеріалів, як присадки до фарб, створюючи на поверхні шипи, розміром порядку мікрона. Тоді вода не розтікається, а «сідає» на шипи у вигляді кульок (рис. 6).

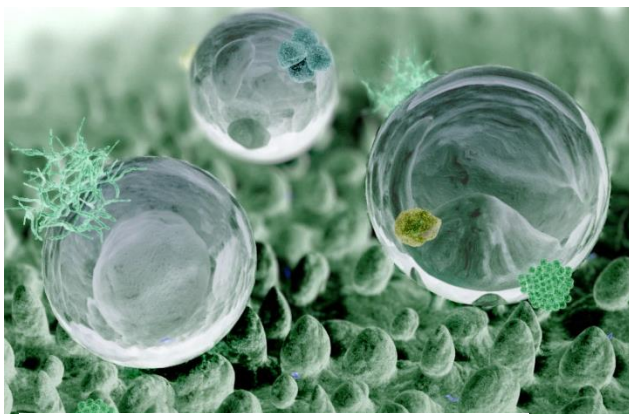


Рис. 6. Супергідрофобна поверхня

Істотне зниження площі контакту рідини з поверхнею дозволяє отримувати поверхні, для яких крайовий кут змочування може досягати значення 170° .

Однією з найбільш очікуваних властивостей супергідрофобних поверхонь є їхня здатність до самоочищення [23]. Структура супергідрофобної поверхні запобігає прилипанню краплі води тому при найменшому нахилі поверхні до горизонту ($\alpha < 5^\circ$) вода скочується з неї, захоплюючи при цьому частинки пилу і бруду, не залишаючи слідів від забруднень. Мінімізуючи накопичення бруду, супергідрофобні поверхні сприяють довговічності та ефективності матеріалів і конструкцій.

Крім водонепроникності супергідрофобні матеріали володіють рядом унікальних властивостей – стійкістю до корозії, стійкістю до органічного та неорганічного обростання підводної частини корпусу судна та полегшеному ковзанню рідкого потоку по поверхні.

Наведемо приклади застосування супергідрофобних матеріалів.

Тонкий шар оксиду алюмінію товщиною менше 100 нм, нанесений на поверхню металу чи скла, робить її супергідрофобною з крайовим кутом $\theta > 150^\circ$. Покрита поверхня НЧ Al_2O_3 , розміром 16 нм, набуває властивості самоочищення. Такий шар наноматеріалу має високу стійкість до тертя і придатний протягом 5 років [24]. Крім того, такий шар водонепроникний та стійкий до корозії і органічного та неорганічного обростання.

Супергідрофобні матеріали знаходять застосування для очищення підводної та надводної поверхні корпусу судна та скла на поверхні судна, які постійно піддаються дії води і різноманітного бруду. Люмінатори навігаційного містка стають каламутними і погіршують огляд, а покриті НЧ Al_2O_3 очищують поверхню від забруднення.

У випадку однорідного розподілу агрегованих у фарбу НЧ SiO_2 з діаметром 20 нм на поверхні утворювалася плівка з характерними масштабами шорсткості 40–80 нм [45]. Для гідрофобізації отриманої текстури на поверхню наносили полімерну плівку фторалкил-ефірів. Так вдавалося досягти супергідрофобного стану підкладки з кутом натікання $\theta = 170^\circ$.

Шляхом розпилення або занурення поверхні у водний розчин НЧ TiO_2 (діоксиду титану розміром 16 нм) при нормальній температурі і після висихання природним чином протягом 10–20 хвилин на скляній та металічній поверхні утворюється нанорозмірна прозора

плівка на основі TiO_2 . Поверхня стає водонепроникною та гідрофобною з крайовим кутом $\theta > 150^\circ$ [25].

Фірма Nanoverge (США) створила фарбу [26], яка завдяки спеціальним наночастинкам у її складі володіє відразу двома корисними властивостями: стійкістю до подряпин та пошкоджень і здатністю до самоочищення від бруду, пилу та льоду (рис. 7). Продукт отримав назву Zyvere 2K Nanocoating і пройшов всі випробування в природних умовах. Покриття цим матеріалом краще чинить опір пошкодженням на 53% і забрудненню на 60%. При використанні даного покриття витрата палива у чистій воді знижується до 6%, а у воді з льодом – до 18%. Крім того збільшується корозійна стійкість [27]. Важливим є той факт, що нова фарба зберігає свої властивості протягом п'яти років.



Рис.7. Запобігання зледенінню корпусу судна

Покриття Nano-Clear® були розроблені у США, щоб значно продовжити термін служби пофарбованих активів на 10+ років [27]. Нанопокриття значно покращують корозійну стійкість, стійкість до подряпин і стирання, хімічну стійкість і довгострокову стійкість до ультрафіолету.

Висновки

Використання наноматеріалів для модернізації корпусу судна підвищує ефективності судна оскільки:

захищають від хімічної корозії – суттєво збільшують міцність покриття та зменшують проникнення води через покриття, тому збільшують термін придатності нанооболонки до 5–10 років;

захищають від біологічної корозії – під дією світла продукують у нанooksидах металів АФК, що сприяє ефективному знищенню одноклітинних та багатоклітинних організмів без забруднення довкілля.

Супергідрофобні наноструктуровані покриття мають чудову адгезію та особливі властивості поверхні: суттєво збільшують міцність покриття, запобігають обростанню та відштовхують воду від поверхні. Тому відкладення на підводній частині корпусу судна слабо зв'язані з його поверхнею і легко можуть бути очищені без сухого докування судна.

Є надія, що наукові розробки найближчим часом будуть широко впроваджені у морську галузь.

Перелік використаних джерел

1. Aghajani M., Esmaeili F. Anti-biofouling Assembly Strategies for Protein & Cell Repellent Surfaces: a Mini-Review. *J. Biomater. Sci. Polym. Edition*. 2021. Vol. 32. P. 1770–1789.
2. Xin Mao, Xin Cui and. Shuiping Chen Research Progress of Nanomaterials in the Prevention of Biological Fouling on Ships. *Journal of Physics: Conference Series. IOP*. 2002. 012013.
3. Маяков М.О. Шляхи вдосконалення захисту корпусу суден від корозії і морського обростання. *Молодий науковець: ДУІТ, Київ*. 2019. № 4. P. 33–37.
4. Kozyskyi S. V., Kiriiian S. V. Properties and behavior of nanoparticles. *Фізика аеродисперсних систем*. 2022. №44. С. 17–30.
5. Козицький С. В., Кіріян С. В. Властивості наноструктурованих матеріалів. *Суднові енергетичні установки: Науково-технічний збірник*. 2022. Вип. 45. С.124–135.
6. Козицький С. В. Застосування нанометеріалів для збільшення надійності та ресурсу судових установок. *Суднові енергетичні установки. Науково-технічний збірник*. 2024. Вип.48. С. 31–45.
7. Kozysky S.V., Kiriiian S.V. Self-organization of nano-sized metal-containing lubricant additives. *Суднові енергетичні установки: Науково-технічний збірник*. 2022. Вип.44. С.10–17.

8. Стоєв П.І., Литовченко С. В., Гірка І. О., Грицина В. Т. Хімічна корозія та захист металів. Харків: ХНУ ім. В. Н. Казаріна, 2020. 197 с.
9. Сапронов О.О., Букетов А.В., Лещенко О.В., Нигалатий В.Д. Антикорозійні покриття на основі епоксидного зв'язувача для захисту устаткування морського та річкового транспорту. *Науковий вісник НЛТУ: збірник науково-технічних праць*. Львів: НЛТУУ. №26. 2016. С. 268–277.
10. Cui J. X., Zhang H. P., Zhang H., Shao Y. Y., Zhu J. X. Preparation and properties of powder coatings with long effect. *Coatings and Protection*. 2020. Vol. 41(01). P. 22–26.
11. Raghul K. S., Logesh M., Kisshore R. K., Ramanan P. M., Muralitharan G. Mechanical Behaviour of Sisal Palm Glass Fiber Reinforced Composite with Addition of Nano Silica. *Mater. Today Proc.* 2021. Vol. 37 (Part 2). P. 1427–1431.
12. Gaiotti M., Rizzo C. M. Recent Industrial Developments of Marine Composites Limit States and Design Approaches on Strength. *J. Mar. Sci. Appl.* 2020. Vol. 19(4). P. 553–566.
13. Dustebek J., Kandemir-Cavas C., Nitodas S. F., Cavas L. Effects of Carbon Nanotubes on the Mechanical Strength of Self-Polishing Paints. *Prog. Org. Coat.* 2016. Vol. 98. P. 18–27.
14. Francis A. P., Devasena T. Toxicity of Carbon Nanotubes: A Review. *Toxicol. Ind. Health* 2018. Vol. 34. P. 200–210.
15. Raghul K. S., Logesh M., Kisshore R. K., Ramanan P. M., Muralitharan G. Mechanical Behaviour of Sisal Palm Glass Fiber Reinforced Composite with Addition of Nano Silica. *Mater. Today Proc.* 2021. Vol. 37 (Part 2). P. 1427–1431.
16. Xin Mao, Xin Cui, Shuiping Chen. Research Progress of Nanomaterials in the Prevention of Biological Fouling on Ships. *Journal of Physics: Conference Series*. 2021. 012013.
17. Kailasa S. K., Park T.-J., Rohit J. V., Koduru J. R. Antimicrobial Activity of Silver Nanoparticles. William Andrew Publishing, 2019. P. 461–484.
18. Youssef Z., Colombeau L., Yesmurzayeva N., et al. Dye-sensitized Nanoparticles for Heterogeneous Photocatalysis: Cases Studies with TiO₂, ZnO, Fullerene and Graphene for Water Purification. *Dyes Pigm.* 2018. Vol. 159. P. 49–71.

19. Summerscales J. Materials Selection for Marine Composites. In Marine Composites: Design and Performance. Pemberton Richard, John Summerscales. Elsevier, 2019. P. 3–30.

20. Матишевська О. П., Прилуцька С. В., Гринюк І. І. Фулерени C_{60} - біологічно активні молекули. 1. Фізико-хімічні властивості та біодоступність. *Біотехнологія*. т. 3, №1. 2010. С. 18–26.

21. Щур Д.Д., Матусіна З.З., Загінайченко С.Ю., Боцька Н.П. Сліна О. В. Фулерени: перспектива практичного застосування у медицині, біології та екології. *Вісник Дніпропетровського університету. Біологія. Екологія*. т. 20, №1. 2012. С. 139–145

22. Козицький С. В., Золотко А. Н. Молекулярна фізика. Підручник. Одеса: Астропринт, 2011. 352 с.

23. Білоусова А., Че Лі. Дослідження впливу наночастинок на гідрофобні властивості покриттів. *Матеріали XIII Міжнародної науково-практичної WEB-конференції. Секція 1. Композиційні матеріали. основи полімерів*. 2024.

24. Feng L., Li S., Li Y., Li H., Zhang L., Zhai J., Song Y., Liu B., Jiang L., Zhu D. Super-Hydrophobic surfaces: from natural to artificial. *Advanced Materials*. 2002. Vol. 14 (24). P. 1857–1860.

25. Su B., Tian Y., Jiang L. Bio inspired Interfaces with Superwettability. *From Materials to Chemistry. Journal of the American Chemical Society*. 2016. Vol. 138 (6). P. 1727–1748.

26. Електронний ресурс <http://soft99.com.ua/body-care/03144-soft99-nano-hard-clear>.

27. Корх М. В. Властивості та застосування вуглецевих нанотрубок для збільшення ресурсу судна та його обладнання / Суднові енергетичні установки. Науково-технічний збірник. Вип. 48, 2024. С. 54–62.

10.31653/smf49.2024.41-53

Колегаєв М.О., Побережний Р.В.

Національний університет «Одеська морська академія»

**ОЦІНКА ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ХАРАКТЕРИСТИК
СУДНОВОГО ПРОПУЛЬСИВНОГО КОМПЛЕКСУ**

Постановка проблеми в загальному вигляді. В даний час домінуюче становище на ринку морських і річкових перевезень займають судна з дизельними енергетичними установками (ДЕУ) [1, 2]. З великою ймовірністю такий стан збережеться і на найближчу перспективу. Серед ДЕУ найбільш ефективні установки на основі суднових пропульсивних комплексів (СПК) з прямою головною передачею в складі головного двигуна (ГД) і частіше гребного гвинта фіксованого кроку (ГФК) [3-5]. Вхідним параметром такого СПК як єдиного об'єкта управління є відношення положення органу управління подачею палива ГД h/h_n , де h і h_n – переміщення органу управління подачею палива на деякому частковому і на номінальному режимах роботи ГД, а вихідним – відносна частота обертання ГФК n/n_n , де n і n_n – частота обертання гребних гвинтів на деякому частковому і на номінальному режимах роботи [6-8].

Робота ГД відбувається при різному використанні установки, наприклад за умови зміни водотоннажності, на швартовах, в парціальному режимі, під час зміни зовнішніх умов (під час руху в умовах мілководдя, в штормових умовах, у випадку обростання корпусу судна і т.і.) [9-11].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. В напрямку підвищення ефективності суднових енергетичних установок (СЕУ) варто відзначити високий рівень досягнень. При цьому зокрема вивчалися: алгоритм оперативного оптимального управління навантаженням суднового ГД двигуна з урахуванням гідрометеорологічних умов мореплавання [12-15], метод оптимального призначення швидкісних режимів СПК [16-20]; принципи побудови регресійних емпіричних моделей СПК з визначенням функції зв'язку вихідних змінних з вхідною за даними експериментальних досліджень [21-24].

Постановка завдання. Незважаючи на масштабність наукових розробок у зазначеній вище сфері досліджень, питання забезпечення експлуатаційних характеристик суднового пропульсивного комплексу потребують подальшого дослідження з метою визначення оптима-

льних показників, за якими більш доцільно виконувати їх діагностування та оцінювання.

Виклад основного матеріалу дослідження. Сучасне судно є складним інженерним спорудженням, яке об'єднало в себе досягнення науки і практики ХХ століття, та яке виконує різні функції у взаємодії з іншими суднами і портовими об'єктами [25, 26]. Центральний елемент в структурі системи «судно» (рис. 1) – СЕУ. ГД СЕУ, передача, гвинт і корпус судна складають СПК, схема якого показана на рис. 2.

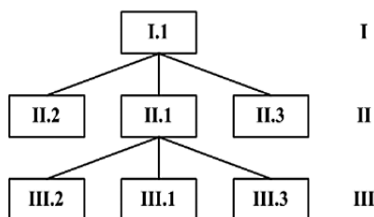


Рис. 1. Структура системи «судно»:

I, II, III – рівні системи; I.1 – судно; П.1 – СЕУ; П.2 – навігаційне обладнання; П.3 – палубні механізми; П.3.1 – ГД; П.3.2 – парогенератор; П.3.3 – дизель / турбо-генератор

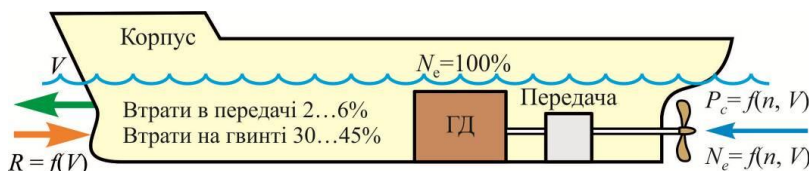


Рис. 2. Судновий пропульсивний комплекс

З теорії корабля відомо, що результатом взаємодії елементів СПК є гвинтова характеристика $N_e = f(n)$, де N_e – ефективна потужність, n – частота обертання гребного гвинта [27, 28].

Форма гвинтових характеристик залежить від опору руху судна $R = f(V)$, де V – швидкість руху, а також від опору на гребний гвинт $P_c = f(n, V)$. Під час збільшення опору (обростання корпусу судна, погіршення стану моря і т.і.) для підтримки постійної швидкості судна ($V = \text{const}$) збільшення потужності гребного гвинта відбувається відповідно до його власних характеристик і далеко не пропорційно збільшенню опору корпусу R . З іншого боку, збільшення потужності ГД N_e відбувається за його власними характеристиками і призводить до збільшення питомої витрати палива. У зв'язку з цим оцінка роботи

СПК не може бути виконана без аналізу власних характеристик корпусу, гвинта, двигуна і побудови характеристик їх взаємодії. Результатом поєднання характеристик корпусу, гвинта і двигуна є паспортна діаграма СПК [29-31].

У складі СПК роботу ГД і ГФК на сталих режимах відображають швидкісні характеристики: ГД – зовнішні, регуляторні та обмежувальні, а ГФК – гвинтові. На рис. 3 представлена графічна ілюстрація цих залежностей, які відображають роботу його СПК в різних умовах експлуатації, а саме:

- в штатних (які прийнято також називати нормальними або розрахунковими) – нормальна, або штатна характеристика (крива H);
- в більш легких, ніж штатні, наприклад при ході судна в баласті, – баластних, або легка характеристика (крива B), яка розташовується вище нормальної;
- в більш важких, ніж штатні, наприклад при розгоні судна, – розгінна, або важка характеристика (крива P), яка розташовується нижче нормальної;
- при нерухомому судні, наприклад при рушанні його з місця або при роботі на швартових, – стартова, або гранично важка характеристика (крива C) [32-36].

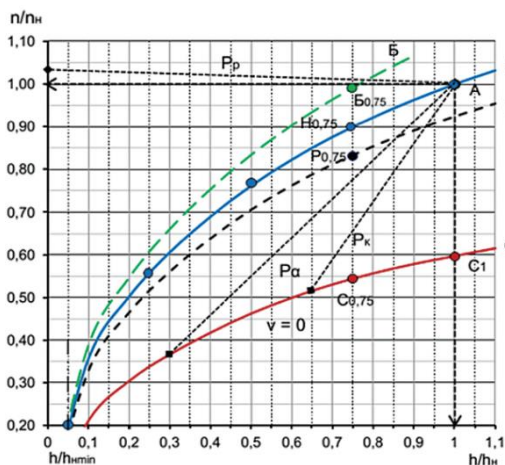


Рис. 3. Характеристики СПК (H – нормальна, або штатна; B – баластна, або легка; P – розгінна, або важка; C – стартова або гранично важка) і обмежувальні характеристики ГД по механічній (P_k) і тепловій (P_α) напруженості і по частоті обертання (P_r)

Важлива властивість діаграми: при одній і тій же подачі палива ординати діаграми між стартовою та іншими (баластної, або штатної, або розгінної) характеристиками в певній пропорції відображають швидкості руху суден у відповідних умовах експлуатації. Сукупність побудованих характеристик визначає область безпечних режимів роботи СПК і дозволяє обґрунтувати важливі пускові і експлуатаційні параметри роботи СПК і суден.

У сталих режимах роботи потужність ГД повинна забезпечувати створення необхідного упору для отримання заданої судну швидкості. Зрозуміло, контрольні випробування СПК повинні суворо відповідати режимним умовам ходових випробувань новозбудованого судна. При цьому всі випробування повинні виконуватися за умовою забезпечення експлуатаційних характеристик суднового пропульсивного комплексу, перш за все екологічних, економічних та енергетичних. Реалізація цього завдання можлива шляхом вимірювань і контролю визначальних параметрів елементів СПК [37, 38]. Блок схема контролю технічного стану пропульсивного комплексу показана на рис. 4.

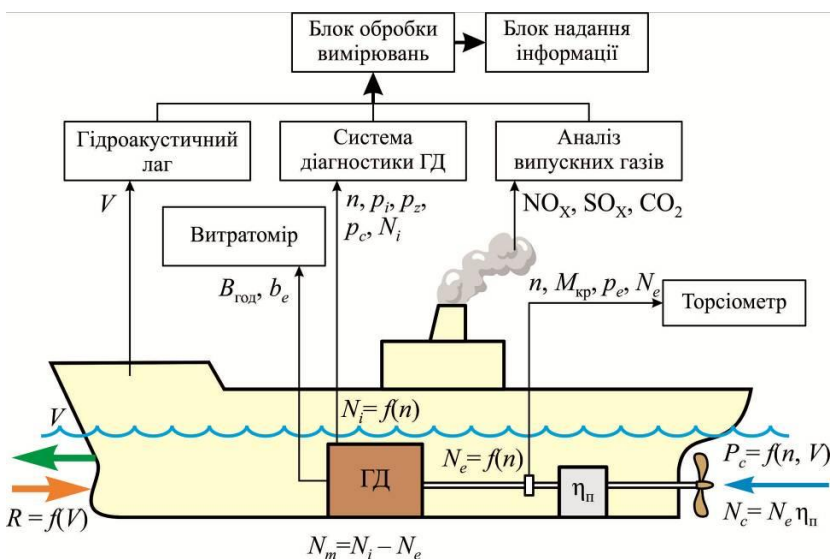


Рис. 4. Блок схема контролю експлуатаційних характеристик суднового пропульсивного комплексу

Особливості інженерної практики для систем реального часу полягають у побудові найпростіших, але ефективних моделей керова-

них процесів. Складність моделі визначається необхідністю швидкого аналізу як реального часу і максимально допустимої затримкою реакції об'єкта управління. Однак вимога підвищення якості управління посилює допустимі відхилення процесу від заданих значень, що потребує складніших моделей управління. Сучасні мікроконтролерні системи дозволяють реалізувати складні моделі та процеси управління.

Використання інтегрованих діагностичних моделей управління є ключовим у формуванні моделей, що поєднують суперечливі вимоги ефективності та якості управління. Інтегровані моделі здатні точно оцінювати та відновлювати параметри об'єкта управління з необхідною точністю для прийняття якісних управлінських рішень. Таким чином, інтегровані моделі управління відіграють важливу роль, оскільки дозволяють підвищити ефективність управління за рахунок використання складних моделей та даних. У процесі управління можна використовувати невизначені, нечіткі та експертні дані. Це доводить необхідність застосування інтегрованих методів управління. Наприклад, у судових дизелях фірми Wartsila-Sulzer для діагностики та моніторингу використовуються системи, що базуються на експертних знаннях. Математичне моделювання процесів інтегрованого управління дозволяє точніше визначити стратегію управління та приймати обґрунтовані рішення [39, 40].

Точним математичним формулюванням принципу інтегрованого управління при виборі способів управління може бути наступна цільова функція:

$$W_{\text{Int}}^{\gamma} = W_{\text{Int}}^{\gamma}(t, \gamma, r, \tau),$$

де t – період діагностування;

γ – вектор характеристик чи параметрів діагностування;

$r=r(t, \tau)$ – градієнт поширення характеристик;

$\tau=\tau(\gamma)$ – мінімальний проміжок часу, протягом якого відбувається моніторинг характеристик чи параметрів діагностування.

Вивчення та аналіз верхнього індексу « γ », який вказує на зміну цільової функції у часі та можливу зміну її виду залежно від умов роботи двигуна. Важливо вибирати конкретний управляючий вектор r із заданої безлічі можливих управлінь $r=r(t, \tau)$, враховуючи умови прийняття рішення та допустимий інтервал попередження. Основне завдання полягає у виборі вектора управління $r=r(t, \tau)$ таким чином,

щоб цільова функція в поточний момент часу t приймала максимального можливого значення:

$$r_{\max} = r(t, \tau): \quad W_{\text{Int}}^{\gamma}(t, \gamma, r, \tau) \rightarrow \max.$$

Що стосується суднового дизеля, критерій W_{Int}^{γ} є комплексним цільовим критерієм, який враховує як показники економічності роботи суднового дизеля в різних умовах, так і експлуатаційні та екологічні показники. Функція W_{Int}^{γ} може змінюватися в залежності від різних факторів: гідрометеорологічних (температура та вологість повітря, хвилювання моря, сила та напрям вітру), топографічних (глибина під кілем, відстань до берега), експлуатаційних (технічний стан дизеля та суднової енергетичної установки, а також характеристик палива, олії та охолоджувальної води).

Використання принципу інтегрованого управління передбачає, що вибір оптимальної стратегії управління відбувається на основі поточної інформації та прогнозів на обмежений період часу. Це дозволяє врахувати можливі помилки в прогнозах і адаптувати стратегію відповідно до умов, що змінюються. Оптимальна стратегія управління вибирається з урахуванням мети, яка може бути виражена через цільову функцію W_{Int}^{γ} і являє собою набір можливих стратегій, які можуть бути використаними для її досягнення. Використовуючи принцип інтегрованого управління, вибирається стратегія, що забезпечує найбільше значення функції ефективності на поточному наборі допустимих стратегій. Важливо враховувати, що принцип інтегрованого управління дозволяє врахувати помилки прогнозування та адаптуватися до умов, що змінюються. Він дозволяє вибирати стратегію управління, що забезпечує найкраще значення функції ефективності з урахуванням поточних даних, і прогнозів. Ця функція може включати різні параметри і показники, які необхідно максимізувати або мінімізувати. Проте, слід зазначити, що застосування концепції інтегрованого управління яка завжди гарантує знаходження оптимального рішення. Вона може бути обмежена доступною інформацією, часом та ресурсами. Тому важливо оцінювати ефективність та результати використання інтегрованого управління та за необхідності коригувати підходи для досягнення кращих результатів [41, 42].

Основні способи забезпечення інтегрованого управління визначаються теорією автоматичного управління, при цьому виділяються

чотири основні властивості об'єкта та системи управління, які визначають можливості проведення керуючих процесів: спостережуваність, ідентифікованість, керованість та адаптованість.

Поняття спостережуваності означає як здатність прямого виміру параметрів і характеристик керованого об'єкта, але також здатність визначення значень з урахуванням виміру інших характеристик та використання заздалегідь відомої інформації.

Ідентифікованість означає здатність визначення характеристик математичної моделі системи або процесу на основі даних, отриманих із ряду вихідних значень протягом певного часового інтервалу.

Керованість – це здатність системи змінювати свій стан за допомогою певних керуючих впливів.

Під інтегрованим керуванням розуміється здатність змінювати параметри керування відповідно до змін параметрів об'єкта управління або впливу зовнішніх збурень на даний об'єкт. Розглянемо ці характеристики в контексті управління судновими двигунами.

Спостережуваність – всі технічні характеристики двигуна, параметри та характеристики палива, мастила, повітря, і випускних газів вимірюються з необхідною точністю. Параметри, зовнішні щодо двигуна, але які можуть вплинути на його роботу:

- погодні властивості – шторм, температура, сила вітру;
- показники вантажу – вага, розташування на борту;
- морські умови – глибина під кілем, наявність течій повинні бути вимірні або досить передбачувані.

Ідентифікованість – існують математичні моделі, що описують функціональні процеси компонентів двигуна без електронних систем інтегрованого управління. Однак використання інтегрованого управління вносить суттєві зміни до цих рівнянь. Таким чином, ідентифікованість частково виконується за наявності інтегрованої системи управління судновим дизелем [43, 44].

Основна мета електронної інтегрованої системи – підвищити керованість двигуна. Принципи, що організують роботу інтегрованої системи, можна поділити на два:

- 1) якість результатів оцінюється тим, наскільки близький стан об'єкта управління до деякого бажаного стану;

- 2) щодо заданій функції, яка називається еталонною, якість результатів оцінюється тим, наскільки фактична залежність вихідного сигналу від вхідного сигналу збігається з еталонною функцією.

Обидва підходи використовують у процесах управління судновими дизелями. Якщо перед судном стоїть завдання забезпечити заздалегідь заданий кінцевий результат (наприклад, досягти певної точки до певного часу), краще використовувати перший підхід. Якщо судну необхідно виконати поставлене завдання і забезпечити найбільш сприятливий режим руху, включаючи роботу головних і допоміжних суднових двигунів, то кращим може виявитися підхід, заснований на еталонній моделі. Особливістю інтегрованої системи управління є можливість використання обох принципів, причому один з них може бути замінений іншим залежно від поставлених завдань.

Висновки і перспективи подальших досліджень. Робота дизеля у пропульсивному комплексі на сталих режимах при різному використанні установок потребує всебічної уваги. Різноманіття можливих режимів та навантажень на яких здійснює роботу ГД, висуває спеціальні умови, що до їх експлуатації з максимальною енергетичною, економічною та екологічною ефективністю. При цьому для кожного з експлуатаційного режиму існують переважні параметри, контроль, діагностування та управління якими у першу чергу впливає на ефективність та надійність експлуатації СПК. Найбільш доцільним та переважним в порівнянні з іншими методами в цьому випадку є інтегровані діагностичні моделі.

Перелік використаних джерел

1. Levinskyi M. Automatic diagnostic of marine diesel generator lubricating oil condition // Автоматизація суднових технічних засобів: наук.-техн. зб. 2023. Вип. 28. Одеса: НУ «ОМА». С. 106-120.
2. Kolegaev M., Brazhnik I. Improvement of the process of preparing cargo tanks of crude oil tankers for cargo operations // Technology Audit and Production Reserves. 2024. № 6(1(80)). С. 36–40.
3. Сагін С.В., Сагін С.С. Використання штучного інтелекту в ситуаціях надмірного зближення суден // Водний транспорт. Збірник наукових праць. 2024. Вип. 1(39). С. 215-225.
4. Левченко О.В. Синтез варіантів дій судноводія у небезпечних ситуаціях з урахуванням часових та ресурсних обмежень у суднових СППР // Водний транспорт: Збірник наукових праць. 2021. Вип. 3(34). С. 89-98.

5. Sagin S.V., Sagin S.S., Madey V. Analysis of methods of managing the environmental safety of the navigation passage of ships of maritime transport // *Technology Audit and Production Reserves*. 2023. № 4 (3(72)). P. 33–42.

6. Тимошук О.М., Даки О.А., Бойко О.А., Карадобрий Т.А. Аналітичний огляд адаптивних систем керування судном та шляхи їх побудови // *Водний транспорт. Збірник наукових праць*. 2020. Вип. 3(31). С. 120-125.

7. Тимочко О.І., Левченко О.В., Руденко В.М., Сітков О.М. Використання гібридних роботизованих комплексів для інспекції морських нафтогазових об'єктів // *Водний транспорт: Збірник наукових праць*. 2024. Вип. 2(40). С. 6-22.

8. Сагін С.В., Сагін С.С. Визначення методу управління рухом суден морського транспорту під час забезпечення їх безпечного розходження // *Водний транспорт: Збірник наукових праць*. 2023. Вип. 2(38). С. 187-198.

9. Сагін С.В., Куропятник О.А. Визначення оптимальних режимів процесів управління випускними газами судових дизелів // *Водний транспорт: Збірник наукових праць*. 2024. Вип. 2(40). С. 173-185.

10. Сагін С.В., Куропятник А.А. Оптимизация режимов работы системы перепуска выпускных газов судовых среднеоборотных дизелей // *Автоматизация судовых технических средств: науч.-техн. сб.* 2019. Вып. 25. Одесса: НУ«ОМА». С. 79-89.

11. Побережний Р.В., Сагін С.В. Забезпечення екологічних показників дизелів суден річкового та морського транспорту // *Суднові енергетичні установки: наук.-техн. зб.* 2020. Вип. 41. Одеса: НУ«ОМА». С. 5-9.

12. Руснак Д.Ю., Сагін С.В. Забезпечення екологічних вимог при ультразвуковій десульфурізації вуглеводних палив // *Суднові енергетичні установки: наук.-техн. зб.* 2020. Вип. 40. Одеса: НУ«ОМА». С. 49-54.

13. Petrychenko O., Levynskyi M., Prytula D., Vynohradova A. Fuel options for the future: a comparative overview of properties and prospects // *Transport Systems and Technologies*. 2023. № 41. P. 96-106.

14. Сагін С.В., Поповский Ю.М., Гребенюк М.Н. Влияние ориентационной упорядоченности в граничных смазочных слоях на триботехнические характеристики узлов трения // *Судовые энергетиче-*

ские установки: науч.-техн. сб. 1998. Вып. 1. Одесса: ОГМА. С.102-104.

15. Поповский А.Ю., Сагин С.В. Оценка эксплуатационных свойств смазочно-охлаждающих жидкостей судовых технических средств // Автоматизация судовых технических средств: науч.-техн. сборник. 2016. Вып. 22. С. 66-74.

16. Kolegaev M.O., Brazhnik I.D. Main ways of tanker inert gas system modernization // Суднові енергетичні установки: наук.-техн. зб. 2018. Вип. 38. Одеса: НУ «ОМА». С. 200-216.

17. Марченко О.О., Сагін С.В. Вдосконалення процесу очищення судових важких палив // Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник. 2020. Вип. 41. Одеса: НУ «ОМА». С. 10-14.

18. Сагин С.В., Заблочкий Ю.В. Влияние анизотропных жидкостей на работу узлов трения судовых дизелей // Проблемы техники : науч.-ви́робн. журнал. 2012. № 4. Одесса: ОНМУ. С. 68-81.

19. Сагин С.В., Заблочкий Ю.В., Перунов Р.В. Технология использования и результаты испытаний присадок к топливам для судовых дизелей // Проблемы техники: науч.-ви́робн. журнал. 2012. № 3. Одесса: ОНМУ. С. 84-103.

20. Sagin S., Kuropyatnyk O., Tkachenko I. Ensuring the environmental friendliness of marine diesel engines of specialized ships // Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник. 2022. Вип. 45. Одеса: НУ «ОМА». С. 5-16.

21. Sagin S.V., Kuropyatnyk O.A., Zablotskyi Yu.V. Gaichenia O.V. Supplying of Marine Diesel Engine Ecological Parameters // Nase More: International Journal of Maritime Science & Technology. 2022. Vol. 69. Iss.1. P. 53-61.

22. Куропятник А.А., Сагин С.В. Управление выпускными газами судовых дизелей для обеспечения экологических показателей // Автоматизация судовых технических средств: науч.-техн. сборник, 2018. Вып. 24. С. 72-80.

23. Sagin S.V., Karianskyi S., Sagin S.S., Volkov O., Zablotskyi Y., Fomin O., Píšťek V., Kučera P. Ensuring the safety of maritime transportation of drilling fluids by platform supply-class vessel // Applied Ocean Research. 2023. Vol. 140. 103745.

24. Колегаєв М.О., Бражнік І.Д. Забезпечення процесу вентиляції вантажних трюмів танкерів за допомогою системи інертних газів //

Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник. 2024. Вип. 48. Одеса : НУ «ОМА». С. 46-53.

25. Зверьков Д.О., Сагін С.В. Зниження механічних втрат у суднових дизелях // Суднові енергетичні установки: наук.-техн. зб. 2020. Вип. 40. С. 20-25.

26. Мадей В.В., Сагін С.В., Волков О.М. Управління процесом впорскування під час використання в суднових дизелях паливних сумішей до складу яких входить паливо біологічного походження // Водний транспорт. Збірник наукових праць. 2024. Вип. 1(39). С. 193-205.

27. Сагін А.С., Сагін С.В. Експериментальне визначення оптимальних фаз подачі палива в циліндр суднових дизелів // Водний транспорт. Збірник наукових праць. 2024. Вип. 1(39). С. 206-215.

28. Колегаєв М.О., Бражнік І.Д. Вдосконалення процесу підготовки вантажних танків нафтоналивних суден до вантажних операцій // Автоматизація суднових технічних засобів: наук.-техн. зб. 2024. Вип. 29. Одеса: НУ "ОМА". С. 66–76.

29. Поповский А.Ю., Сагин С.В. Комплексная оценка эксплуатационных характеристик смазочных углеводородных жидкостей // Автоматизация судовых технических средств : науч.-техн. сборник. 2014. Вып. 20. С. 74-83.

30. Сагін С.В., Столярик Т.О. Динаміка суднових дизелів під час використанні моторних мастил з різними структурними характеристиками // Автоматизація суднових технічних засобів: наук. -техн. зб. 2021. Вип. 27. Одеса: НУ«ОМА». С. 108-119.

31. Sagin S.V., Kuropyatnyk O.A. Using exhaust gas bypass for achieving the environmental performance of marine diesel engines // Austrian Journal of Technical and Natural Sciences. Scientific journal. 2021. № 7-8 (July – August). P. 36-43.

32. Sagin A.S., Zablotskyi Yu.V. Reliability maintenance of fuel equipment on marine and inland navigation vessels // Austrian Journal of Technical and Natural Sciences. Scientific journal. 2021. № 7–8 (July – August). P. 14-17.

33. Kuropyatnyk O.A. Reducing the emission of nitrogen oxides from marine diesel engines // Materials of the International Conference “Scientific research of the SCO countries: synergy and integration January 25, 2020. Part 2. Beijing, PRC. P. 154-160.

34. Kuropyatnyk O.A. Selection of optimal operating modes of exhaust gas recirculation system for marine low-speed diesel engines // Materials of the International Conference “Process Management and Scientific Developments” Birmingham, United Kingdom, January 16, 2020. Part 4. P. 203-211.

35. Zablotsky Yu.V. The use of chemical fuel processing to improve the economic and environmental performance of marine internal combustion engines // Materials of the International Conference “Scientific research of the SCO countries: synergy and integration”. Part 1. August 31, 2019. Beijing, PRC. P. 131-138.

36. Kuropyatnyk O.A. Ensuring environmental performance indicators of marine diesel engines // Materials of the International Conference “Scientific research of the SCO countries: synergy and integration”. Part 1. August 31, 2019. Beijing, PRC. P. 146-153.

37. Kuropyatnyk O.A. Reduction of NO_x emission in the exhaust gases of low-speed marine diesel engines // Austrian Journal of Technical and Natural Sciences, Vienna-2018. № 7-8 (July-August). P. 37-42.

38. Сагин С.В., Заблоцкий Ю.В. Определение триботехнических характеристик поверхностей по степени упорядоченности пристенных слоев углеводородных жидкостей // Проблемы техники: науч.-виробн. журнал. 2011. № 3. Одесса: ОНМУ. С. 78-88.

39. Sagin S.V. Determination of the optimal recovery time of the rheological characteristics of marine diesel engine lubricating oils // Materials of the International Conference “Process Management and Scientific Developments” Birmingham, United Kingdom, January 16, 2020. Part 4. P. 195-202.

40. Sagin S.V. Decrease in mechanical losses in high-pressure fuel equipment of marine diesel engines // Materials of the International Conference “Scientific research of the SCO countries: synergy and integration”. Part 1. August 31, 2019. Beijing, PRC. P. 139-145.

41. Sagin S., Sagin A. Development of method for managing risk factors for emergency situations when using low-sulfur content fuel in marine diesel engines // Technology Audit and Production Reserves. 2023. № 5 (1(73)). P. 37–43.

42. Сагин С.В., Мацкевич Д.В. Оптические характеристики граничных смазочных слоев масел, применяемых в циркуляционных системах судовых дизелей // Судовые энергетические установки: науч.-техн.сб. 2011. № 26. С.116-125.

43. Sagin S. V., Stoliaryk T. O. Comparative assessment of marine diesel engine oils // Austrian Journal of Technical and Natural Sciences. Scientific journal. 2021. № 7-8 (July – August). P. 29-35.

44. Сагін С.С., Сагін С.С. Використання гібридної системи координації руху морських суден під час їх маневрування в стиснених водах // Водний транспорт. Збірник наукових праць. 2024. Вип. 3(41). С. 208-220.

10.31653/smf49.2024.54-68

Кривий М.О.

Національний університет «Одеська морська академія»

**ВДОСКОНАЛЕННЯ КРИТЕРІЇВ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ
РЕЖИМІВ РОБОТИ ПІДШИПНИКІВ КОВЗАННЯ
СУДНОВОГО ПРОПУЛЬСИВНОГО КОМПЛЕКСУ**

Постановка проблеми в загальному вигляді. На безаварійну роботу суднового пропульсивного комплексу суттєво впливають процеси, які відбуваються в підшипниках ковзання суднових енергетичних установок (СЕУ). Для моніторингу і діагностики безаварійної роботи підшипників ковзання використовують різні критерії, які ґрунтуються на їх фізико-технічних параметрах. Тому розвиток таких критеріїв є складною теоретичною і важливою практичною проблемою.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Дослідженню процесів, які відбуваються в підшипниках ковзання, в тому числі, суднового пропульсивного комплексу присвячено багато робіт [1 - 22], в яких порушено різні аспекти вказаної проблеми. Зокрема, в роботах [1 - 7] викладенні теоретичні основи і математичні моделі, які описують роботу пар ковзання. В роботі [8] отримані чисельні розв'язки задачі про змішане змащення підшипника кормового гвинтового валу судна із урахуванням кавітації і прогину валу. В роботі [9] експериментально досліджено вплив тертя-ковзання при малих обертах чотирьох різних підшипників ковзання кормового валу гребного гвинта. В роботі [10] методами традиційної теорії гідродинамічного мащення досліджено поведінку масляного шару в парі ковзання, отримані залежності коефіцієнта навантаження і гідродинамічного тиску від ексцентриситету та радіального зазору. В статті [11] запропоновано підхід до моніторингу процесу мащення підшипника ковзання дизелів на основі контактного потенціалу поверхонь цапфи і втулки. В статті [12] розвивається підхід до розрахунку контактного тиску та зони контакту в парах ковзання суднових дизелів, який базується на фундаментальних розв'язках теорії пружності. В роботах [13-19] запропоновано підхід до визначення інтегральних характеристик і параметрів мастильного шару підшипників ковзання суднового пропульсивного комплексу із урахуванням неньютонівського характеру поведінки мастил. Зокрема, в роботах [13-16] визначений

розподіл питомого тиску і значення максимального тиску в мастильному шарі для неньютонівських мастил, в роботі [17] побудовані нові математичні моделі для визначення характерних кутів пари ковзання мастильного шару, таких як кутів початку і кінця робочої зони, кута максимального тиску, кута відхилення лінії центрів. В роботі [18] отримана нова зручна в застосуванні математична модель безрозмірного коефіцієнту навантаження і запропоновано критерій існування мастильного шару в парі ковзання для неньютонівських мастил.

В роботах [5, 6] описаний критерій Зоммерфельда для визначення характеристик підшипника ковзання при яких напіврідинне тертя ковзання переходить в рідинне. Але значень числа Зоммерфельда, яке використовується в указаному критерії наведено мало і вони не охоплюють весь діапазон зміни параметрів підшипників ковзання суднового пропульсивного комплексу. Це суттєво ускладнює використання критерію Зомерфельда на практиці. Усуненню цього недоліку і присвячена дана робота.

Постановка завдання. Завданням даного дослідження є побудова ефективної і зручної в застосуванні математичної моделі для критерія Зомерфельда для визначення граничних режимів роботи підшипників ковзання суднового пропульсивного комплексу.

Виклад основного матеріалу дослідження.

До моніторингу і прогнозу довговічності роботи підшипників ковзання, які працюють в режимах близьких до граничних, в першу чергу застосовують критерій *по максимальному навантаженні*. Оскільки цапфа (вал) виготовляються із більш міцних матеріалів, в якості міри міцності вибирається середнє питома навантаження p_{sr} на втулку або на її антифрикційне покриття, яке не повинно перевищувати гранично можливого середнє значення $[p_{sr}]$:

$$p_{sr} \leq [p_{sr}], \quad (1)$$

де $p_{sr} = \frac{P}{2R_1L}$ – середнє питома навантаження, R_1 і L відповідно його радіус і довжина цапфи. Значення $[p_{sr}]$ визначається експериментально для різних матеріалів [5, 6].

Широке застосування в якості критерія отримав *навантажувально-швидкісний фактор (параметр)* pv_o , де $v_o \left[\frac{м}{с} \right]$ – швидкість ковзання (або колова швидкість цапфи). Цей параметр в деякій мірі

визначає тепловиділення в парі ковзання, її зношування і можливість адгезійних пошкоджень. Під час обертання цапфи робота сили тертя призводить до тепловиділення, інтенсивність якого q можна подати так

$$q = f \cdot p_{sr} v_o \quad (2)$$

де f – коефіцієнт механічного тертя в парі ковзання. Якщо вважати коефіцієнт тертя сталим при напіврідинному і напівсухому терті-ковзанні при усталених режимах роботи, то тепловиділення буде визначатись фактором $p_{sr} v_o$. Отже, можна вважати, що нормальний режим тертя-ковзання буде відбуватись при наступній умові

$$p_{sr} v_o \leq [p_{sr} v_o] \quad (3)$$

$[p_{sr} v_o]$ – допустиме значення *навантажувально-швидкісний фактору*, який визначається експериментально [5, 6] для матеріалів вкладиша (втулки).

При застосуванні наведених вище критеріїв відбувається також моніторинг швидкості обертання цапфи:

$$v_o \leq [v_o] \quad (4)$$

Максимально допустимі значення $[v_o]$ визначаються також експериментально (див. наприклад [5, 6])

Більш надійними результати розрахунку працездатності підшипника ковзання можна отримати, якщо в критеріях (1), (3) використувати замість середнього питомого навантаження p_{sr} , *максимальне* питоме значення $p_{\max}$. Тоді критерії (1), (3) можна переписати так

$$p_{\max} \leq [p_{\max}], \quad (5)$$

$$p_{\max} v_o \leq [p_{\max} v_o] \quad (6)$$

Максимально допустимі значення $[p_{\max}]$, $[p_{\max} v_o]$ приймається на 40-50 % більшими відповідних значень $[p_{sr}]$ і $[p_{sr} v_o]$.

Критерії (1), (3) – (6) широко використовуються на першому етапі моніторингу і перевірки надійності підшипників ковзання при режимах сухого, напівсухого і напіврідинного тертя-ковзання. Однак, при наявності масляного шару, тобто при рідинному терті-ковзанні трибологічні процеси в парах ковзання носять інший характер, виникають гідродинамічні сили, які кардинально змінюють процеси зношування і впливають на довговічність роботи трибологічної системи. Тому моніторинг і критерії довговічності роботи підшип-

ників ковзання носять інший характер, вони враховують конструктивні особливості підшипників ковзання і в'язкісні характеристики мастил.

Наявність мастильного шару при рідинному терті-ковзанні, одночасно призводить до виникнення гідродинамічного спротиву обертанню цапфи, який обумовлений внутрішнім тертям між частинками рідни і спричинений її в'язкістю. Спротив руху цапфи, яка обертається із швидкістю ω_0 , буде чинити сила в'язкого гідродинамічного зсуву мастильного шару, яку в системі координат, пов'язаній із нормаллю і дотичною до цапфи, можна подати так: $\vec{F}_T = (0; F_T)$. Величина $F_T = F_T(y)$ може змінюватись по товщині масляного шару ($y \in [0; h]$, $h = h(\varphi)$ – товщина масляного шару при куті φ), і може бути подана через зсувні напруження $\tau_\varphi(\varphi, y)$ в мастильному шарі:

Згідно закону Ньютона зсувне напруження в мастильному шарі τ_φ при обертанні цапфи пропорційні градієнту швидкості по товщині мастильного шару $\frac{dv}{dh}$, і дорівнює

$$\tau_\varphi = \mu \frac{dv}{dh} \quad (7)$$

де $\mu \left[\frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}^2} \right]$ – динамічна в'язкість мастил.

Величину сили тертя по всій робочій поверхні Ω підшипника знайдемо так

$$F_T = \int_{\Omega} \tau_\varphi d\Omega = \int_{\Omega} \mu \frac{dv}{dh} d\Omega. \quad (8)$$

Нехай P – величини радіального навантаження підшипника ковзання, тоді величина:

$$f_T = \frac{F_T}{P} \quad (9)$$

називається коефіцієнтом *гідродинамічного тертя* підшипника ковзання.

Встановлено [3-6], що значення коефіцієнта гідродинамічного тертя f_T залежить від безрозмірної характеристики G_f , яку назива-

ють числом Герсі, яка є оберненою величиною до безрозмірного коефіцієнта навантаженості Φ_p [18], і яку можна подати так

$$G_f = \frac{1}{\Phi_p} = \frac{\mu \omega_0}{p_{sr} \delta_0^2}, \quad (10)$$

$\delta_0 = \delta / R_1$, $\delta = (R_2 - R_1)$ – радіальний зазор пари ковзання, R_2 – радіус підшипника (вкладиша).

Залежність коефіцієнта гідродинамічного тертя від числа Герсі: $f_T = f(G_f)$, можна подати графічно [4 - 7], за допомогою діаграми Герсі-Штрібека (рис. 1). При малих значеннях числа Герсі G_f , тобто, згідно формули (10), при великих значеннях середнього питомого навантаження p_{sr} і малих значеннях кутової швидкості обертання цапфи ω_0 і в'язкості мастил μ , підшипник ковзання працює при напівсухому терті-ковзанні (зона I на рисунку 1). Коефіцієнт тертя в цьому випадку може досягати значень $f_T \approx 0.2 \div 0.3$. При збільшенні характеристики G_f , наприклад за рахунок збільшення швидкості ω_0 або в'язкості μ , в підшипнику ковзання виникає режим напіврідинного тертя (зона II на рисунку 1), при цьому коефіцієнт гідродинамічного тертя падає до значень $f_T \approx 0.05 \div 0.10$. При подальшому зростанню числа Герсі в кінці зони II, при критичному значенні G_{f0} , коефіцієнт гідродинамічного тертя досягає мінімуму f_{T0} , який за звичай має значення: $f_{T0} \approx 0.010 \div 0.001$, при цьому підшипник перебуває в граничному режимі тертя-ковзання.

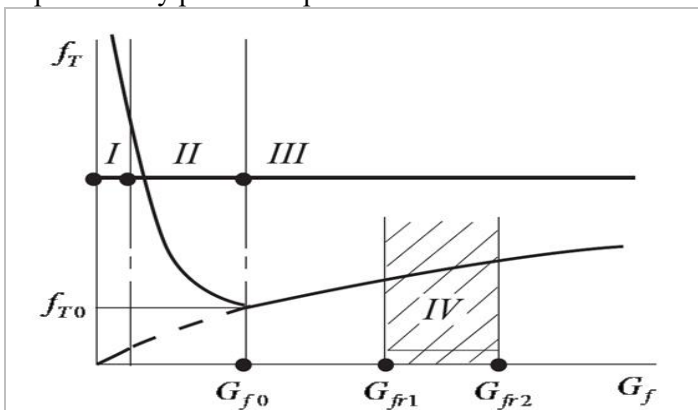


Рис. 1. Діаграма Герсі-Штрібека

Цей режим є найбільш ефективний при роботі суднового підшипника ковзання для нього характерний мінімальний рівень зношування і найменший рівень енергетичних втрат, але він є доволі нестійким і будь які не значні зміни робочих характеристик трибологічної пари можуть призвести до переходу в напіврідинний режим. При подальшому зростанні характеристики $G_f > G_{f0}$, підшипник ковзання переходить в рідинний режим роботи, коефіцієнт гідродинамічного тертя f_T починає при цьому дещо зростати, але при забезпеченні відповідного тепловідведення, цей режим є найбільш прийнятний для роботи підшипника ковзання. При цьому значення числа Герсі робочої зони пари ковзання (зона IV на рисунку 1), повинні задовольняти умові

$$G_{fr2} > G_f > G_{fr1}. \quad (11)$$

де $G_{fr1} \approx 1.5G_{f0}$, $G_{fr2} \approx 2G_{f0}$. Умови (11) забезпечують достатній запас надійності збереження в підшипнику режиму рідинного тертя-ковзання при можливих коливаннях параметрів трибологічної пари.

Одним із основних питань при дослідженні роботи підшипника ковзання є визначення значень характеристик пари ковзання, при яких напіврідинне тертя-ковзання переходить в рідинне і при яких діаграма тертя (рис. 1) досягає мінімуму. Ця проблема вирішується за допомогою критерію Зоммерфельда, згідно якому, при

$$\Phi_p < [S_0], \text{ тертя-ковзання рідинне.}$$

$$\Phi_p \geq [S_0], \text{ тертя-ковзання напіврідинне.} \quad (12)$$

Число $[S_0]$ – називається числом Зоммерфельда, яке пов'язане із критичним значенням числа Герсі так

$$[S_0] \approx \frac{1}{G_{f0}}. \quad (13)$$

Число Зоммерфельда $[S_0]$ визначається за допомогою технічних характеристик пари ковзання. Воно залежить від діаметра цапфи $d = 2R_1$, відношення $l_d = L/d$ і відносного радіального зазору δ_0 . Отже, можна вважати що число Зоммерфельда є функцією вказаних параметрів:

$$[S_0] = S_0(d, l_D, \delta_0). \quad (14)$$

Наразі, відомі значення числа $[S_0]$ лише для невеликої комбінації вказаних параметрів (див. наприклад [5, 6]), ці значення наведені в таблицях 1 – 3, і отримані для чистоти обробки поверхні вкладиша не менше $\nabla 8$. Труднощі застосування критерію Зоммерфельда пов'язані, насамперед, із невеликою кількістю відомих значень числа $[S_0]$. Причому ці значення не охоплюють весь діапазон зміни технічних параметрів підшипників ковзання суднового пропульсивного комплексу, зокрема, корінних і шатунних підшипників СЕУ.

Таблиця 1. Значення $[S_0]$ при відносному зазорі $\delta_0 = 0.001$

l_d	$d[\text{м}]$								
	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.10	0.15	0.2
0.6	0.28	0.35	0.42	0.52	0.60	0.7	1.0	2.0	3.0
0.8	0.44	0.54	0.67	0.80	0.95	1.1	1.5	2.7	4.0
1.0	0.58	0.72	0.85	1.0	1.2	1.4	1.9	3.4	5.0
1.2	0.70	0.80	1.0	1.2	1.4	1.65	2.2	3.9	6.0

Таблиця 2. Значення $[S_0]$ при відносному зазорі $\delta_0 = 0.002$

l_d	$d[\text{м}]$								
	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.10	0.15	0.2
0.6	0.42	0.53	0.65	0.80	1.0	1.2	1.7	3.2	5.0
0.8	0.64	0.80	0.95	1.2	1.5	1.75	2.4	4.0	6.0
1.0	0.85	1.0	1.2	1.45	1.75	2.1	2.8	4.7	7.0
1.2	1.0	1.2	1.4	1.7	2.1	2.5	3.3	5.4	8.0

Таблиця 3. Значення $[S_0]$ при відносному зазорі $\delta_0 = 0.003$

l_d	$d[\text{м}]$								
	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.10	0.15	0.2
0.6	0.65	0.80	1.0	1.3	1.6	1.9	2.6	4.5	6.5
0.8	0.95	1.2	1.4	1.7	2.1	2.4	3.2	5.5	8.0
1.0	1.2	1.4	1.7	2.05	2.4	2.8	3.8	6.3	9.0
1.2	1.4	1.7	2.0	2.4	2.8	3.3	4.4	7.2	10.0

В таблицях 4 і 5 наведені технічні параметри шатунних і корінних підшипників ковзання деяких типів суднових двигунів. Ці параметри суттєво відрізняються від параметрів, для яких в таблицях 1-3 наведені значення числа Зоммерфельда. Отже, виникає необхідність отримати нові значення числа Зоммерфельда для підшипників СЕУ.

Таблиця 4. Технічні параметри шатунних підшипників ковзання СЕУ

	Двигун	$d[м]$	$L[м]$	l_d	$\delta_0 \cdot 10^3$
1	Sulzer 9RTA84C	0.80	0.31	0.3875	$0.86 \div 1.13$
2	Sulzer 7RTA68	0.65	0.29	0.4462	$1.11 \div 1.54$
3	MAN B&W 6S50ME-B	0.65	0.22	0.3385	$1.11 \div 1.39$
4	MAN 12V48/60CR	0.45	0.18	0.4000	$1.56 \div 2.00$
5	Wärtsilä 46F	0.42	0.22	0.5238	$1.43 \div 1.91$
6	Wärtsilä 9L32	0.30	0.15	0.5000	$1.67 \div 2.33$
7	MAN 8L27/38	0.24	0.16	0.6667	$2.08 \div 2.92$
8	Yanmar 6EY22	0.20	0.12	0.6000	$2.5 \div 3.5$
9	MTU 20V4000	0.19	0.11	0.5789	$2.63 \div 3.68$
10	MTU 16V4000 M93	0.18	0.10	0.5556	$2.78 \div 3.89$

Таблиця 5. Технічні параметри корінних підшипників ковзання СЕУ

	Двигун	$d[м]$	$L[м]$	l_d	$\delta_0 \cdot 10^3$
1	Sulzer 9RTA84C	0.84	0.34	0.4048	$0.71 \div 0.95$
2	Sulzer 7RTA68	0.68	0.32	0.4706	$0.88 \div 1.18$
3	MAN B&W 6S50ME-B	0.72	0.28	0.3889	$0.83 \div 1.11$
4	MAN 12V48/60CR	0.50	0.23	0.4600	$1.00 \div 1.4$
5	Wärtsilä 46F	0.46	0.25	0.5435	$1.09 \div 1.52$
6	Wärtsilä 9L32	0.32	0.18	0.5625	$1.25 \div 1.88$
7	MAN 8L27/38	0.27	0.18	0.6667	$1.48 \div 2.22$
8	Yanmar 6EY22	0.22	0.15	0.6818	$1.82 \div 2.73$
9	MTU 20V4000	0.21	0.13	0.6190	$1.91 \div 2.86$
10	MTU 16V4000 M93	0.21	0.13	0.5952	$1.91 \div 2.86$

Аналіз даних таблиць 1-3 показує, що із зростанням параметрів l_d і δ_0 відбувається зростання приблизно по лінійному закону значень числа $[S_0]$. Більш суттєвим зростання відбувається при збільшенні діаметра цапфи d і носить приблизно квадратичний характер. Ці міркування дозволяють розширити область визначення функції (14) на весь діапазон зміни її аргументів, і зробити застосовним критерій Зоммерфельда для суднових підшипників ковзання. Для цього, узагальнивши методи регресійного аналізу [20 - 24] на двовимірний випадок, отримаємо для функції (14) наступне подання

$$S_0(d, l_d, \delta_0) = ((2.575l_d + 13.845)\delta_0 \cdot 10^3 + 7.307l_d + 24.159)d^2 + ((3.13l_d + 4.073)\delta_0 \cdot 10^3 + 17.4l_d - 9.878)d. \quad (15)$$

Зауважимо, що нормоване значення коефіцієнту кореляції $\tilde{R}^2$ (R – квадрат) отриманої математичної моделі (15) дорівнює 0.99, а сама кореляційна модель задовольняє усім необхідним умовам адекватності (див. наприклад [18 -23]). Для валідації отриманої математичної моделі критерію Зоммерфельда (15), порівняємо значення, отримані за допомогою сплайн-апроксимації даних таблиць 1-3 і значення, які отримані за формулою (15).

На рисунках 2-4 подані залежності відповідно функцій $S_0(d, 0.6, \delta_0)$ -червона крива, $S_0(d, 0.8, \delta_0)$ -синя крива, $S_0(d, 1, \delta_0)$ -зелена крива, $S_0(d, 1.2, \delta_0)$ -коралова крива від діаметра цапфи d . Точкові чорні лінії на усіх рисунках отримані за допомогою сплайн-апроксимації табличних даних для тих же значень d і l_d . При цьому графіки на рисунку 2 отримані при $\delta_0 = 0.001$, на рисунку 3 при $\delta_0 = 0.002$, на рисунку 4 при $\delta_0 = 0.003$. Наведені результати демонструють відмінну адекватність отриманої математичної моделі (15) і практично повне співпадіння із табличними даними. На рисунку 5 наведені залежності числа Зоммерфельда $[S_0]$ від діаметра цапфи d для технічних характеристик підшипників ковзання СЕУ. Лінії червоного кольору відповідають значенню $l_d = 0.4$, лінії синього кольору значенню $l_d = 0.5$, лінії зеленого кольору значенню $l_d = 0.6$ і лінії чорного кольору значенню $l_d = 0.7$. При цьому суцільні лінії отримані при $\delta_0 = 0.0025$, пунктирні лінії при $\delta_0 = 0.0015$.

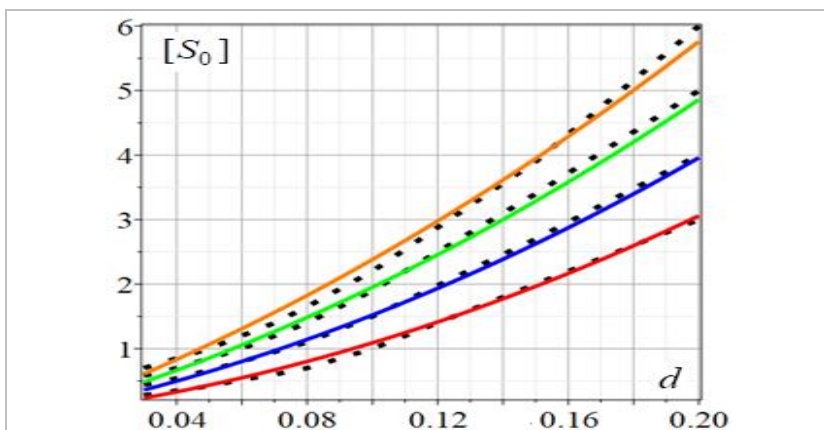


Рис. 2. Значення числа Зоммерфельда $[S_0]$, $\delta_0 = 10^{-3}$

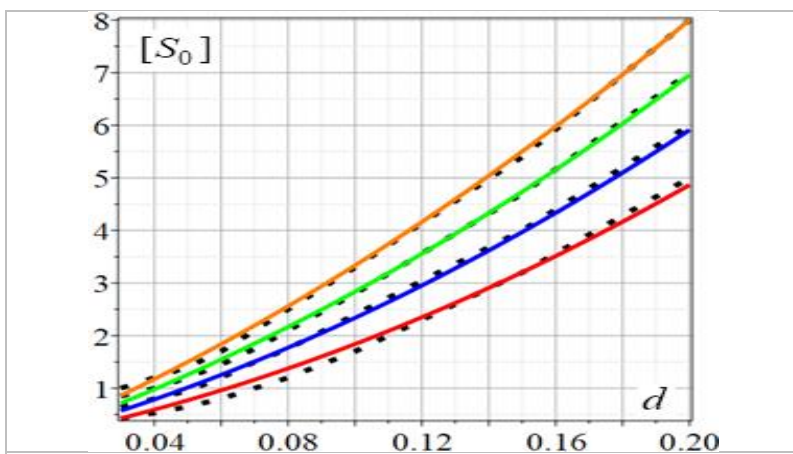


Рис. 3. Значення числа Зоммерфельда $[S_0]$, при $\delta_0 = 2 \cdot 10^{-3}$

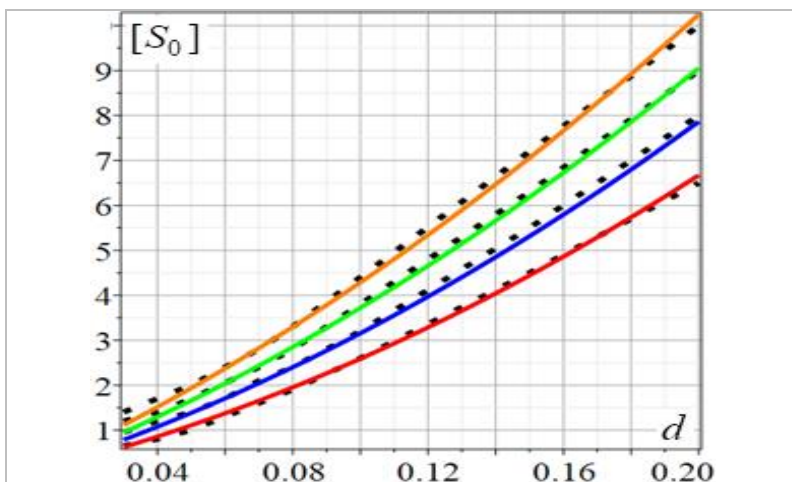


Рис. 4. Значення числа Зоммерфельда $[S_0]$, при $\delta_0 = 3 \cdot 10^{-3}$

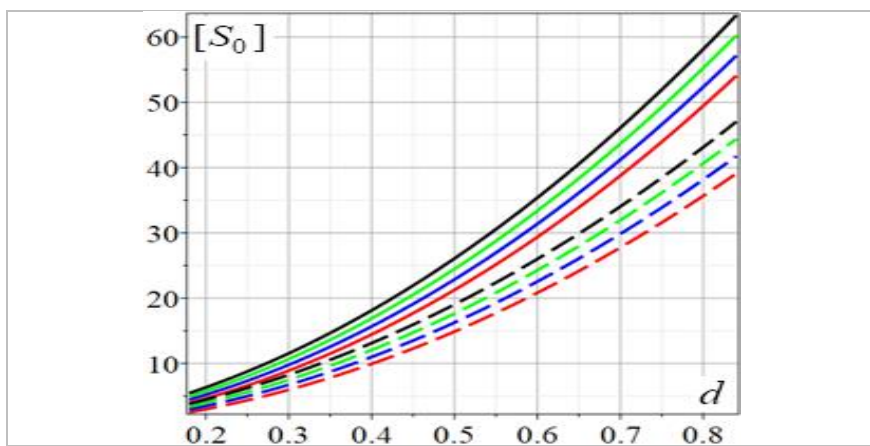


Рис. 5. Значення числа Зоммерфельда $[S_0]$, при $\delta_0 = 2.5 \cdot 10^{-3}$,
 $\delta_0 = 1.5 \cdot 10^{-3}$

На рисунку 6 на 3D графіках проілюстровано, як змінюється значення числа Зоммерфельда $[S_0]$ в області зміни технічних параметрів підшипників ковзання СЕУ. Зокрема, поверхня червоного кольору є графіком функції $[S_0] = S_0(d, l_D, 0.0007)$, поверхня синього кольору графіком функції $[S_0] = S_0(d, l_D, 0.0015)$, поверхня зеленого

кольору графіком функції $[S_0] = S_0(d, l_D, 0.002)$ і поверхня фіолетового кольору графіком функції $[S_0] = S_0(d, l_D, 0.003)$.

Таблиця 6. Значення числа Зоммерфельда підшипників ковзання СЕУ

	Двигун	$[S_0]$ шатунні ПК	$[S_0]$ корінні ПК
1	Sulzer 9RTA84C	26.778÷30.210	27.459÷31.028
2	Sulzer 7RTA68	20.861÷25.425	21.083÷24.240
3	MAN 12V48/60CR	18.948÷21.888	21.345÷24.541
4	MAN B&W 6S50ME-B	12.584÷14.988	12.457÷15.062
5	Wärtsilä 46F	11.872÷14.291	12.152÷14.709
6	Wärtsilä 9L32	7.239÷9.274	7.157÷9.302
7	MAN 8L27/38	7.033÷9.012	6.726÷8.798
8	Yanmar 6EY22	5.769÷7.574	5.703÷7.631
9	MTU 20V4000	5.462÷7.221	5.154÷7.004
10	MTU 16V4000 M93	5.157÷6.869	5.024÷6.857

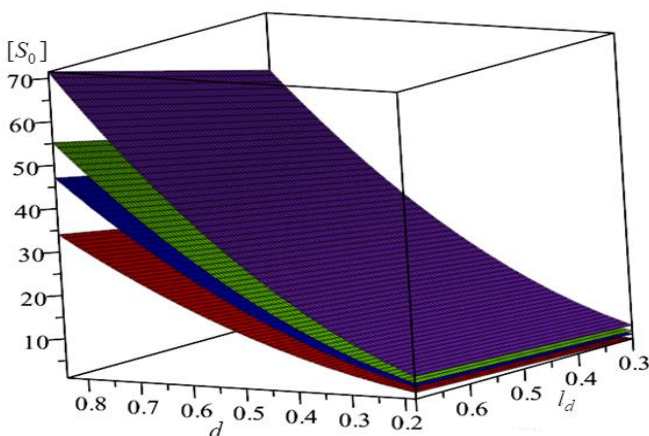


Рис. 6. Значення числа Зоммерфельда $[S_0]$, $\delta_0 = 0.7 \cdot 10^{-3}$,
 $\delta_0 = 1.5 \cdot 10^{-3}$, $\delta_0 = 2 \cdot 10^{-3}$, $\delta_0 = 1.5 \cdot 10^{-3}$

В таблиці 6 наведені можливі мінімальні і максимальні значення числа Зоммерфельда для суднових двигунів із таблиці 4, 5 для шатунних і корінних підшипників ковзання

Висновки і перспективи подальших досліджень

Отже, отримана нова зручна в застосуванні математична числа Зоммерфельда. Показано її адекватність і відмінну узгодженість із

існуючими базами даних значень числа $[S_0]$. Це дає можливість застосувати критерій Зомерфельда (12) до підшипників ковзання СЕУ. Зокрема, отримані можливі діапазони зміни числа $[S_0]$ для шатунних і корінних підшипників ковзання основних типів судових двигунів. Встановлено характер зміни числа Зомерфельда в залежності від технічних параметрів підшипників ковзання, зокрема, із збільшенням діаметра цапфи d число $[S_0]$ зростає, воно також зростає, але не так суттєво, при збільшенні відношення l_d . Таким чином, підшипники ковзання СЕУ із більшим діаметром цапфи є більш стійкими до виконання критерію Зомерфельда. Згідно рисунка 6, із збільшенням відносного радіального зазору δ_0 підшипника ковзання значення числа Зомерфельда $[S_0]$ також зростає, але це призводить до збільшення гідродинамічного тертя і підвищенню температури підшипника ковзання.

Так як в критерії Зомерфельда (12) присутній безрозмірний коефіцієнт навантаженості Φ_p , виникає можливість врахувати вплив в'язкісних характеристик мастил [19] на режими роботи підшипника ковзання. Визначення вказаного впливу має важливе значення для вдосконалення моніторингу роботи підшипників ковзання судового пропульсивного комплексу.

Перелік використаних джерел

1. Spikes H. A. The half-wetted bearing. Part 1: Extended Reynolds equation. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*. 2003. Vol. 217(1). P. 1-14.
2. Spikes H. A. The half-wetted bearing. Part 2: Potential application in low load contacts. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*. 2003. Vol. 217(1). P. 15-26.
3. Deters L. Plain Bearings. In: Mang, T. (eds) *Encyclopedia of Lubricants and Lubrication*. Springer, Berlin, Heidelberg, 2014.
4. Harnoy A. *Bearing Design in Machinery: Engineering Tribology and Lubrication* (1st ed.), CRC Press, 2002.
5. Jones D.A. Electrohydrodynamic Lubrication Theory. In: *Taylor C. (ed) Engine tribology. Tribology Series*. 1993. Vol. 26. P. 15-50.
6. Szeri A. *Fluid film lubrication*, Cambridge Univ. Press, 1st Ed., Cambridge, U.K., 1998.

7. Hamrock, B.; Schmid, S.; Jacobson, B. Fundamentals of Fluid Film Lubrication, 2nd Ed., Marcel Dekker Inc, N.Y. 2004.

8. He T., Zou D., Lu X., Guo Y., Wang Z., Li W. Mixed-lubrication analysis of marine stern tube bearing considering bending deformation of stern shaft and cavitation. *Tribology International*. 2014. Vol. 73. P 108-116.

9. Litwin W. Marine Propeller Shaft Bearings under Low-Speed Conditions: Water vs. Oil Lubrication. *Tribology Transactions*. 2019. Vol. 62(5). P. 839–849.

10. Matsushita O., Tanaka M., Kobayashi M., Keogh P., Kank, H. Basics of plain bearings. In: Matsushita O., Tanaka M., Kobayashi M., Keogh P., Kanki H. (eds.) *Vibrations of Rotating Machinery: Vol. 2. Advanced Rotodynamic: Applications of Analysis, Troubleshooting and Diagnosis*, Springer Japan, Tokyo, 2019. P. 19–40.

11. Wan B., Yang J., Sun S. A Method for Monitoring Lubrication Conditions of Journal Bearings in a Diesel Engine Based on Contact Potential. *Appl. Sci*. 2020. Vol. 10. 5199.

12. Сагін С. В., Кривий М. О. Розрахунок контактної тиску та зони контакту в парах ковзання судових дизелів. *Автоматизація судових технічних засобів: наук. -техн. зб.* Одеса: НУ "ОМА". 2021. № 27. Р. 84 – 92.

13. Сагін С. В., Кривий М. О. Визначення розподілу тиску в шарі неньютонівських мастил у судових енергетичних установках. *Вісник Одеського національного морського університету: Зб. Наук. праць*. 2020. № 2(62). Р. 160-170.

14. Кривий М. О., Сагін С. В. Визначення впливу властивостей моторних мастил на розподіл тиску в парах ковзання судових дизелів. *Суднові енергетичні установки*. 2021. № 43. Р. 18-23.

15. Кривий М. О., Сагін С. В. Математична модель мастильного шару в парах ковзання в судових енергетичних установках. *Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції «Суднова електроінженерія, електроніка і автоматика»*. Одеса, НУ «ОМА». 2019. Р. 144 - 148.

16. Кривий М. О., Сагін С. В. Визначення максимального контактної тиску в парах ковзання судових енергетичних установок. *Матеріали XI міжнародної науково-технічної конференції «Суднова електроінженерія, електроніка і автоматика»*, Одеса: НУ «ОМА». 2021. Р. 79-83.

17.Кривий, М. О. Математичні моделі мастильного шару в парах ковзання суднових енергетичних установок. *Матеріали XIII міжнародної науково-технічної конференції «Суднова електроінженерія, електроніка і автоматика»*. Одеса: НУ ОМА. 2023. Р. 118-121.

18.Кривий М. О. Визначення характерних кутів пар ковзання суднових енергетичних установок. *Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник*. Одеса: НУ «ОМА». 2023. Vol. 47. Р. 32-45.

19.Kryvyi O., Miyusov M. V., Kryvyi M. New mathematical models for the load factor of slip pairs in the ship propulsion system for non-Newtonian lubricants. *Pomorstvo*. 2024. Vol. 38(1). P. 114–125.

20.Kryvyi O., Miyusov M., Kryvyi M. Construction and Analysis of New Mathematical Models of the Operation of Ship Propellers in Different Maneuvering Modes. *Trans Nav, the International Journal on Marine Navigation and Safety of Sea Transportation*. 2023. Vol. 17 (1). P. 95-102.

21.Kryvyi O., Miyusov M. V., Kryvyi M. Analysis of Known and Construction of New Mathematical Models of Forces on a Ship's Rudder in an Unbounded Flow. Analysis. *Trans Nav, the International Journal on Marine Navigation and Safety of Sea Transportation*. 2023. Vol. 17(4). P. 831-839.

22.Kryvyi O. F., Miyusov M. V. Mathematical model of hydrodynamic characteristics on the ship's hull for any drift angles, *Advances in Marine Navigation and Safety of Sea Transportation*. Taylor & Francis Group, London, UK. 2019. P. 111-117.

23.Kryvyi O. F., Miyusov M. V. The Creation of Polynomial Models of Hydrodynamic Forces on the Hull of the Ship with the help of Multi-factor Regression Analysis. *8 International Maritime Science Conference. IMSC Budva, Montenegro*. 2019. P. 545-555.

24.Kryvyi O., Miyusov M. V. Construction and Analysis of Mathematical Models of Hydrodynamic Forces and Moment on the Ship's Hull Using Multivariate Regression Analysis. *Trans Nav, the International Journal on Marine Navigation and Safety of Sea Transportation*. 2021. Vol. 15(4). C. 853-864.

10.31653/smf49.2024.69-80

Латиш О.М. Мельник О.А.

Національний університет «Одеська морська академія»

ЗНИЖЕННЯ ВИТРАТ ПАЛИВА ТА ЗМЕНШЕННЯ ЗАБРУДНЕННЯ ДОВКІЛЛЯ ШЛЯХОМ ВИКОРИСТАННЯ ПРИСАДОК НАНОМАТЕРІАЛІВ ДО ПАЛЬНОГО

Постановка проблеми в загальному вигляді. Викопне паливо залишається основним джерелом енергії для роботи двигунів та виробництва електроенергії для промислових та побутових цілей, однак продукти його згоряння та збільшення використання автомобілів створюють негативний вплив на навколишнє середовище. Нафта як паливо – ресурс, який не відновлюється і вичерпується, а її ціна є нестабільною через збільшення обсягів її використання.

Наслідки використання викопного палива спричиняють небезпечне підвищення рівня незгорілих вуглеводнів (UBHC), оксиду вуглецю (CO) та оксидів азоту (NOx), двоокису вуглецю (CO₂), метану (CH₄), двоокису сірки (SO₂), що призводить до несприятливих екологічних змін. Крім того, вихлопні гази спричиняють забруднення повітря, а гази, що виділяються, значною мірою впливають на клімат, утримуючи тепло.

Проблема глобального потепління вже зараз, а особливо у майбутньому, буде одним із найбільших викликів двадцять першого століття. За останні сто років середня температура Землі зросла приблизно на 0,4-0,8°C. Експерти зі зміни клімату прогнозують, що якщо тенденція збережеться, то до кінця сторіччя середня глобальна температура зросте на 2-5 °C.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Таким чином, стало дуже важливим питання вивчення можливостей і перспектив використання технологічно доступних і глобально придатних відновлюваних джерел енергії в якості альтернативного палива. Серед різних альтернативних видів палива привертають велику увагу відновлювальні джерела енергії, включаючи біопаливо, паливні елементи та сонячні технології, щоб зменшити споживання викопного палива та отримати можливість контролювати викиди парникових газів в атмосферу.

Окрім використання екологічно чистих альтернативних видів палива, для зменшення викидів парникових газів та підвищення ефективності енергетичних систем необхідно розробляти нові двигуни з

пристроями контролю викидів після згоряння палива. Застосування двигунів, які використовують біодизель у транспортному та енергетичному секторах отримало розвиток в останні десятиліття, і відстежується тенденція розвитку досліджень, спрямованих на пошук нових ДВЗ з низьким рівнем викидів, енергозбереженням та високими показниками ефективності.

Постановка завдання. ДВЗ широко використовуються як джерела енергії та електроенергії у багатьох сферах завдяки високому ККД, меншому споживанню палива, а також значній екологічності. ДВЗ залишаються основним джерелом для забезпечення енергією транспорту. Надійність, довговічність та паливна ефективність дизельних двигунів роблять їх найпоширенішим типом двигунів у різних галузях. Двигуни, які використовують біодизель мають відмінну репутацію завдяки високій надійності та довговічності.

Біодизель є одним із альтернативних джерел енергії для транспортної галузі через швидке зменшення запасів нафти та збільшення попиту на енергію, з іншого боку, використання біодизеля зменшує забруднення навколишнього середовища. За своїми властивостями біодизель подібний до дизельного палива, але відрізняється вмістом кисню, що забезпечує краще згоряння. Тим не менш, при спалюванні біодизеля виділяється менше енергії, ніж при спалюванні дизельного палива. Основна перевага біодизеля полягає в тому, що двигун не потребує жодних змін, зберігаючи майже таку саму продуктивність, що й існуючий дизельний двигун, з майже нульовими викидами негорілих вуглеводнів, оксиду вуглецю та твердих частинок.

Основною проблемою спалювання біодизельного пального, при вмісті біодизеля в суміші понад 20 %, є значні викиди у вигляді оксиду азоту (NO_x), що призводить до погіршення характеристик згоряння.

Для управління рівнем викидів оксидів азоту (NO_x), ключовими технологічними факторами роботи двигуна є: ступінь стиснення палива (CR), час впорскування палива (FIT), тиск з яким впорскується паливо (FIP). Змінюючи і контролюючи ці фактори, можна покращити характеристики двигуна при роботі на біодизельному паливі [1].

Виклад основного матеріалу дослідження

Застосування наночастинок у ДВЗ та їх вплив на фізико-хімічні властивості палива. Додавання наночастинок до дизельного або наночастинок до біодизельного пального - це новий спосіб покращити характеристики згоряння та ефективно зменшити викиди парникових

газів для двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ) без негативного впливу на вихідну потужність.

Нанорідина - це двофазна колоїдна суміш, що складається з нанорозмірних частинок, диспергованих у базовій рідині, її називають ще нанофлюїд. Наночастинки - це частинки з розмірами приблизно від 1 до 100 нм.

Нанопаливо - це суспензія наночастинок (принаймні один розмір менше 100 нм) в базовому паливі з властивостями, що покращують згорання палива. На властивості нанопалива, особливо на стабільність, значною мірою впливає тип наночастинок, розміри та концентрація, які додаються в рідину, а також спосіб приготування цієї суміші. Диспергування наночастинок у базовому паливі суттєво впливає на реологічну поведінку та теплофізичні властивості нанопалива. Нанопаливо має високу поверхневу енергію завдяки своїй великій площі поверхні, що сприяє агломерації палива з наночастинками та формуванню мікрочастинок.

Додавання наночастинок до біодизельного палива скорочує затримку займання, покращує швидкість окислення та зменшує викиди вихлопних газів, атоми кисню, що містяться в наночастинках, покращують горіння. Наночастинки диспергуються в паливі і сприяють кращому змішуванню повітря з паливом та покращенню хімічної реактивності під час горіння, що підвищує продуктивність двигуна, покращує згорання та якість викидів.

Основними цілями додавання наночастинок до дизельного та біодизельного палива є сприяння високому співвідношенню площі поверхні до об'єму та збільшення кількості реакційно здатних поверхонь. Це дозволяє наночастинкам діяти як ефективний хімічний каталізатор, який покращує схему змішування палива з повітрям і ефективність згорання палива, що згодом призводить до повного згорання хімічного каталізатора. Нанодобавки слугують носіями вторинної енергії в рідинах та інтенсифікують процес горіння.

Існує багато варіантів наноприсадок на основі металів це: залізо (Fe), алюміній (Al), магній (Mg), марганець (Mn), срібло (Ag), золото (Au), мідь (Cu), бор (B), графен, кремнезем (Si), тощо. Наночастинки оксидів металів добре сумісні з біопаливом, такі як оксид алюмінію (Al_2O_3), оксид кобальту (Co_3O_4), оксид церію (CeO_2), оксид титану (TiO_2), оксид цинку (ZnO), оксид міді (CuO), тощо, додаються в нанорозмірах до рідкого палива для покращення його якості. Вуглецеві нанотрубки (ВНТ) також є прикладами наночастинок, які покращу-

ють експлуатаційні характеристики палива шляхом модифікації фізико-хімічних властивостей.

Нанофлюїди - це новий тип твердо-рідинних композитів, що складаються з твердих частинок розміром в декілька нанометрів, диспергованих в будь-якій базовій рідині [2]. Аналогічно наночастинки можна додавати до біодизельних сумішей як до базового пального. Це нове паливо називається нано-дизель-біодизель. Покращувачі палива, як правило, поділяються на речовини для диспергування та речовини, що підвищують продуктивність двигунів. Вони також поділяються на антиоксиданти, присадки для підвищення цетанового числа, антидетонатори, проти замерзаючі присадки, присадки для підвищення стабільності, антикорозійні присадки, присадки для поліпшення холодного потоку, каталізatori на паливній основі, проти-зносні присадки і т.д. [3].

Присадки - це речовини на основі металів та їх окислів, які додаються в паливо і основною метою яких є покращення якості суміші за рахунок надання корисних властивостей. Діапазон кількості паливних присадок обмежений від 25 ppm до декількох тисяч ppm. (Мільйонна частка — одиниця вимірювання концентрації та інших відносних величин, аналогічна за змістом відсотку або проміле, та являє собою одну мільйонну частку. Позначається скороченням ppm або млн^{-1}). Межа дозування присадок залежить лише від коефіцієнта викидів сажі та типу двигуна. Наночастинки покращують ефективність процесу згоряння, а отже, збільшують потужності двигуна. Використання двох різних наночастинок в якості паливних добавок може досягти комплексного впливу наночастинок і поліпшити експлуатаційні характеристики та викиди двигунів.

Додавання різних наночастинок до біодизеля покращує якість рідини, яка є стабільною в широкому діапазоні умов, а також фізико-хімічні властивості палива, підвищує концентрацію кисню в сажовому фільтрі (DPF). Крім того, додавання наночастинок до біодизеля знижує рівень викидів вихлопних газів, дає змогу більшій кількості палива контактувати з атомами повітря, покращує індекс в'язкості, зменшує час ідентифікації та покращує хімічну взаємодію.

Суміші нано-біодизеля показали себе як високоефективне та перспективне паливо [4]. Через велику кількість енергії, депонованої в металевих частинках, високе співвідношення площі поверхні до об'єму, підвищену кількість активних центрів, збільшену швидкість каталітичної реакції, високу каталітичну активність, здатність під-

вищити теплотворність рідкого палива, а отже, поліпшити характеристики двигуна.

Диспергування наноматеріалів оксида церію CeO_2 , оксида алюмінію Al_2O_3 , вуглецевих нанотрубок ВНТ, алюмінію Al і оксиду графену GO в чистому біодизельному паливі знижує значення температури спалаху при одночасному підвищенні значень в'язкості і густини [5], [6],[7], [8], [9], [10]. Крім того, теплотворна здатність чистого біодизеля зростає при додаванні вуглецевих нанотрубок CNT , графену та наночастинок алюмінію Al [7],[10], [11]. Використання наночастинок оксид цинку ZnO підвищує значення температури спалаху, в'язкості, густини та теплоти згоряння палива. Тоді як наночастинки марганця Mn , магнія Mg , алюмінія Al у різних співвідношеннях знижують значення температури спалаху [12].

Приготування та стабільність нанопалива .

Стабільна і однорідна суспензія нанопалива є надзвичайно важливою характеристикою, оскільки вона впливає на її продуктивність як теплоносія та теплофізичні властивості. Стабільну колоїдну суміш, що складається з різного палива та наночастинок, готують одним із методів або комплексними методами з використанням мішалки, ультразвукової ванни, ультразвукового руйнівника та гомогенізатора високого тиску. Стабільність [13] нанопалива може бути підвищена за допомогою більш тривалого часу ультразвукової обробки. Подовження часу обробки ультразвуком допомагає зменшити агрегацію частинок і сприяти стабільній і кращій дисперсії наночастинок у базових рідинах [14]. Результати залежать від часу ультразвукової обробки. Оптимальний час обробки ультразвуком відрізнявся для різних типів наночастинок і базових рідин.

Поверхнево-активні речовини - це хімічні сполуки, що додаються до наночастинок, які допомагають зменшити поверхневий натяг напородини і збільшити поглинання частинок. Деякі типи поверхнево-активних речовин , такі як: гексадецилтриметиламоній бромід, цетилтриметиламоній бромід , додецилбензолсульфонат натрію , поліоксисетилен, нонілфеніловий ефір , широко використовуються [15],[16].

За однакових концентрацій поверхнево-активних речовини при зменшенні розмірів частинок теплопровідність збільшується [17]. Додавання поверхнево-активної речовини широко застосовується для покращення дисперсності наночастинок у базовій рідині та мінімізації коагуляції та агрегації частинок. Для запобігання агрегації

частинок під час формування нанопалива часто використовують диспергатор.

Для оцінки стабільності нанопалива використовують різні методи, включаючи седиментаційний метод, аналіз дзета-потенціалу, УФ-спектроскопія, растровий електронний мікроскоп, метод рівноваги, метод динамічного розсіювання світла. Метод седиментації є найкращим методом для оцінки стабільності нанопалива. Стабільне нанопаливо утворюється тоді, коли концентрація частинок не змінюється з плином часу. У цьому методі седиментаційні фотографії нанопалива роблять за допомогою камери в пробірках і спостерігають за стабільністю нанопалива. (Седиментація - осідання або спливання частинок дисперсної фази в рідкому або газоподібному дисперсійному середовищі в гравітаційному полі або полі відцентрових сил). Недоліком цього методу є тривалий час спостереження для контролю осадження частинок. Дзета-потенціал - це різниця потенціалів між основною рідиною і нерухомим шаром рідини, прикріпленим до наночастинок. Високий дзета-потенціал (негативний або позитивний) вказує на стабільність суспензійної системи, тоді як нанорідина з нижчим дзета-потенціалом призводять до швидшої седиментації наночастинок, УФ-спектроскопія вимірює поглинання світла, що падає на наночастинки.

Вплив нанодобавок до дизельного та біодизельного пального.

Властивості процесу згоряння палива можна покращити шляхом додавання до палива наночастинок металів або оксидів металів у нанорозмірному діапазоні в проміле або ваговому відсотковому співвідношенні. Мета використання наночастинок металів - підвищення стабільності роботи двигуна, покращення процесу згоряння та характеристик продуктів згоряння за рахунок покращення властивостей та розчинності паливної суміші.

Оксиду алюмінію Al_2O_3 . Серед доступних варіантів все більшої уваги набувають нанодобавки оксиду алюмінію Al_2O_3 . Переваги при його використанні наступні: економія палива, підвищення продуктивності двигуна при одночасному зменшенні викидів шкідливих парникових газів, оксидів азоту та твердих частинок. Наночастинки оксидів металів мають високе співвідношення площі поверхні до об'єму та збільшення кількості реакційно здатних поверхонь. Перевагою оксидів металів є покращення розпилення, що дозволяє більшій кількості палива реагувати з киснем, покращує швидке випаровування і забезпечує краще середовище для змішування повітря і палива.

Результати додавання наночастинок оксиду алюмінію Al_2O_3 розміром 50 нм та 40 нм 0,5 г наночастинок оксиду алюмінію Al_2O_3 , які були змішані з 1 л дизельного палива в чотиритактному одноциліндровому дизельному двигуні за різних умов навантаження і паливних сумішей, вказують на те, що розмір частинок має значний вплив на запалювання і горіння. Чим менший розмір частинок, тим більша інтенсивність реакції [18].

Суміш (PBD)- біодизеля Поланга та 25 ppm оксида алюмінію Al_2O_3 в порівнянні з біодизелем Поланга дали такі результати: питома витрата палива зменшилась на 7,4 %, ККД збільшився на 4,2%, вуглеводні (НС) зниження до 30,3 %, зниження оксиду вуглецю CO до 37,3% [19].

Наночастинки оксиду алюмінію Al_2O_3 , дисперговані в біодизельній суміші метилового ефіру олії насіння тамаринду (TSME20) та 60 ppm оксиду алюмінію забезпечили прозорість диму на 87,4 % і викиди оксиду вуглецю CO на 56,6 % нижчі, ніж у дизельного палива при повному навантаженні двигуна, знизився рівень викидів чадних газів на 24 % і рівень викидів оксидів азоту на 9 % [20].

Використання суміші HOME20 та 40 ppm оксида алюмінію на дизельному двигуні показало покращення ККД на 10,6 %, питома витрата палива зменшилася на 11,7% та знизився рівень вуглеводнів (НС) на 26,7 %, оксиду вуглецю (CO) на 48,4 %, та диму та 22,8 %, в той час як було зафіксовано збільшення викидів оксидів азоту NOx до 11,3 % [21].

Найбільша механічна потужність була досягнута при додаванні оксиду алюмінію Al_2O_3 40 мг/л до біодизельного палива з жожоба (JB20), де питома витрата палива зменшилася на 12 %, ККД збільшився на 15 %, тиск P max збільшилася на 4,5 %. Пік зниження рівнів продуктів вихлопу був зафіксований при дозуванні 20 мг/л, де викиди оксиду азоту NOx зменшилися на 70%, оксиду вуглецю (CO) - на 80%, незгорілих вуглеводнів - на 60%, а прозорість диму - на 35%. Запропонований рівень дозування оксиду алюмінію Al_2O_3 для значного покращення характеристик двигуна та викидів становив 30 мг/л [22].

Суміш паливо JB20 та наноприсадок оксиду алюмінію Al_2O_3 при дозуванні 30 мг/л дає оптимальні характеристики двигуна. При цій дозі питома витрата палива зменшилася на 6%, ККД двигуна збільшився приблизно на 7%, а також було зафіксовано зменшення ок-

сиду азоту NO_x на 70%, зменшення оксиду вуглецю (CO) на 75%, незгорілих вуглеводнів на 55%, прозорість диму на 25% [23].

Оксиду церію CeO_2 . Додавання наночастинок оксиду церію CeO_2 в біодизельне паливо зменшують викид токсичних вихлопних газів у процесі згоряння вуглеводневого палива та покращують паливну економічність. Кількість кисню, що подається і відновлюється в газовій фазі, допомагає регенерувати сажовий фільтр дизеля. Оксид церію CeO_2 діє як донорний каталізатор кисню, що призводить до зменшення викидів оксиду азоту NO_x , забезпечуючи необхідну кількість кисню для окислення оксиду вуглецю CO та поглинання кисню. Енергія активації оксиду церію CeO_2 спалює запас вуглецю в циліндрі двигуна, це знижує рівень незгорілих вуглеводнів.

Суміш біодизельного палива (B5), що складається з 5% чистого біодизеля та 95% нафтового дизельного палива та 90 ppm оксиду церію CeO_2 дала такі результати: питома витрата палива BSFC зменшилася на 16%. ККД збільшився на 11%. Шкідливі викиди зменшились: оксиду вуглецю CO на 51%, HC - незгорілих вуглеводнів на 45%, оксиду азоту NO_x на 27% у порівнянні з викидами чистого біодизельного палива [24].

Додавання в біодизельне паливо наночастинок CeO_2 в концентраціях 20-80 ppm підвищують ККД двигуна. Максимально ККД двигуна збільшився при додаванні 80 ppm. наночастинок. Викиди вуглеводнів скоротилися приблизно на 25 % - 40 %.

Оксиду міді CuO . Наночастинок оксиду міді CuO використовуються як каталізатори, що характеризуються своєю активністю для різних реакцій газ-тверде тіло. Така висока каталітична активність оксиду міді CuO зумовлена його відновлюваністю та поверхневою реакційною здатністю. Крім того, завдяки своїй низькій вартості та екзотермічним реакціям відновлення як з вуглецем, так і з метаном CH_4 . Тому наночастинок оксиду міді CuO використовуються як каталізатор для переробки ароматичних вуглеводнів.

Паливо ROME20, що містить 100 ppm наночастинок оксиду міді CuO , показало такі результати: питома витрата палива - зниження на 1 %, ККД збільшився на 4 %, HC - вуглеводні - зниження на 8%, оксид вуглецю - зниження на 29 %, оксиди азоту -зниження на 10%, диму- зниження на [25].

Діоксиду титану TiO_2 . При використанні суміші метилового ефіру апельсинової олії з 100 ppm діоксиду титану TiO_2 в порівняно з чистим паливом метилового ефіру апельсинової олії при найвищому

навантаженні двигуна отримали збільшення ККД двигуна 3 %, значне зниження рівня викидів вихлопних газів : для диму на 24,2 %, для оксиду азоту на 9,7 %, для оксиду вуглецю на 18,4 % і для вуглеводнів на 16 %, при найвищому навантаженні двигуна [26].

Вуглецеві нанотрубки (ВНТ). ВНТ використовуються як добавка до біодизеля для підвищення ефективності згоряння. Вуглецеві нанотрубки - це порожнисті циліндри, що складаються з атомів вуглецю. Два типи нанотрубок, відрізняються порядком розташування графенових циліндрів: лише один шар графенових циліндрів, або мають багато шарів (приблизно 50). ВНТ додають для покращення процесу горіння суміші та зменшення кількості шкідливих продуктів у вихлопних газах. ВНТ мають здатність затримувати вільні радикали, а вуглецеві волокна можуть діяти як антидетонаційна добавка. Додавання ВНТ в дизельні двигуни призводить до збільшення цетанового числа та прискорення згоряння.

Суміш JBD20 з 50 ppm ВНТ показала збільшення ККД на 34,9 % і зменшення питомої витрати палива на 20,8 % порівняно з дизельним паливом. Крім того, помітно знизився рівень незгорілих вуглеводнів, оксиду азоту, оксиду вуглецю [27].

Висновки

Застосування суміші металевих енергетичних частинок на нанорівні в біодизельних сумішах є перспективним напрямком. Додавання нанорозмірних наночастинок у різних кількостях до дизельного палива або біодизельного палива сприяє зниженню питомих витрат палива, покращенню ККД та подальшому зменшенню викидів оксиду вуглецю, незгорілих вуглеводнів та оксиду азоту. Це допомагає подолати недоліки експлуатації двигунів на дизельному та суміші дизельного палива з чистим біодизельним паливом.

Перелік використаних джерел

1. Sagin S.V., Sagin S.S., Fomin O., Gaichenia O., Zablotzkyi Y., Pířst'ek V., Kuřcera P. Use of biofuels in marine diesel engines for sustainable and safe maritime transport. *Renewable Energy*. 2024. Vol. 224. 120221.
2. Choi S.U., Eastman J.A. Enhancing thermal conductivity of fluids with nanoparticles, Developments and Application of Non-Newtonian Flows. *ASME Journal of Heat Transfer*. 1995. Vol. 66. P. 99-105.
3. Venkatesan H. et al. A comprehensive review on the effect of nano metallic additives on fuel properties, engine performance and emission

characteristics. *International Journal of Renewable Energy Research*. 2017. Vol. 7(2). P. 825-843.

4. Сагін С.В., Куропятник О.А. Визначення оптимальних режимів експлуатації суднових двигунів внутрішнього згоряння під час використання біодизельного палива. *Суднові енергетичні установки: наук-техн. зб. Одеса: НУ «ОМА»*. 2024. Вип. 48. С. 100-113.

5. Arockiasamy P., Anand R.B. Performance, combustion and emission characteristics of a DI diesel engine fuelled with nanoparticle blended jatropha biodiesel. *Periodica Polytechnica Mechanical Engineering*. 2015. Vol. 59 (2). P. 88-93.

6. Sadhik Basha J., Anand R. The influence of nano additive blended biodiesel fuels on the working characteristics of a diesel engine. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*. 2013. Vol. 35 (3). P. 257-264.

7. Banapurmath N., et al. Effect of silver nano-particle blended biodiesel and swirl on the performance of diesel engine combustion. *Int J Sustain Green Energy*. 2014. Vol. 3 (6). P. 150-157.

8. Banapurmath N., Sankaran R., Tumbal A., Narasimhalu N., Hunshyal A., Ayachit N. Experimental investigation on direct inj. diesel engine fuelled with graphene, silver and multiwalled carbon nanotubes-biodiesel blended fuels. *International Journal of Automotive Engineering and Technologies*. 2014. Vol. 3 (4). P. 129-138.

9. Bhagwat V.A., Pawar C., Banapurmath N. Graphene nanoparticle-biodiesel blended diesel engine. *International journal of engineering research and technology*. 2015. Vol. 4 (2).

10. Kannan G., Karvembu R., Anand R. Effect of metal based additive on performance emission and combustion characteristics of diesel engine fuelled with biodiesel. *Appl. Energy*. 2011. Vol. 88. P. 3694-3703.

11. Balaji G., Cheralathan M. Effect of CNT as additive with biodiesel on the performance and emission characteristics of a DI diesel engine. *International Journal of ChemTech Research*. 2015. Vol. 7 (3). P. 1230-1236.

12. Aalam C.S., Saravanan C. Effects of nano metal oxide blended Mahua biodiesel on CRDI diesel engine. *Ain Shams Eng. J.* 2017. Vol. 8 (4). P. 689-696.

13. Hong K.S., Hong T.K., Yang H.S. Thermal conductivity of Fe nanofluids depending on the cluster size of nanoparticles. *Appl Phys Lett*. 2006. Vol. 88(3). 031901.

14. Amrollahi A., Hamidi A.A., Rashidi A.M. The effects of temperature, volume fraction and vibration time on the thermo-physical properties of a carbon nanotube suspension (carbon nanofluid). *Nanotechnol.* 2008. Vol. 19(31). 315701.

15. Li X., Zhu D., Wang X. Evaluation on dispersion behavior of the aqueous copper nano-suspensions. *J Colloid Interf Sci.* 2007. Vol. 310(2). P. 456–463.

16. Shanbedi M., Heris S.Z., Maskooki A. Experimental investigation of stability and thermophysical properties of carbon nanotubes suspension in the presence of different surfactants. *J Therm Anal Calorim.* 2015. Vol. 120(2). P. 1193–201.

17. Xia G., Jiang H., Liu R., Zhai Y. Effects of surfactant on the stability and thermal conductivity of Al₂O₃/de-ionized water nanofluids. *Int J Therm Sci.* 2014. Vol. 84. P. 118–124.

18. Sathiamurthi P., Vinith K.S.K., Sivakumar A. Performance and emission test in CI engine using magnetic fuel conditioning with nano additives. *Int J Rec Technol Eng.* 2019. Vol. 8(3). P. 7823–6.

19. Venu H., Appavu P. Al₂O₃ nano additives blended Polanga biodiesel as a potential alternative fuel for existing unmodified DI diesel engine. *Fuel.* 2020. Vol. 279. 118518.

20. Raju V.D., et al. An experimental study on the effect of nanoparticles with novel tamarind seed methyl ester for diesel engine applications. *Energy conversion and management.* 2018. Vol. 164. P. 655–666.

21. Soudagar M.E.M., et al. An investigation on the influence of aluminium oxide nano-additive and honge oil methyl ester on engine performance, combustion and emission characteristics *Renew. Energy.* 2020. Vol. 146. P. 2291–2307.

22. El-Seesy A.I., Attia A.M., El-Batsh H.M. The effect of Aluminum oxide nanoparticles addition with Jojoba methyl ester-diesel fuel blend on a diesel engine performance, combustion and emission characteristics. *Fuel.* 2018. Vol. 224. P. 147–166.

23. Attia A.M., et al. Effects of alumina nanoparticles additives into jojoba methyl ester-diesel mixture on diesel engine performance. *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, American Society of Mechanical Engineers.* 2014.

24. Khalife E., Tabatabaei M., Najafi B., Mirsalim S.M., Gharehghani A., Mohammadi P., et al. A novel emulsion fuel containing aqueous nano cerium oxide additive in diesel–biodiesel blends to improve diesel engines

performance and reduce exhaust emissions: Part I – Experimental analysis. *Fuel*. 2017. Vol. 207. P. 741–750.

25. Perumal V., Ilangkumaran M. The influence of copper oxide nano particle added pongamia methyl ester biodiesel on the performance, combustion and emission of a diesel engine. *Fuel*. 2018. Vol. 232. P. 791-802.

26. Kumar A.M., Kannan M., Nataraj G. A study on performance, emission and combustion characteristics of diesel engine powered by nano-emulsion of waste orange peel oil biodiesel. *Renewable Energy*. 2020. Vol. 146. P. 1781-1795

27. Badawy T., et al. Selection of second-generation crop for biodiesel extraction and testing its impact with nano additives on diesel engine performance and emissions. *Energy*. 2021. Vol. 237. 121605.

10.31653/smf49.2024.81-87

Нікольський В.В., Гузь В. А., Слободянюк М.В., Нікольський М.В.

Національний університет «Одеська морська академія»

**ПЕРСПЕКТИВИ ВИКОРИСТАННЯ ШТУЧНОГО ІНТЕЛЕКТУ
ПРИ ТЕХНІЧНІЙ ЕКСПЛУАТАЦІЇ СУДНА**

Сучасний розвиток техніки та підготовки оперативного персоналу суден диктує необхідність значного скорочення термінів навчання та адаптації екіпажу до роботи на нових типах суден. Однак, у багатьох випадках стислий час на підготовку ускладнює виконання вису- нутих до персоналу вимог.

Зокрема, адаптація машинної команди до роботи на іншому типі суден потребує часу, необхідного для вивчення специфіки обладнан- ня, процедур експлуатації та технічного обслуговування. Проте, час- то цей час обмежений через терміновість виконання завдань екіпа- жем, який вже перебуває на борту судна.

Аналогічна ситуація спостерігається і в процесах підготовки пер- соналу військово-морських сил України. У сучасних умовах, які ха- рактеризуються збільшенням чисельності та оновленням флоту, ви- никає необхідність скорочення термінів перекваліфікації персоналу. Це викликано як швидкими темпами впровадження нових техноло- гій, так і зростаючими вимогами до оперативності виконання завдань у складних експлуатаційних умовах.

Вирішення цих проблем потребує інноваційних підходів, одним із яких є впровадження автоматизованих систем підтримки прийня- ття рішень, що базуються на штучному інтелекті. Такі системи здатні значно скоротити час адаптації екіпажу, забезпечуючи доступ до необхідної технічної інформації та підтримку у прийнятті рішень безпосередньо під час виконання завдань.

На теперішній час проблема полягає у неможливості екіпажу су- ден, зокрема машинної команди, швидко адаптуватися до роботи на нових типах суден через обмежені терміни навчання та складність пошуку необхідної технічної інформації. Сучасні системи монітори- нгу та керування не забезпечують достатньої оперативності у наданні рекомендацій, що створює ризики для безпечної та ефективної експ- луатації суднового обладнання. Ця ситуація вимагає розробки інно- ваційних рішень, таких як мовні моделі на основі штучного інтелек-

ту, які спрощують доступ до технічних даних та забезпечують оперативну підтримку прийняття рішень у реальному часі.

Аналіз сучасних літературних джерел і досліджень довів, що зростає інтерес до застосування штучного інтелекту (ШІ) у морській галузі. Зокрема, в роботах [1, 2] запропоновано можливість використання ШІ для прогнозування технічного стану суден, оптимізації витрат пального, моніторингу навколишнього середовища та планування маршрутів у реальному часі. Наприклад, дослідження вказують на перспективи профілактичного обслуговування судового обладнання за допомогою інтелектуальних систем, що дозволяють попереджати аварії та зменшувати незаплановані простой.

Водночас після аналізу стає зрозуміло, що більшість розробок залишаються на стадії концепцій або обмежуються пілотними впровадженнями. Реалізовані рішення часто орієнтовані на вузькі завдання, такі як екологічний моніторинг або навігація, і не враховують потреб екіпажу у швидкому доступі до технічної інформації чи підтримки прийняття рішень у складних експлуатаційних умовах.

Дослідження також підкреслюють економічну доцільність впровадження асистентів на базі ШІ. Такі рішення є не лише фінансово вигідними через зниження витрат на експлуатацію, але й адаптивними, оскільки вони можуть інтегруватися в існуючі системи моніторингу без масштабної модернізації. Це дозволяє розширити функціонал судових систем без значних капіталовкладень.

Таким чином, актуальність дослідження впровадження мовної моделі асистента для машинної команди полягає у вирішенні нагальних проблем судової експлуатації. Використання ШІ для підтримки екіпажу у пошуку інформації та прийнятті рішень є найпростішим та економічно вигідним рішенням для підвищення ефективності технічної експлуатації суден.

Метою статті є проведення аналізу сучасного стану технічної експлуатації суден та основних викликів, зокрема недоліків існуючих систем підтримки рішень для машинних команд та обґрунтування доцільності використання мовної моделі на основі штучного інтелекту для підтримки експлуатаційних процесів на судні.

Технічна експлуатація суден є критично важливим етапом, що забезпечує безперебійну роботу обладнання, дотримання екологічних стандартів та ефективність судноплавства. Технічна експлуатація суден знаходиться в центрі уваги через зростання вимог до ефективності та екологічності судноплавства.

Основні тенденції включають:

- діджиталізацію процесів. Наявні системи моніторингу поступово оновлюються для полегшення збору та обробки даних. Проте існуючі системи часто надають лише базову інформацію без автоматизованої підтримки прийняття рішень;

- потреба в швидкому доступі до інформації. Складність сучасного суднового обладнання потребує чітких, оперативних рекомендацій, особливо в умовах обмеженого часу або складних експлуатаційних ситуацій;

- оптимізація витрат на обслуговування. Актуальним є пошук рішень, які зменшують витрати на технічне обслуговування без необхідності масштабної модернізації існуючих систем.

У сучасній практиці технічна експлуатація базується на таких ключових принципах:

- планове технічне обслуговування (регламентні роботи виконуються відповідно до встановленого графіка, що визначається на основі експлуатаційних характеристик);

- моніторинг стану обладнання (збір даних про роботу систем у реальному часі дозволяє виявляти відхилення від нормальних параметрів);

- реагування на аварійні ситуації (швидке реагування на несправності, виявлені під час моніторингу, є критично важливим для мінімізації збитків і забезпечення безпеки).

Однак, існуючі підходи не завжди відповідають сучасним вимогам через недостатню автоматизацію процесів, відсутність оперативного доступу до даних у режимі реального часу та високий вплив людського фактора на прийняття рішень.

Системи моніторингу суднових дизелів, наприклад, MAN-B&W типу ME, забезпечують контроль ключових параметрів, таких як температура, тиск, витрати палива тощо. Втім, вони мають суттєві обмеження:

1. Обмежена функціональність. Дані надаються у вигляді сирих параметрів, які машинна команда повинна інтерпретувати самостійно.

2. Відсутність інтеграції з інноваційними рішеннями. Потенціал штучного інтелекту або автоматизованих помічників практично не використовується.

3. Низька гнучкість. Модернізація таких систем потребує значних ресурсів і часу.

Аналіз демонструє, що існуючі системи не забезпечують повноцінної підтримки прийняття рішень, що особливо важливо в умовах швидкої реакції на експлуатаційні виклики. Основні проблеми:

- низька швидкість реагування на зміни параметрів. Існуючі системи здебільшого надають сирі дані, які машинна команда повинна аналізувати самостійно. Це уповільнює процес прийняття рішень;

- відсутність автоматизованої підтримки рішень. Дані, які надходять із систем моніторингу, вимагають ручного аналізу, що підвищує ризик помилок через людський фактор;

- обмежена інтеграція сучасних технологій. Застарілі системи моніторингу не підтримують інтеграцію із сучасними інструментами штучного інтелекту та мовними моделями, що могли б забезпечити автоматизацію аналізу даних;

- відсутність доступу до даних у реальному часі. Більшість суден, побудованих у 2000-х роках, оснащені системами моніторингу, які не дозволяють передавати дані до офісу або зовнішніх експертів у режимі реального часу;

- складність у використанні. Інтерфейси існуючих систем часто є застарілими та незручними, що ускладнює взаємодію членів машинної команди із системами моніторингу.

Використання мовної моделі помічника радника для машинної команди є новим підходом, який вирішує існуючі проблеми:

- оперативний доступ до знань. Модель може забезпечувати екіпаж актуальними рекомендаціями на основі технічних даних, що вже доступні в системі моніторингу;

- підтримка прийняття рішень. Модель здатна автоматизувати інтерпретацію даних, полегшуючи роботу команди у штатних та аварійних ситуаціях;

- адаптація до сучасних вимог. Інтеграція моделі не потребує повної заміни існуючих систем моніторингу, що дозволяє модернізувати функціонал без значних витрат;

- зниження навантаження на команду. Надання структурованих інструкцій скорочує час на аналіз ситуації, що критично важливо для ефективної експлуатації.

Досвід використання інтелектуальних систем у технічній експлуатації свідчить про значний потенціал таких рішень[5-7]. У провідних судноплавних компаніях вже впроваджуються елементи автоматизації, але використання мовних моделей для підтримки рішень є новим підходом, який ще не набув широкого розповсюдження.

Таким чином, впровадження мовної моделі асистента дозволить вирішити основні проблеми сучасної експлуатації суднових дизелів, що забезпечить підвищення ефективності та надійності технічних процесів.

На рисунку 1 представлено структурну схему роботи штучного інтелекту (ШІ), інтегрованого в систему технічної підтримки машинної команди судна [3]. Схема ілюструє основні етапи взаємодії між машинною командою, судновим дизелем MAN-B&W, базою знань та мовною моделлю GPT.

Платформа ChatGPT була обрана для розробки моделі завдяки її функціональності та гнучкості [4-7], що дозволило:

- швидко адаптувати існуючу інфраструктуру до потреб машинної команди без створення моделі з нуля;
- інтегрувати технічну документацію для забезпечення точності відповідей;
- створити спеціалізовані prompt, що налаштовують модель на вирішення конкретних завдань екіпажу;
- економити час і ресурси, оскільки використання готового інструменту значно скоротило обсяг роботи.

Такий підхід дозволив створити мовну модель, яка є ефективним інструментом підтримки машинної команди у процесі експлуатації суднових систем.

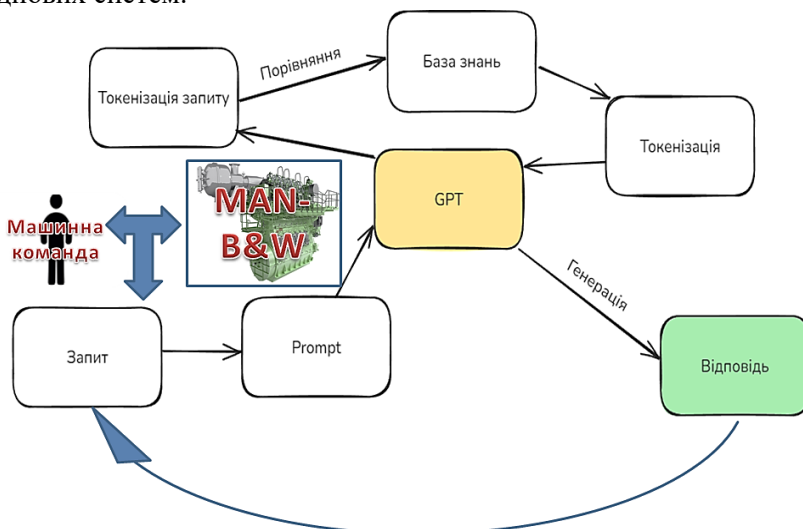


Рис. 1. Структурна схема роботи штучного інтелекту [3]

Робота системи

1. Запит від машинної команди. Система отримує запит від машинної команди, який може стосуватися різних аспектів технічної експлуатації, таких як діагностика несправностей, оптимізація роботи двигуна чи аналіз технічних параметрів.

2. Prompt (Підказка). Запит інтерпретується системою та формується у вигляді prompt, який служить інструкцією для мовної моделі GPT. Prompt базується на специфічних параметрах запиту і враховує інтегровані правила технічної експлуатації.

3. Токенізація запиту (це цифрові одиниці, які використовуються для кодування різноманітних даних). Запит проходить процес токенизації, тобто перетворення тексту у структуру, яку мовна модель може обробляти.

4. Звернення до бази знань. GPT використовує інтегровану базу знань, яка містить технічну документацію, рекомендації з експлуатації та інші релевантні дані. Це дозволяє генерувати точні та технічно обґрунтовані відповіді.

5. Генерація відповіді. Мовна модель обробляє інформацію та формує відповідь, що включає інструкції або рекомендації для вирішення поставленого завдання.

6. Відповідь для машинної команди. Система надає структуровану та зрозумілу відповідь, яка передається машинній команді у вигляді тексту. Ця відповідь може включати покрокові дії, посилання на технічну документацію або інші вказівки.

7. Зворотній зв'язок. У разі необхідності система може отримати додаткові запити від машинної команди для уточнення деталей або виконання додаткового аналізу.

Таким чином, запропонована структурна схема дозволяє побудувати ефективну взаємодію між технічними компонентами та мовною моделлю GPT, що, в свою чергу, підвищує загальну ефективність і надійність процесів технічної експлуатації судна та відкриває нові можливості при забезпеченні надійності технічної експлуатації суден, зниження впливу людського фактора та забезпечення відповідності сучасним вимогам екологічної безпеки та ефективності.

Перелік використаних джерел

1. Шевченко А. П., Пліта Л. Л. Аналіз методів прогнозування технічного стану засобів водного. *Водний транспорт: Збірник наукових праць. К., ДУІТ. 2020. Вип. 1(29). С. 23 - 30.*

2. Стовба Т.А. Фронезіс використання штучного інтелекту у морській галузі. *Наукові перспективи. К., Громадська наукова організація «Всеукраїнська асамблея докторів наук з державного управління»*. 2023. № 7(37). С. 387-398.

3. Гузь В.А. Удосконалення технічної експлуатації судна за допомогою штучного інтелекту: маг. робота. Одеса, 2024. 84 с.

4. Dirk Zee ChatGPT - User Manual November 2023. [Internet]. Available from: <https://ru.scribd.com/document/690678639/ChatGPT-User-Manual-by-dirkzee-com-1> (Дата звернення 10.11.2024 р.).

5. Open AI GPT-4 [Internet]. Available from: <https://openai.com/index/gpt-4/> (Дата звернення 10.11.2024 р.).

6. Open AI Hello GPT-4o May 2024. [Internet]. Available from: <https://openai.com/index/hello-gpt-4o/> (Дата звернення 10.11.2024 р.).

7. Open AI Learning to Reason with LLMs [Internet]. Available from: <https://openai.com/index/learning-to-reason-with-llms/> (Дата звернення 10.11.2024 р.).

10.31653/smf49.2024.88-97

Очеретяний Ю.О., Романов А.М., Шевченко В.А.

Національний університет «Одеська морська академія»

ДОСЛІДЖЕННЯ ЗАЛЕЖНОСТІ ХОЛОДОПОТРЕБИ СУДНОВОЇ СИСТЕМИ КОМФОРТНОГО КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ ВІД КОЕФІЦІЄНТА РЕЦИРКУЛЯЦІЇ

Постановка проблеми в загальному вигляді. Процес комфортного кондиціювання повітря у зв'язку з Всесвітнім потеплінням перетворюється із статті розкішу в статтю жорсткої необхідності і не тільки в урбаністичних містах держав Африки, але і повсюдно в цивілізованих державах Європи і Америки. Широке використання процесу кондиціювання, не тільки комфортного, але й технологічного, стримується неймовірно великою потужністю холодильної машини. Це обумовлюється великою теплотою, затрачуємою на охолодження і осушення повітря, яка має місце в процесі тепло-масообміну, що здійснюється в повітроохолоджувачах, тобто в випарниках холодильної машини. Цю теплоту можна зменшити шляхом регенеративного теплообміну між часткою свіжого повітря припливного повітря, що подається в кондиціюванні приміщення і часткою холодного повітря кондиціонованого приміщення, яка замінюється свіжим.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Головним і найбільш енергозатратним серед сукупності процесів тепловологістної обробки повітря при його комфортному кондиціюванні в літньому режимі є процес його охолодження і сушіння, тобто процес тепло-масообміну[1]. Енергозатрати на його здійснення значно більші теплоти, що проникає в кондиціюванні приміщення, в рази, до того ж вона збільшуються з підвищенням температури і вологості оточуючого повітря.

В роботі пропонується спосіб зменшення енерговитратності в цьому процесі шляхом регенеративного охолодження частки зовнішнього свіжого повітря, яка входить до складу припливного повітря кондиціонованих приміщень, шляхом застосування змішуючого теплообмінника свіжого та рециркуляційного повітря. Такий спосіб тепло-масообміну придатний при обмеженій контролюємій кількості споживачів припливного повітря кондиціонера, коли мала ймовірність його зараження мікробами і забруднення неприємними запахами. В залежності від ступеня регенерації (k_p) вдається суттєво змень-

шити холод потребу кондиціонера і, відповідно, потужність холодильної машини, яка обслуговує кондиціонер: при $k_p=0,6$ її теоретична потужність зменшується на 87%, а при $k_p=0,8$ – в 2,7 рази.

Постановка завдання. Завданням дослідження є визначення залежності теоретичної холод потреби центрального кондиціонера від коефіцієнта рециркуляції тобто, якщо перейти: а) на граничну 80% рециркуляцію, б) на прямоточну систему кондиціонування.

Виклад основного матеріалу дослідження. Розглянемо параметри, величини яких можна отримати на основі прямих вимірів, виконаних під час експлуатації.

Розрахунок можна виконати двома способами: графічно за допомогою діаграми H-d, або аналітично (за допомогою машинної програми для персонального комп'ютера[2]) з використанням залежностей:

$$H = (1 + 1,89 \cdot d) \cdot t + 2500 \cdot d \quad (1)$$

$$d = 0,622 \frac{p_n}{p_6 - p_n} = 0,622 \frac{\phi \cdot p_s}{p_6 - \phi \cdot p_s} \quad (2)$$

де H – ентальпія вологого повітря, кДж/(кг сухого повітря), далі кДж/(кг с.п.);

d – вологовміст, (кг вологи)/(кг сухого повітря), далі (кг вол.)/(кг с.п.);

p_n – парціальний тиск водяної пари, бар (МПа);

p_6 – атмосферний (барометричний) тиск повітря, бар (МПа); звичайно приймається рівним 1 бар,

ϕ – відносна вологість повітря, $\phi = p_n/p_s$,

p_s – тиск насиченої пари при температурі вологого повітря.

При виконанні завдання розглядаються обидва алгоритми її виконання, а результати аналітичного (машинного) способу записуються як значно точніші. На рис. 1 в діаграмі H,d зображена сукупність процесів тепловологістної обробки повітря в літньому режимі кондиціонування в заданій судновій системі комфортного кондиціонування повітря (ССККП).

1. Розраховуємо ентальпію і паровміст зовнішнього повітря в точці 3, використовуючи співвідношення (1) і (2), а при використанні діаграми H,d визначаємо ці ж параметри повітря на перетині ізотерми $t_{зп} = 35^\circ\text{C}$ і ізофіти (лінії сталої відносної вологості повітря) $\phi_{зп}=70\%$.

$$H_{зп} = 100,5 \text{ кДж/(кг с.п.)}, d_{зп} = 25,52 \text{ (г.вол.)/(кг с.п.)}.$$

2. Аналогічно розраховуємо (визначаємо) ці ж параметри повітря в кондиціонованих приміщеннях (точка **II**) при $t_{II}=24^{\circ}\text{C}$ і відносній вологості $\varphi_{II}=60\%$:

$$H_{II} = 52,9 \text{ кДж}/(\text{кг с.п.}), d_{II} = 11,35 \text{ (г вол.)}/(\text{кг с.п.}).$$

3. Визначаємо підігрів рециркуляційного повітря в повітропроводах на шляху до центрального кондиціонера, який знаходиться в діапазоні $\Delta t_{ct}=1...3^{\circ}\text{C}$ в залежності від їх довжини і якості ізоляції. Оскільки в умовах завдання нічого не сказано про довжину та ізоляцію повітропроводу, приймаємо середнє значення $\Delta t_{ct}=2^{\circ}\text{C}$. Тоді на перетині ізотерми $t_K=26^{\circ}\text{C}$ і лінії $d_K=d_{II}=11,35 \text{ (г вол.)}/(\text{кг с.п.})$ визначаємо локацію точки **K** і її параметри: $\varphi_K=53,26\%$, $H_K=54,9 \text{ кДж}/(\text{кг с.п.})$. Процес **II-K** характеризує нагрівання рециркуляційного повітря на шляху до центрального кондиціонера.

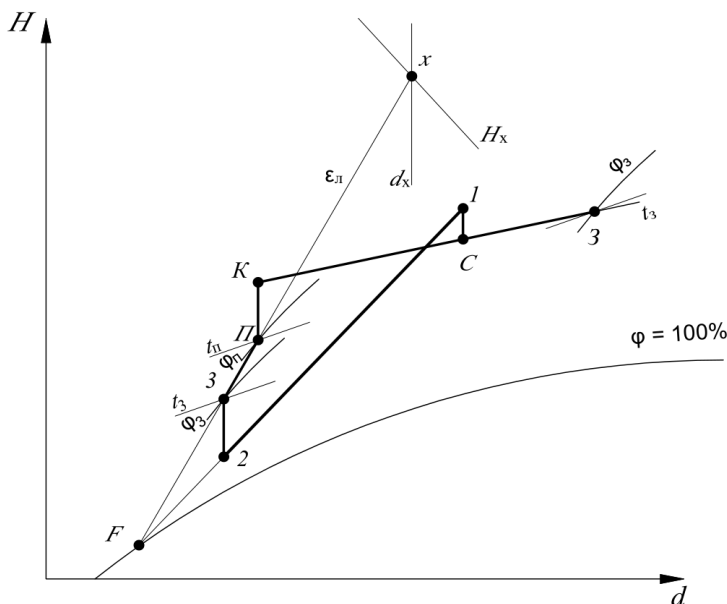


Рис. 1. Зображення в H, d діаграмі сукупності процесів тепловологісної обробки повітря в одноканальній центральній прямоточно-рециркуляційній середньо-напірній ССККП при літньому режимі кондиціонування з випускними розподільниками повітря

При аналітичному розрахунку відносної вологості рециркуляційного повітря в точці **K** використовуємо співвідношення (2), перетворене до виду

$$\phi_k = \frac{d_k \cdot p_{\sigma}}{(0,622 + d_k) \cdot p_{s,k}}$$

За $t_k=26^{\circ}\text{C}$ визначаємо p_s – тиск насиченої пари при температурі вологого повітря (спеціальна підпрограма) і розраховуємо відносну вологість ϕ_k в точці **K**. Знаючи t_k і ϕ_k , розраховуємо (перевіряємо) розраховане вище значення ентальпії вологого повітря в точці **K**.

4. При виконанні завдання за допомогою H,d діаграми проводимо через точки **H** і **K** відрізок прямої лінії. Відстань між цими точками множимо на заданий коефіцієнт рециркуляції. Отримане значення відкладаємо від точки **З** вліво і отримуємо точку **С**. Із точки **С** відкладаємо вгору по лінії $d_c = \text{idem}$ значення температури нагрівання повітря у вентиляторі ССККП: $\Delta t_{\text{ев}}=2^{\circ}\text{C}$ (звичайно $\Delta t_{\text{ев}}=1...3^{\circ}\text{C}$ і залежить від тиску повітря, утворююмого вентилятором; при високонапірній системі $\Delta t_{\text{ев}}=3^{\circ}\text{C}$). У підсумку отримуємо точку **1**, яка відповідає стану припливного повітря на вході в охолоджувач повітря. Параметри повітря в цій точці:

$H_1=75,19$ кДж/(кг с.п.), $d_1=17,01$ (г вол.)/(кг с.п.), $t_1=31,6^{\circ}\text{C}$ і $\phi_1=57,17\%$.

При аналітичному розв'язанні задачі параметри повітря в точці **С** розраховуються із співвідношень

$$\begin{aligned}d_c &= k_p d_k + (1 - k_p) d_H \\H_c &= k_p H_k + (1 - k_p) H_H \\t_c &= k_p t_k + (1 - k_p) t_H\end{aligned}$$

де k_p – коефіцієнт рециркуляції повітря.

5. Для ідентифікації на діаграмі H,d процесу тепловологоасиміляції (ухилу процесу) через точку **II** слід провести пряму із заданим значенням ухилу процесу $\varepsilon_{\text{л}}=30 \cdot 10^3$ кДж/(кг вол.) Для цього задаємося навмання значенням $\Delta d_x=1$ (г вол.)/(кг с.п.) (чим прийняте Δd_x більше, тим точніше побудова, але точка **X** може опинитися за межами діаграми).

$$\text{Тоді } \Delta H_x = \varepsilon \Delta d_x = 30 \cdot 10^3 \cdot 1 \cdot 10^{-3} = 30 \text{ кДж/(кг с.п.)}$$

Розраховуємо параметри допоміжної точки **X**

$$H_x = H_{\text{II}} + \Delta H_x = 52,9 + 30 = 82,9 \text{ кДж/кг с.п.}$$

$$d_x = d_{\text{II}} + \Delta d_x = 11,35 + 1 = 12,35 \text{ (г вол.)/(кг с.п.)}$$

На перетині ліній $H_x = \text{idem}$ і $d_x = \text{idem}$ визначаємо точку **X**. Через точки **X** та **II** проводимо пряму **X-II** до перетину з $\phi=100\%$ в точці **F**.

При аналітичному розв'язанні задачі використовуємо вираз для ухилу процесу тепловологоасиміляції:

$$\varepsilon_n = \frac{H_n - H_F}{d_n - d_F} \quad (3)$$

Методом ітерації (наприклад, метод половинного ділення) при фіксованому значенні $\varphi_F=100\%$ визначаємо основні параметри насиченого повітря в точці **F** при заданих умовах кондиціонування:

$$t_F = 15,32^\circ\text{C}, H_F = 43,2 \text{ кДж}/(\text{кг с.п.}) \text{ і } d_F = 11,02 \text{ (г вол.)}/(\text{кг с.п.})$$

6. Для визначення параметрів припливного повітря, що подається в кондиціонуванні приміщення задаємось температурою припливного повітря. Оскільки в умовах завдання сказано, що використовується простий випускний розподільник повітря, то приймаємо температуру припливного повітря на 6°C нижче температури повітря в приміщеннях, тобто 18°C . На перетині ізотерми 18°C з лінією ухилу процесу тепловологоасиміляції (лінія **X-F**) визначаємо положення точки **3** і її параметри, які відповідають параметрам припливного повітря в кондиціонованих приміщеннях.

При аналітичному розв'язанні задачі (при використанні комп'ютерної програми) розраховуємо коефіцієнт пропорційності:

$$k = \frac{t_{II} - t_3}{t_{II} - t_F}$$

після чого визначаємо вологовміст і ентальпію припливного повітря із співвідношень:

$$H_3 = H_{II} - k_{np} (H_{II} - H_F); \quad d_3 = d_{II} - k_{np} (d_{II} - d_F)$$

Відносну вологість припливного повітря в точці **3** визначаємо із співвідношення

$$\phi_3 = \frac{d_3 \cdot p_\delta}{(0,622 + d_3) \cdot p_{s,3}}$$

Отже, розраховані параметри припливного повітря в кондиціонуванні приміщення дорівнюють:

$$t_3=18,55^\circ\text{C}, \varphi_3=82,35\%, H_3=46,8 \text{ кДж}/\text{кг с.п.} \text{ і } d_3=11,12 \text{ г вол.}/(\text{кг с.п.})$$

З точки **3** проводимо вертикальну лінію до перетину з прямою **1-F** у точці **2**, тим самим визначаємо параметри припливного повітря на виході із повітроохолоджувача:

$$H_2 = 43,75 \text{ кДж}/(\text{кг с.п.}), d_2 = 11,12 \text{ г вол.}/(\text{кг с.п.}) \text{ і } \varphi_2 = 99,15\%.$$

Процес **2-3** – нагрівання припливного повітря в повітропроводах на шляху від центрального кондиціонера до кондиціонованих приміщень – в нашому випадку становить $\Delta t_{нт}=2,22^\circ\text{C}$.

Отже, цикл тепловологісної обробки повітря в центральній прямоточно-рециркуляційній середньонапорній ССККП з випускними розподільниками повітря побудований і розрахований. Тепер розраховуємо процеси, в яких має місце тепловологоасиміляція, тобто виконаємо тепловологістний розрахунок заданої ССККП:

– визначаємо кількість припливного повітря, яке необхідно подавати в кондиціонуванні приміщення для тепловологоасиміляції з його повітрям

$$M_{\text{пп}} = Q_{\text{пр}} / (H_{\text{п}} - H_3) = 20 / (52,9 - 46,21) = 2,99 \text{ кг/с};$$

– необхідна холод потреба кондиціонера, тобто холодопродуктивність холодильної машини, яка обслуговує задану ССККП:

$$Q_o = M_{\text{п}}(H_1 - H_2) = 2,99 \cdot (75,19 - 43,62) = 94,39 \text{ кВт};$$

– кількість води (пари) на годину, що конденсується при охолодженні припливного повітря в повітроохолоджувачі:

$$M_{\text{вод}} = M_{\text{п}}(d_1 - d_2) \cdot 3600 = 2,99 \cdot (17,01 - 11,12) \cdot 3600 = 63,40 \text{ кг/г}.$$

Для можливості дослідження залежності теоретичної потужності кондиціонера від коефіцієнта рециркуляції результати, як вище розрахованого варіанту для $k_p=0,6$, так і для варіантів $k_p=0,8$ (гранична рециркуляція при літньому режимі кондиціонування) і $k_p=0,0$ (прямоточний режим кондиціонування), виконуємо аналогічно, а результати зводимо у відповідні таблиці.

Таблиця 1 Порівняння параметрів повітря в характерних точках сукупності процесів кондиціонування в досліджуваній ССККП

Точки	Коефіцієнт рециркуляції											
	$k_p=0,6$				$k_p=0,8$				$k_p=0,0$			
	t, °C	φ, %	d,	H,	t, °C	φ, %	d,	H,	t, °C	φ, %	d,	H,
П	24,0	60,0	11,35	52,9	24,0	60,0	11,35	52,9	24,0	60,0	11,35	52,9
З	35,0	70,0	25,52	100,5	35,0	70,0	25,52	100,5	35,0	70,0	25,52	100,5
К	26,0	53,26	11,35	54,9	26,0	53,26	11,35	54,9	26,0	53,26	11,35	54,9
С	29,6	63,83	17,01	73,19	27,8	63,83	14,18	64,07	35,0	70,0	25,52	100,05
1	31,6	57,17	17,01	75,19	29,8	59,64	14,18	66,08	37,0	62,73	25,52	102,64
Г	15,32	100,0	11,02	43,22	15,32	100,0	11,02	43,22	15,32	100,0	11,02	43,22
2	15,43	99,15	11,12	43,62	15,78	97,97	11,12	43,94	15,47	99,93	11,12	43,62
3	18,0	85,09	11,12	46,21	18,0	85,09	11,12	46,21	18,0	85,09	11,12	46,21

Таблиця 2. Порівняння параметрів повітря в характерних точках сукупності процесів кондиціонування в досліджуваній ССККП в залежності від коефіцієнта рециркуляції

Точки	κ_p	$t, ^\circ\text{C}$	$\varphi, \%$	$D,$ г вол./ (кг с.п.)	$H,$ кДж/(кг с.п.)
П	0,0	24,0	60,0	11,35	52,9
	0,6				
	0,8				
З	0,0	35,0	70,0	25,52	100,5
	0,6				
	0,8				
К	0,0	26,0	53,26	11,35	11,35
	0,6				
	0,8				
С	0,0	35,0	70,0	25,52	100,5
	0,6	29,6	63,83	17,01	73,19
	0,8	27,8	59,64	14,18	64,07
1	0,0	37,0	62,73	25,52	102,64
	0,6	31,6	57,17	17,01	75,19
	0,8	29,8	59,64	14,18	66,08
F	0,0	15,32	100,0	11,02	43,22
	0,6				
	0,8				
3	0,0	18,0	85,08	11,12	46,21
	0,6				
	0,8				
2	0,0	15,47	99,93	11,12	43,62
	0,6	15,59	99,15		43,75
	0,8	15,78	97,97		43,94

Розраховуємо потужність холодильної машини, яка обслуговує кондиціонер

1. Визначаємо температуру конденсації пари холодоагенту:

$$t_k = t_{\text{эл}} + \Delta t_k = 35^\circ\text{C} + (5 \dots 8)^\circ\text{C} = 43^\circ\text{C}.$$

2. Визначаємо температуру кипіння холодоагенту:

$$t_{\text{кип}} = t_F - (10 \dots 12)^\circ\text{C} = 15,32 - 10,32 = 5^\circ\text{C},$$

де t_F – температура поверхні охолоджувача повітря (в нашому випадку температура повітря в точці **F**).

3. В якості холодоагенту вибираємо фреон R32. За цими температурами, використовуючи програму REFPROB [2], визначаємо:

– тиск конденсації холодоагенту

$$p_k = f(t_k) = 2,66 \text{ МПа};$$

– тиск кипіння (випаровування) холодоагенту

$$p_{\text{кип}} = f(t_{\text{кип}}) = 0,95 \text{ МПа}.$$

Розраховуємо відношення тисків конденсації та випаровування холодоагенту $\pi = p_k / p_{\text{кип}} = 2,66 / 0,95 = 2,8$. Оскільки розраховане $\pi < 8$, використовуємо просту одноступеневу холодильну установку з безпосередньою системою охолодження повітря в повітроохолоджувачі, термодинамічний цикл якої наводиться на рис. 2.

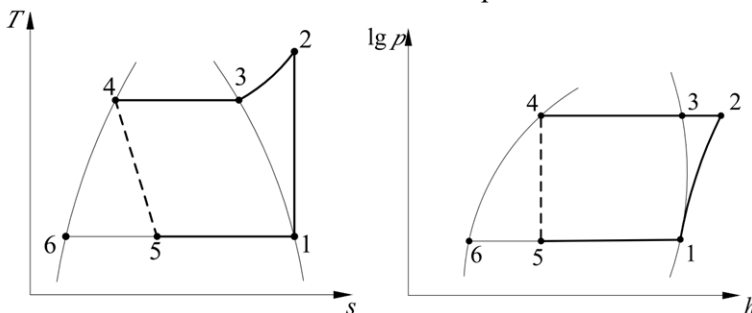


Рис. 2. Термодинамічний цикл простої холодильної установки, який використовується в досліджуваній ССККП

Термодинамічні властивості холодоагенту в точці **1** визначаємо по температурі кипіння $t_i = 5^\circ\text{C}$, використовуючи вказану програму:

$$h_1 = 516,11 \text{ кДж/кг}, s_1 = 2,1363 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}, v_1 = 0,03862 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Термодинамічні властивості холодоагенту в точці **2** визначаємо за допомогою тієї ж програми за умови $s_2 = s_1 = 2,1363 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$ і $p_2 = p_k = f(t_k) = 2,6647 \text{ МПа}$. Точка **2** знаходиться в області перегрітої пари на перетині ізобари $p_2 = 2,66 \text{ МПа}$ та ізоентропи $s_2 = 2,1363 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$. Ентальпія перегрітої пари в цій точці $h_2 = 557,17 \text{ кДж/кг}$. Ентальпія в точці **4**, що знаходиться в стані насиченої рідини, розраховуємо за умови $p_4 = 2,66 \text{ МПа}$ $h_4 = 281,92 \text{ кДж/кг}$.

Тоді теоретичний холодильний коефіцієнт:

$$\varepsilon = q_0 / l_{\text{цикл}} = (h_1 - h_5) / (h_2 - h_1) = (516,11 - 281,92) / (557,17 - 516,11) = 5,70,$$

$$\text{так як } h_5 = h_4 = 281,98 \text{ кДж/кг}.$$

Теоретична потужність холодильної установки, яка обслуговує кондиціонер при $k_p = 0,6$:

$$N_T = M_{\text{ха}} (h_2 - h_1) = 0,4032 \cdot (557,17 - 516,11) = 16,56 \text{ кВт},$$

де $M_{\text{ха}}$ – масова витрата холодоагенту через елементи холодильної машини;

$$M_{\text{ха}} = Q_0 / q_0 = 94,39 / 234,13 = 0,4032 \text{ кг/с},$$

де $q_0 = (h_1 - h_5) = (516,11 - 281,98) = 234,13$ кДж/кг – питома масова холодопродуктивність холодильного циклу.

Теоретична потужність холодильної установки, яка обслуговує кондиціонер при $k_p = 0,8$. В цьому режимі роботи ССККП змінюється теоретична потужність холодильної установки, оскільки змінилась відповідна холодопродуктивність кондиціонеру, тоді масова витрата холодоагенту через компресор

$$M_{ха} = Q_0 / q_0 = 66,14 / 234,13 = 0,2825 \text{ кг/с.}$$

Тоді теоретична потужність холодильної установки

$$N_T = M_{ха} l_{цик} (h_2 - h_1) = 0,2825 \cdot 41,06 = 11,60 \text{ кВт,}$$

де $l_{цик} = (h_2 - h_1) = (557,17 - 516,11) = 41,06$ кДж/кг – питома робота компресора.

Теоретична потужність холодильної установки, яка обслуговує кондиціонер в режимі $k_p = 0$.

В цьому прямоточному режимі роботи ССККП також змінюється теоретична потужність холодильної установки, оскільки змінилась відповідна холодопродуктивність кондиціонеру, тоді масова витрата холодоагенту через її елементи

$$M_{ха} = Q_0 / q_0 = 176,28 / 234,13 = 0,7529 \text{ кг/с.}$$

Тоді теоретична потужність холодильної установки

$$N_T = M_{ха} l_{цик} = 0,7529 \cdot 41,06 = 30,91 \text{ кВт.}$$

Для можливості (облегшення) аналізу розрахованих даних про залежність теоретичної потужності холодильної установки від режиму роботи ССККП, зводимо їх в табл. 3.

Таблиця 3. Порівняння теплоенергетичних характеристик кондиціонера в досліджуваній ССККП в залежності від коефіцієнта рециркуляції

Коефіцієнт рециркуляції, k_p	$M_{пов}$ кг/с	$M_{води}$ кг/г	Q_0 , кВт	N_T , кВт
0,0	2,99	154,78	176,28	30,91
0,6		63,40	94,39	16,56
0,8		32,88	66,14	11,60

Із аналізу табличних даних видно, що теоретична потужність холодильної машини при прямоточному режимі роботи ССККП більше теоретичної потужності при граничній рециркуляції повітря ($k_p = 0,8$) в 2,7 рази.

Висновки та перспективи подальших досліджень. При збільшенні коефіцієнта рециркуляції повітря холодопотребність кондиці-

онера зменшується, але при цьому погіршується санітарна якість (хімічний склад) припливного повітря, що подається в кондиціонуванні приміщення (каюти). Таким чином, перехід ССККП на 80% рециркуляцію призводить до зменшення теоретичної холодопотребы кондиціонера в 2,7 рази в порівнянні з прямоточним режимом кондиціонування, але при цьому погіршується санітарна якість (хімічний склад) припливного повітря, що подається в кондиціонуванні приміщення. Відповідно при прямоточному режимі кондиціонування, підвищується теоретична потужність холодильної установки, обслуговуючої ССККП (див. табл. 3).

Перелік використаних джерел

1. Загоруйко В.О., Голиков О.А. Суднова холодильна техніка. Київ: Наукова думка, 2002. 575 с.
2. Lemmon E.W., Huber M.L., McLinden M.O. NIST Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties. REFPROP, Version 8.0. Gaithersburg, 2007.
3. Лавренченко Г.К., Слинько А.Г., Очеретяний Ю.О. Удосконалення тепло-вологісного процесу охолодження повітря у комфортному кондиціонері. *Збірник наукових праць Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова*. 2023. № 1. С. 73-80.
4. Очеретяний Ю.О. Повний факторний експеримент системи кондиціонування повітря пасажирського судна. *Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб.* 2023. Вип. 46. С. 78-92.

10.31653/smf49.2024.98-109

Руснак Д.Ю.

Національний університет «Одеська морська академія»

ОСОБЛИВОСТІ КОМПЛЕКТАЦІЇ СУДНОВИХ СИСТЕМ ПІДГОТОВКИ ПАЛИВА

Постановка проблеми в загальному вигляді. Робота суднових двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) забезпечується різними системами, найбільш енергоозброєною, розгалуженою та насиченою з яких є паливна система [1-3]. Нині існує тенденція виготовлення суднових систем як модулів. Основною функцією системи є забезпечення надійності підготовки важкого палива від приймального танка до паливної апаратури двигунів, при цьому кожен модуль цієї системи відрізняється за своїм цільовим призначенням, за способом перетворення енергії, за складом і виконує строго певні функції [4-6]. Порушення функціонування або вихід з ладу одного з модулів паливної системи може призвести до зниження ефективності її роботи або до аварії двигунів, що, у свою чергу, може спричинити зниження ходових характеристик судна аж до його зупинки [7-9].

В останні роки практично у всіх сучасних суднових дизелях (двох- та чотиритактних, мало- та середньообертових) використовуються палива з в'язкістю 380...500 сСт. Дослідження з питань можливості використання у суднових ДВЗ палив погіршеного фракційного складу та, відповідно, підвищеної в'язкості розвиваються за такими напрямками:

- застосування спеціальних присадок (для запобігання окислювальним процесам та скорочення утворення опадів під час зберігання палива; для запобігання відділення з загального об'єму палива важких складових та подальшого їх перетворення в шламові з'єднання, для протидії можливості розшаровування палива) [10-12];
- застосування багатоступінчастої фільтрації з додатковою гідродинамічною обробкою [13-15];
- застосування методів магнітодинамічної та електродинамічної обробки [16-18];
- оснащення дизелів додатковими пристроями, які забезпечують якісне очищення та підтримують необхідний рівень дисперсності більш в'язкого палива [19-21].

Для забезпечення якісної підготовки палива та подальшого ефективного використання палива, судна, що знову будуються, комплектуються спеціальними системами підготовки та подачі палива, а паливні системи дизелів діючих суден переобладнаються з урахуванням можливості використання в них палива високої в'язкості.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Розвиток сучасної технічної науки сприяє появі різних механізмів та установок, функціонування яких у складі паливних систем забезпечує покращення експлуатаційних характеристик палива. Одночасно удосконалюються способи підготовки суднових палив, до яких додатково додаються використання гомогенізації, застосування водопаливних емульсій, використання присадок до палива [22-24].

Гомогенізація як явище, що забезпечує підвищення однорідності палива, застосовувалася для додаткової підготовки високов'язких палив у поєднанні зі стандартними методами підготовки палива. Основним завданням, розв'язання якого забезпечувалося за умови гомогенізації палива, було збереження теплотворної здатності палива за рахунок зменшення утворення шламів та видалення з ним горючих складових палива. Однак широкого поширення на судах морського та внутрішнього водного транспорту гомогенізатори не набули, хоча й випускалися як вітчизняними, так і зарубіжними виробниками. Насамперед це було викликано додатковими витратами енергії для її проведення, додатковими вібраційними навантаженнями, що створювалось під час гомогенізації на конструкції машинного відділення та суднові системи, і навіть необхідністю виконання регламентних робіт з обслуговування таких систем [25-27].

Поліпшення якості палива та подальше вдосконалення процесу згоряння палива за рахунок застосування водопаливних емульсій досягало свій ефект для дизелів середнього форсування, максимальний тиск циклу в яких не перевищував 8...9 МПа. Це було пов'язано з тим, що використання водопаливних емульсій ґрунтувалося на «ефекті мікровибухів», що виникав у циліндрі разом з випаровуванням частинок води. При цьому процес пароутворення перебігав до моменту самозаймання палива, сприяючи збагаченню паливного факела додатковим киснем і тим самим підвищуючи інтенсивність згоряння палива [28-30]. Однак розвиток суднового дизелебудування і пов'язане з ним зростання максимального тиску згоряння до 14...16 МПа і вище призвело до нівелювання ефекту «мікровибухів» і зараз використання водопаливних емульсій, як і пряме упорскування води

в повітряну і газову магістралі, а також безпосередньо в циліндр дизеля, застосовується тільки з метою забезпечення екологічних характеристик судових дизелів, насамперед щодо викидів оксидів азоту.

Застосування присадок до судових палив також не має широкого поширення в судовій практиці і використовується лише в поодиноких випадках фірмами, які самостійно виробляють такі присадки і мають у своєму підпорядкуванні морські судна [31-33]. При цьому слід визнати, що паливні присадки сприяють покращенню інтенсивності процесу згоряння палива, проте їх вплив на корозійне зношування циліндрової групи та екологічні показники роботи дизеля неоднозначний. Крім того, більшість присадок до палива не відрізняється високою стабільністю. Тому застосування присадок до палива малоефективне у разі їх розчинення в обсязі як відстійної, так і витратної цистерн, а вимагає додаткових дозуючих пристроїв, що забезпечують порційну подачу присадок в паливо безпосередньо перед впорскуванням в циліндр дизеля. Це ускладнює і без цього розгалужену систему підготовки палива [34-36].

Питання ультразвукової обробки палива також розглядалися під час проектування та модернізації систем підготовки палива [37-39]. Однак цей вид підготовки палива вивчався з точки зору створення стійких сумішей палива різної густини та структурного складу, а його використання з метою паралельного визначення впливу на екологічні параметри роботи дизеля практично не вивчалось.

Постановка завдання. Таким чином, незважаючи на велику кількість досліджень, виконаних як окремими вченими, так і науковими організаціями, переважна більшість із них стосується оптимізації стандартних способів підготовки палива та відносяться безпосередньо з підтриманню функціональних характеристик палива. Тому завданням дослідження було визначення впливу окремих модулів підготовки палива на екологічні показники роботи судових ДВЗ.

Виклад основного матеріалу дослідження. Систему підготовки палива для судового дизеля можна як систему, що з кількох окремих модулів, кожен із яких виконує свої функції. Принцип побудови такої системи наведено на рис. 1.

Модуль очищення забезпечує необхідний структурний склад палива та використовується як у комплексі з іншими модулями підготовки системи, також і для автономного режиму роботи. В останньому випадку відбувається «внутрішня» циркуляція палива, в результаті якої досягається необхідна якість його очищення. Даний модуль

підготовки палива є найенергоємнішим, оскільки включає до свого складу такі елементи, як відстійні та витратні цистерни, насоси, що перекачують паливо, паливні підігрівачі та паливні сепаратори. При цьому саме паливо, перебуваючи в даному модулі, має найгірші у всьому своєму життєвому циклі характеристики – високу в'язкість, механічні домішки, шламові включення. Саме в цьому модулі відбувається максимальне підведення теплової енергії від зовнішніх джерел (парових або електричних підігрівачів) до палива та якісна зміна його структури. Температура палива в цьому модулі змінюється від 20...30 °С (під час його потрапляння до модулю) до 90...100 °С (на виході з модулю); в'язкість зменшується з 450...500 сСт та навідь від 700...750 сСт (для понад важких палив) до 20...50 сСт; вміст механічних домішок знижується до мінімального значення, з палива практично повністю видаляється волога [40, 41].

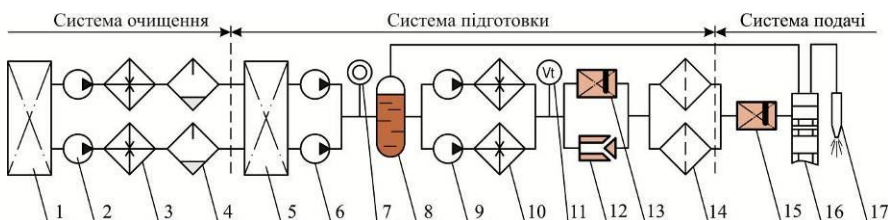


Рис. 1. Модульна схема побудови паливної системи підготовки палива:

1 – відстійна цистерна; 2 – насоси, що перекачують паливо; 3 – підігрівачі палива 1-го ступеня; 4 – сепаратори палива; 5 – витратна цистерна; 6 – насоси, що підкачують паливо; 7 – витратомір; 8 – деаераційний резервуар; 9 – циркуляційні насоси; 10 – підігрівачі палива 2-го ступеня; 11 – в'язкозиметр; 12 – гідродинамічний активатор палива; 13 – ультразвукова установка 1-го ступеня; 14 – автоматичний фільтр; 15 – ультразвукова установка 2-го ступеня; 16 – паливний насос високого тиску; 17 – форсунка

Другий модуль (система підготовки) забезпечує остаточну підготовку палива перед його безпосередньою подачею в циліндр дизеля. Основними складовими даного модуля є насоси, що забезпечують підкачування та циркуляцію паливо, підігрівачі палива 2-го ступеня, фільтраційні установки, автоматичні пристрої, що забезпечують контроль суцільності потоку та регулювання в'язкості палива. В даний модуль також входить бустерна установка, за допомогою якої підтримується необхідний тиск у системі, а також деаераційні та дегазаційні резервуари, що очищають паливо від повітряних та газових домішок. Паливо в цей модуль надходить у попередньо підігрітому

стані, що знижує витрати енергії на його підготовку. Дані два модулі становлять основу підсистеми низького тиску. Робота даних модулів повинна забезпечити необхідні експлуатаційні параметри палива – відсутність у ньому механічних домішок, розмір яких перевищує зазор у прецизійних парах паливної апаратури високого тиску.

Третій модуль є паливною системою високого тиску і забезпечує подачу палива в циліндр дизеля. Енергія в даному модулі виробляється самим дизелем і передається паливу через кінематичну схему колінчастий вал – розподільний вал – штовхач паливного насоса високого тиску (в разі, коли конструкція дизеля передбачає наявність механічного / гідравлічного приводу), або за допомогою системи common-rail (в разі, коли дизель оснащено електронною системою управління подачею палива). Енергоємність цього процесу відноситься до механічних втрат дизеля і може досягати 5...7 % його потужності. Наприкінці, в даному модулі за рахунок хімічної реакції окислення палива киснем повітря потенційна енергія палива перетворюється на теплову енергію газів і, згодом, на корисну роботу поршня дизеля [42, 43].

Актуальність якісного проведення процесів підготовки палива підвищується під час знаходження суден морського та внутрішнього водного транспорту в особливих екологічних районах. Перш за все до них відносяться спеціальні райони контролю викидів сірки – Sulphur emissions control areas (SECAs). Викиди оксидів сірки SO_x регламентуються масовим вмістом сірки у судновому паливі. З 01.01.2020 р. відповідно до Annex VI MARPOL вміст сірки у паливі не повинен перевищувати 0,1 % за умови експлуатації судна всередині районів SECAs та не більше 0,5 % під час експлуатації судна поза районами SECAs.

Використання палива з вмістом сери понад 0,5 % від маси можливо тільки за умови додаткового очищення випускних газів у спеціальних технічних пристроях (в якості яких зазвичай встановлюються скрубери) [36, 37]. У разі управління екологічною безпекою морських суден за допомогою додаткового очищення випускних газів контролюється співвідношення $SO_2(ppm)/CO_2(\%)$ після скрубера. Ця величина не повинна перевищувати значення 4,1 SO_2/CO_2 під час знаходження судна в SECAs та значення 21,7 SO_2/CO_2 під час перебування судна за межами SECAs. Вимоги Annex VI MARPOL щодо контролю викидів оксидів сірки наведені в таблиці 1.

Таблиця 1. Вимоги Додатка VI MARPOL щодо емісії оксидів сірки

Де та коли застосується	Вміст сірки в паливі, %	Співвідношення викидів SO ₂ (ppm)/CO ₂ (%)
За межами SECA або порту ЄС, починаючи з 1 січня 2020 року	0,5	21,7
В SECA або порту ЄС, починаючи з 1 січня 2020 року	0,1	4,3

Додаткова обробка суднових важких палив з підвищеним вмістом сірки під час знаходження морських суден в зонах спеціального екологічного контролю сприятиме підвищенню екологічної стійкості суднових дизелів щодо викидів. При цьому під терміном «екологічна стійкість» розуміється відносна різниця між максимально можливим та поточним значеннями співвідношення SO₂(ppm)/CO₂(%), яка виражається як

$$E_{CO^+} = \frac{\left(\frac{SO_2}{CO_2}\right)_{\max} - \left(\frac{SO_2}{CO_2}\right)_t}{\left(\frac{SO_2}{CO_2}\right)_{\max}} \cdot 100\%,$$

де $\left(\frac{SO_2}{CO_2}\right)_{\max}$ – максимальне для умов роботи судна (в SECA або поза

SECA) значення відношення $\frac{SO_2}{CO_2}$; $\left(\frac{SO_2}{CO_2}\right)_t$ – відношення $\frac{SO_2}{CO_2}$ в момент часу t .

Дослідження, що виконувались на судні класу Bulk Carrier водотоннажністю 73320 тонн енергетичну установку якого складали головний двигун 6S60ME-C MAN-Diesel & Turbo, три допоміжних двигуна 6EY22ALW Yanmar та допоміжний котел Kangrim MB02 (випускні гази яких очищувались від домішок сірки в скрубєрі) визначили, що додаткова обробка палива шляхом ультразвукового опромінювання сприяє зменшенню концентрації сірковмісних складових в випускних газах. Це відображається в зменшенні відношення $\frac{SO_2}{CO_2}$ як у разі експлуатації судна всередині SECA, також під час експлуатації судна поза районами SECA. Результати досліджень на-

ведено в таблиці 2. Діаграма, що відображає отримані результати, наведена на рис. 2.

Таблиця 2. Діапазон зміни екологічних показників роботи судна Bulk Carrier водотоннажністю 73320 тонн за умовою різних способів підготовки палива

Показник	Знаходження поза SECAs		Знаходження всередині SECAs	
	1	2	1	2
$\frac{\text{SO}_2}{\text{CO}_2}$, $\frac{\text{ppm}}{\%}$	19,6...20,7	14,1...16,3	3,73...4,06	2,42...2,82

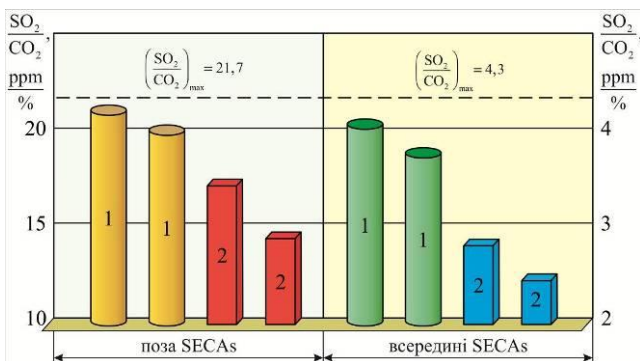


Рис. 2. Діапазон зміни екологічних показників роботи судна Bulk Carrier водотоннажністю 73320 тонн за умовою різних способів підготовки палива:

- 1 – без використання додаткового ультразвукового опромінювання;
- 2 – з використанням додаткового ультразвукового опромінювання

Висновки і перспективи подальших досліджень. Проведені дослідження дозволяють зробити наступні висновки.

1. Модульні схеми побудові суднових систем підготовки палива забезпечують підтримання його експлуатаційних характеристик. При цьому в залежності від фракційного та структурного складу палива, а також в залежності від його густини та в'язкості можливо використання окремих додаткових модулів, які впливають на функціонування підсистем очищення, підготовки та подачі палива.

2. Підвищену актуальність використання додаткових модулів підготовки палива набуває під час знаходження суден морського та внутрішнього водного транспорту в особливих екологічних районах.

3. Експериментально підтверджено, що використання додаткових модулів підготовки палива, які засновані на ультразвуковому опромінюванні палива призводить до підвищення екологічної стійкості роботи суднових дизелів. Це відображається в зменшення головного

критерію, що враховується в разі використання палива з підвищеним вмістом сірки та подальшим очищенням випускних газів в скруберах SO_x , а саме відношення SO_2/CO_2 .

Перелік використаних джерел

1. Sagin S.V., Sagin S.S., Madey V. Analysis of methods of managing the environmental safety of the navigation passage of ships of maritime transport // Technology Audit and Production Reserves. 2023. № 4 (3(72)). P. 33–42.

2 Sagin S.V., Solodovnikov V.G. Cavitation Treatment of High-Viscosity Marine Fuels for Medium-Speed Diesel Engines // Modern Applied Science. 2015. Vol. 9. № 5. P. 269–278.

3. Сагін С.В., Сагін С.С. Використання штучного інтелекту в ситуаціях надмірного зближення суден // Водний транспорт. Збірник наукових праць. 2024. Вип. 1(39). С. 215-225.

4. Сагін С.В., Сагін С.С. Визначення методу управління рухом суден морського транспорту під час забезпечення їх безпечного розходження // Водний транспорт: Збірник наукових праць. 2023. Вип. 2(38). С. 187-198.

5. Sagin S., Sagin A. Development of method for managing risk factors for emergency situations when using low-sulfur content fuel in marine diesel engines // Technology Audit and Production Reserves. 2023. № 5 (1(73)). P. 37–43.

6. Sagin A.S., Zablotskiy Yu.V. Reliability maintenance of fuel equipment on marine and inland navigation vessels // Austrian Journal of Technical and Natural Sciences. Scientific journal. 2021. № 7–8. P. 14-17.

7. Солодовников В.Г. Определение оптимальной частоты ультразвуковой кавитационной обработки топлива // Автоматизация судовых технических средств: наук.-техн. сборник. 016. Вып. 22. С. 97-104.

8. Солодовніков В.Г. Використання ультразвукової обробки в модульних схемах побудови суднових систем паливопідготовки // Суднові енергетичні установки: наук.-техн. зб. 2018. Вип. 38. С. 158-168.

9. Kuropyatnyk O.A. Reduction of NO_x emission in the exhaust gases of low-speed marine diesel engines //Austrian Journal of Technical and Natural Sciences. 2018. № 7-8. P. 37-42.

10. Sagin S.V. Decrease in mechanical losses in high-pressure fuel equipment of marine diesel engines // Materials of the International Con-

ference “Scientific research of the SCO countries: synergy and integration”. Part 1. August 31, 2019. Beijing, PRC. P. 139-145.

11. Сагин С.В., Куропятник А.А. Оптимизация режимов работы системы перепуска выпускных газов судовых среднеоборотных дизелей // Автоматизация судовых технических средств: науч. -техн. сб. 2019. Вып. 25. Одесса: НУ«ОМА». С. 79-89.

12. Руснак Д.Ю., Сагин С.В. Забезпечення екологічних вимог при ультразвуковій десульфурізації вуглеводних палив // Суднові енергетичні установки: наук.-техн. зб. 2020. Вип. 40. Одеса: НУ«ОМА». С. 49-54.

13. Petrychenko O. Levinskyi M., Prytula D., Vynohradova A. Fuel options for the future: a comparative overview of properties and prospects // Transport Systems and Technologies. 2023. № 41. P. 96-106.

14. Сагин С.В., Солодовников В.Г. Ультразвуковая обработка топлива для судовых среднеоборотных дизелей // Austria-science. 2017. № 2. С. 88-93.

15. Поповский А.Ю., Сагин С.В. Оценка эксплуатационных свойств смазочно-охлаждающих жидкостей судовых технических средств // Автоматизация судовых технических средств: науч.-техн. сборник. 2016. Вып. 22. С. 66-74.

16. Руснак Д.Ю., Сагин С.В. Забезпечення екологічних вимог при ультразвуковій десульфурізації вуглеводних палив // Суднові енергетичні установки: наук.-техн. зб. 2020. Вип. 40. С. 49-54.

17. Марченко О.О., Сагин С.В. Вдосконалення процесу очищення судових важких палив // Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник. 2020. Вип. 41. С. 10-14.

18. Сагин С.В., Заблоцкий Ю.В. Влияние анизотропных жидкостей на работу узлов трения судовых дизелей // Проблемы техники : наук.-виобрн. журнал. 2012. № 4. С. 68-81.

19. Сагин С.В., Заблоцкий Ю.В., Перунов Р.В. Технология использования и результаты испытаний присадок к топливам для судовых дизелей // Проблемы техники: наук.-виобрн. журнал. 2012. № 3. С. 84-103.

20. Sagin S., Kuropyatnyk O., Tkachenko I. Ensuring the environmental friendliness of marine diesel engines of specialized ships // Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник. 2022. Вип. 45. С. 5-16.

21. Sagin S.V., Kuropyatnyk O.A., Zablotskyi Yu.V. Gaichenia O.V. Supplying of Marine Diesel Engine Ecological Parameters // Nase More. 2022. Vol.69. Iss.1. P. 53-61.

22. Куропятник А.А., Сагин С.В. Управление выпускными газами судовых дизелей для обеспечения экологических показателей // Автоматизация судовых технических средств: науч.-техн. сб. 2018. Вып. 24. С. 72-80.

23. Sagin S.V., Karianskyi S., Sagin S.S., Volkov O., Zablotskyi Y., Fomin O., Pířtěk V., Kuřcera P. Ensuring the safety of maritime transportation of drilling fluids by platform supply-class vessel // Applied Ocean Research. 2023. Vol. 140. 103745.

24. Сагин С.В., Мацкевич Д.В. Оптические характеристики граничных смазочных слоев масел, применяемых в циркуляционных системах судовых дизелей // Судовые энергетические установки: науч.-техн.сб. 2011. № 26. С.116-125.

25. Зверьков Д.О., Сагін С.В. Зниження механічних втрат у судових дизелях // Суднові енергетичні установки: наук.-техн. зб. 2020. Вип. 40. С. 20-25.

26. Мадей В.В., Сагін С.В., Волков О.М. Управління процесом впорскування під час використання в судових дизелях паливних сумішей до складу яких входить паливо біологічного походження // Водний транспорт. Збірник наукових праць. 2024. Вип. 1(39). С. 193-205.

27. Сагін А.С., Сагін С.В. Експериментальне визначення оптимальних фаз подачі палива в циліндр судових дизелів // Водний транспорт. Збірник наукових праць. 2024. Вип. 1(39). С. 206-215.

28. Sagin S. V., Stoliaryk T. O. Comparative assessment of marine diesel engine oils // Austrian Journal of Technical and Natural Sciences. 2021. № 7-8. P. 29-35.

29. Поповский А.Ю., Сагин С.В. Комплексная оценка эксплуатационных характеристик смазочных углеводородных жидкостей // Автоматизация судовых технических средств: науч.-техн. сборник. 2014. Вып. 20. С. 74-83.

30. Сагін С.В., Столярик Т.О. Динаміка судових дизелів під час використанні моторних мастил з різними структурними характеристиками // Автоматизація судових технічних засобів: наук. -техн. зб. 2021. Вип. 27. С. 108-119.

31. Sagin S.V., Kuropyatnyk O.A. Using exhaust gas bypass for achieving the environmental performance of marine diesel engines // Austrian Journal of Technical and Natural Sciences. 2021. № 7-8. P. 36-43.

32. Сагін С.В., Поповський Ю.М., Гребенюк М.Н. Влияние ориентационной упорядоченности в граничных смазочных слоях на триботехнические характеристики узлов трения // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. 1998. Вып. 1. С.102-104.

33. Побережний Р.В., Сагін С.В. Забезпечення екологічних показників дизелів суден річкового та морського транспорту // Суднові енергетичні установки: наук. -техн. зб. 2020. Вип. 41. С. 5-9.

34. Заблоцький Ю.В. Зниження втрат енергії під час забезпечення процесів мащення суднових двигунів внутрішнього згоряння // Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник. 2023. Вип. 47. С. 23-31.

35. Солодовніков В.Г. Забезпечення технічного стану суднових дизелів шляхом кавітаційної обробки палива // Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб. 2020. Вип. 40. С. 65-69.

36. Заблоцький Ю.В. Підвищення паливної економічності суднових дизельних установок // Вісник Одеськ. нац. мор. ун-ту. 2020. Вип. 2(59). С. 88-98.

37. Сагін С.В., Мадей В.В., Сагін С.С., Чимшир В.І., Разінкін Р.О. Аналіз екологічної стійкості та енергетичної ефективності використання скрубберного очищення випускних газів дизелів суден морського транспорту // Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник. 2023. Вип. 47. С. 157-171.

38. Сагін С.С., Сагін С.С. Використання гібридної системи координації руху морських суден під час їх маневрування в стиснених водах // Водний транспорт. Збірник наукових праць. 2024. Вип. 3(41). С. 208-220.

39. Сагін С.В., Куропятник О.А. Визначення оптимальних режимів процесів управління випускними газами суднових дизелів // Водний транспорт: Збірник наукових праць. 2024. Вип. 2(40). С. 173-185.

40. Солодовніков В.Г., Руснак Д.Ю. Використання ультразвукової обробки палива у паливних системах суднових середньообертових дизелів // Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник. 2024. Вип. 48. С. 126-136.

41. Сагін С.В., Заблоцький Ю.В. Определение триботехнических характеристик поверхностей по степени упорядоченности пристен-

ных слоев углеводородных жидкостей // Проблемы техники : наук.-виробн. журнал. 2011. № 3. С. 78-88.

42. Sagin S.V. Determination of the optimal recovery time of the rheological characteristics of marine diesel engine lubricating oils // Materials of the International Conference “Process Management and Scientific Developments” (Birmingham, United Kingdom, January 16, 2020. Part 4). P. 195-202.

43. Сагін С.В., Куропятник О.А. Визначення оптимальних режимів експлуатації суднових двигунів внутрішнього згоряння під час використання біодизельного палива // Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник. 2024. Вип. 48. С. 100-113.

10.31653/smf49.2024.110-123

Сагін С.В., Заблоцький Ю.В. Сагін А.С.

Національний університет «Одеська морська академія»

**ВИЗНАЧЕННЯ ВПЛИВУ АНТИФРИКЦІЙНИХ
ПОКРИТТІВ НА ТЕХНІЧНИЙ СТАН ПІДШИПНИКІВ
КОВЗАННЯ ДИЗЕЛІВ МОРСЬКИХ СУДЕН**

Постановка проблеми в загальному вигляді. Технічний стан окремих вузлів або деталей двигунів внутрішнього згоряння (дизелів) морських суден відіграє визначальну роль у забезпеченні їхньої надійності та безаварійної роботи. Одними з таких деталей (щодо судових дизелів) є вкладиші підшипників ковзання, які сприймають нормальні та радіальні навантаження у кривошипно-шатунному механізмі. Тривала та стійка робота підшипників ковзання судових дизелів неможлива без використання мастильного матеріалу, який є складовою тріади тертя метал (вкладиш підшипника) – мастильний матеріал (мастило) – метал (вал дизеля). При цьому забезпечується гідродинамічний або граничний режим мащення. Короткочасна відсутність мастильного матеріалу в цій тріаді або порушення режиму мащення призводить до стрибкоподібного збільшення зносу вкладишів підшипників і може стати причиною аварії дизеля [1-4].

Крім того, погіршення технічного стану вкладишів підшипників судових дизелів (пов'язане зі збільшенням зносу їхніх поверхонь) є причиною збільшення зазорів між валом і вкладишем. Це призводить до зростання динамічних навантажень, виникнення биття вала та підвищення зносу вкладишів підшипників. Металеві часточки (які є продуктами зносу вкладишів підшипників) розповсюджуються системою мащення дизеля, збільшуючи механічний вплив на деталі дизеля, насамперед на інші вкладиші, а також втулку циліндра та поршневі кільця [5-7].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Підтримання технічного стану вкладишів підшипників судових дизелів (як і деяких контактних поверхонь інших машин і механізмів) можливе шляхом спеціальної механічної або фізичної обробки поверхонь, додавання поверхнево активних речовин у мастильний матеріал, а також нанесенням на поверхні спеціальних антифрикційних покриттів [8-11]. У разі спеціальної механічної або фізичної обробки поверхонь змінюється їхня геометрія, при цьому в трибологічній системі метал – мас-

тильний матеріал – метал виникають додаткові пружнодемпфуючі сили, які забезпечують розклинювальний тиск між поверхнями [12-16]. Поверхнево активні речовини, які додаються в мастильний матеріал, сприяють підвищенню структурної однорідності та збільшенню товщини граничного шару мастила [17-20]. Спеціальні антифрикційні покриття, які наносяться на поверхні тертя, запобігають розтіканню мастильного матеріалу із зони контакту, при цьому забезпечується режим гідродинамічного тертя [21-23].

Постановка завдання. З урахуванням викладеного, метою дослідження було визначення впливу антифрикційних покриттів на технічний стан підшипників суднових дизелів.

Виклад основного матеріалу дослідження. Одним із поширених типів антифрикційних покриттів є епілами – полімерні речовини, що містять з'єднання фтору, які наносяться на металеві поверхні. Під час епіламування на поверхні твердого тіла утворюється плівка товщиною до 30 нм, яка не впливає на дислокаційну структуру та твердість металу. Її поверхнева енергія залежить від виду епіламу та не залежить від металу, на який вона наноситься. Основна функція епіламованого шару полягає в утриманні мастильного матеріалу в зоні тертя енергетичним бар'єром на межі «метал – епілам». Це досягається за рахунок збільшення крайових кутів змочування мастила θ , яке знаходиться у поверхні металу, покритого шаром епіламу (рис. 1), а також за рахунок переспрямовування вектору дії сили поверхневого натягу мастила.

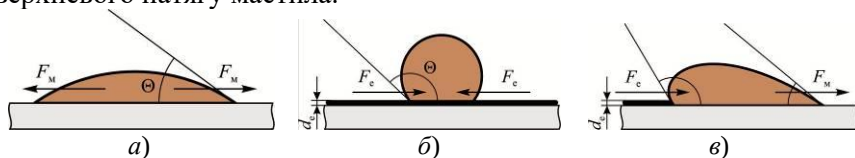


Рис. 1. Крайовий кут змочування та напрямок вектора сили поверхневого натягу рідини:

а – мастило на поверхні металу; б – мастило на поверхні епіламу;

в – мастило на межі метал – епілам;

θ – крайовий кут змочування; F_m , F_e – сили поверхневого натягу на металевій поверхні та поверхні, що покрита шаром епіламу, відповідно.

Епіламування сприяє утворенню граничних змащувальних шарів підвищеної (порівняно з поверхнею без нанесеного шару епіламу) товщини. Схема утворення граничних шарів під час нанесення епіламів на металеву поверхню показана на рис. 2.

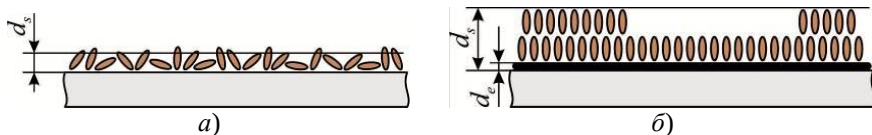


Рис. 2. Зміна товщини граничного шару мастила d_s :

а – без нанесення, б – з нанесенням на металеву поверхню шару епіламу

Дослідження з визначення впливу органічних покриттів (епіламів) на технічний стан вкладишів підшипників суднових дизелів виконувалися в такій послідовності:

- розробка технології нанесення епіламу на поверхні вкладишів підшипників ковзання [24, 25];
- визначення товщини нанослою епіламу, адсорбованого на металевій поверхні вкладишів підшипників ковзання [26, 28];
- вивчення впливу нанослою епіламу на утворення граничного шару мастила [29, 30];
- визначення зміни технічного стану вкладишів підшипників у разі нанесення на їхню поверхню нанослою епіламу [31, 32].

Під час проведення експериментів використовувалися такі епілами: Aqualin, Efren-K та Polisam-20, що мають максимальну температуру експлуатації 450°C та допускають короткочасну експлуатацію до температури 700°C . (Надалі у тексті статті епілами довільно позначені як 1, 2, 3.) Технологія нанесення епіламу на поверхню вкладишів підшипників складалася з наступного. Експерименти виконувалися для нового комплексу вкладишів. Спочатку проводилося їхнє знежирення в озонобезпечному хладоні-116 (C_2F_6) шляхом об'ємного занурення з подальшим висушуванням. Після цього за температурою навколишнього середовища проводилося безпосереднє епіламування шляхом занурення вкладишів у епікам.

Для визначення товщини шару епіламу, який адсорбувався на поверхні вкладиша підшипника, і товщини граничного змащувального шару мастила, що утворюється на поверхні епіламу, проводилися попередні лабораторні дослідження. Як аналог поверхні вкладиша підшипника використовувалася відполірована металева поверхня, яка шляхом об'ємного занурення покривалася шаром епіламу. Час перебування металевої поверхні в об'ємі епіламу варіювався в діапазоні 2...10 хв, після чого поверхня висувалася за температурою 20°C . Товщина шару епіламу, який адсорбувався на металевій повер-

хні, визначалася на еліпсометричній установці, принципова схема якої показана на рис. 3.

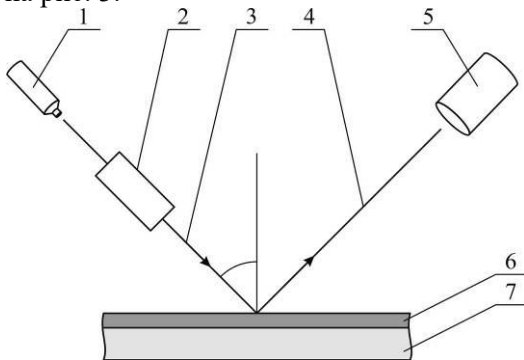


Рис. 3. Принципова схема еліпсометричної установки:

- 1 – джерело світла, 2 – поляризатор; 3 – лінійно поляризоване світло;
4 – еліптично поляризоване світло; 5 – аналізатор; 6 – шар епіламу;
7 – металева поверхня

Еліпсометрія є одним із найпоширеніших методів визначення товщини тонких шарів рідин (прозорих для оптичного вивчення) шляхом аналізу кутів відбиття світла від чистої поверхні та від поверхні з нанесеним покриттям.

Зміна технічного стану вкладишів підшипників у разі нанесення на їхні поверхні шару антифрикційного покриття (епіламу) виконувалася для суднового дизеля 12V32/40 MAN-Diesel&Turbo. Ці дизелі є одними з найпоширеніших моделей фірми MAN-Diesel&Turbo і використовуються як на морському [33], так і на залізничному транспорті [34], а також у стаціонарних енергетичних установках (як генератори електростанцій). Два дизелі 12V32/40 MAN-Diesel&Turbo були встановлені на спеціалізованому морському судні, призначеному для перевезення контейнерів. Дизелі передавали свою потужність через редуктор на один гвинт відповідно до схеми, яка показана на рис. 4.

Дизелі експлуатувалися за однаковим навантаженням, з використанням однакових сортів палива і мастила. Під час експлуатації дизелів поза спеціальними екологічними зонами – Sulfur Emission Control Areas (SECAs) [35] використовувалось паливо RMG380 з вмістом сірки 0,048 %. Під час експлуатації дизелів в SECAs [36] використовувалось паливо DMA з вмістом сірки 0,0076%. Протягом усього часу експерименту використовувалось моторне масло Castrol TLX PLUS 404.

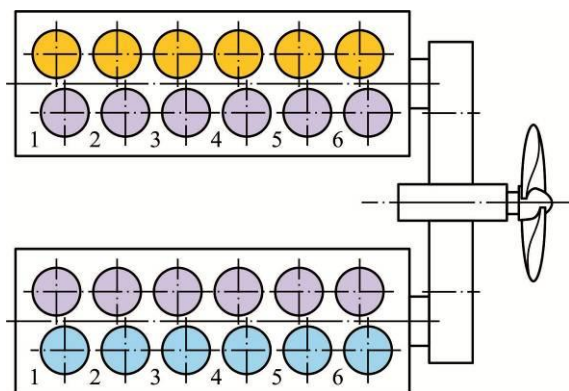


Рис. 4. Схема проведення експерименту на судових дизелях 12V32/40 MAN-Diesel&Turbo (жовті та блакитні – такі, вкладиші підшипників яких покривались шаром епіламу; сірі – такі, вкладиші підшипників яких не покривались шаром епіламу)

V-подібна компоновка дизеля дозволила обробити вкладиші підшипників одного з рядів циліндрів дизеля антифрикційним покриттям (епіламом). При цьому вкладиші підшипників іншого ряду циліндрів не оброблялися епіламом. Таким чином, для кожного з дизелів вкладиші підшипників одного ряду циліндрів (жовтий і блакитний на рис. 4) оброблялися епіламом, вкладиші іншого ряду циліндрів (сірі на рис. 4) – не оброблялися.

Дослідження проводилися в науковій лабораторії (перший і другий етапи), а також на дизелях спеціалізованого морського судна (третій етап).

Першим етапом досліджень було визначення оптимального часу нанесення епіламів на металеву поверхню, а також вибір епіламів, які забезпечують формування граничних змащувальних шарів з найбільшою товщиною та кутом змочування. Результати, що були отримані під час вимірів, наведені в табл. 1. Номограма, яка характеризує товщину адсорбованого шару різних епіламів в залежності від тривалості процесу їх нанесення, показана на рис. 5.

Таблиця 1. Результати визначення адсорбованої товщини шару епіламів Aqualin, Efren-K, Polisam-20

Тривалість процесу нанесення епіламу на поверхню, t , хв	Товщина шару епіламу, h , нм		
	1	2	3
2	4,8	7,7	9,1
4	9,3	12,3	13,2
6	10,3	16,6	14,7
8	10,7	17,2	14,9
10	11,2	17,4	15,2

Примітка: нумерація епіламів виконана у довільній формі

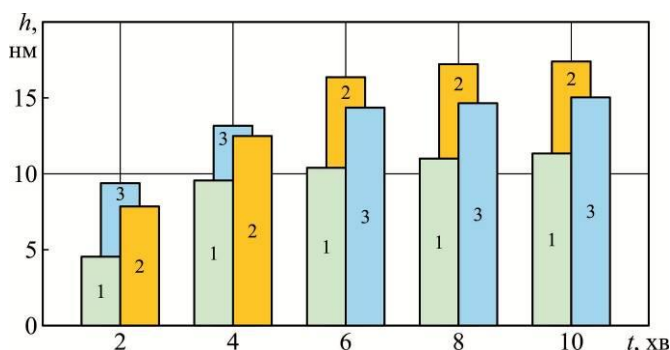


Рис. 5. Залежність товщини органічного покриття (епілами Aqualin, Efren-K, Polisam-20) від тривалості процесу їх нанесення. Нумерація епіламів виконана у довільній формі

Наведені дані (табл. 1 та рис. 5), свідчать, що після 6...10 хв нанесення товщина адсорбційного шару епіламу на металевій поверхні стабілізується та для різних епіламів знаходиться в діапазоні 11,2...17,4 нм.

Метою другого етапу досліджень було визначення впливу епіламів на структурні характеристики граничних змащувальних шарів. Результати цих експериментів наведені в таблиці 2 і на рис. 6. При цьому під позначенням ММ розуміється безпосередня товщина граничного шару моторного мастила d_s , який утворюється на металевій поверхні, а також значення його кутів змочування θ . Під позначенням 1, 2, 3 розуміється товщина граничного шару мастила d_s , який утворюється на тій самій поверхні за умовою її покриття шаром епіламу, а також значення кутів змочування моторного мастила θ .

Таблиця 2. Результати визначення структурних характеристик граничного моторного шару мастила за умовою нанесенні на металеву поверхню шару епіламів Aqualin, Efren-K, Polisam-20

Тип покриття поверхні	Структурна характеристика граничного шару мастила	
	товщина, мкм	крайовий кут змочування, град
Без покриття	12,3	10,2
1	15,2	15,8
2	18,3	17,4
3	17,2	16,3

Примітка: нумерація епіламів виконана в довільній формі

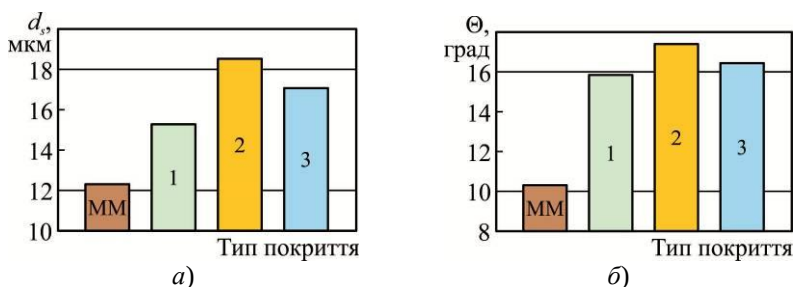


Рис. 6. Зміна товщини d_s та кута змочування θ граничного шару мастила за умовою нанесення на металеву поверхню різних епіламів:

MM – відсутність покриття (товщина граничного шару мастила);

1, 2, 3 – покриття різними епіламами

Наведені результати свідчать, що епіламування забезпечує 1,23...1,40 кратне збільшення товщини граничного шару мастила, а також 1,55...1,60 кратне збільшення кутів змочування.

Враховуючи результати першого і другого етапів досліджень (які представлені в таблицях 1, 2 та на рис. 5, 6), третій етап проводився з використанням епіламів 2 і 3. Саме ці епілами забезпечили утворення на металевій поверхні граничних шарів з найбільшою товщиною та кутами змочування.

Даний етап досліджень виконувався на морських дизелях 12V32/40 MAN-Diesel&Turbo. Вкладиші підшипників одного ряду циліндрів дизеля правого борту були покриті епіламом 2 (жовтий ряд циліндрів на рис. 4). Вкладиші підшипників одного ряду циліндрів дизеля лівого борту були покриті епіламом 3 (синій ряд циліндрів на рис. 4). Кожен з дизелів мав ряд циліндрів, вкладиші яких не були покриті епіламом (сірі ряди циліндрів на рис. 4).

Для визначення впливу антифрикційних покриттів (епіламів) на технічний стан вкладишів підшипників по закінченні регламентного терміну експлуатації підшипникових вузлів проводилась оцінка зносу їх несучих поверхонь. Для цієї мети визначався знос вкладишів підшипників. Враховуючи нерівномірність навантаження на різні циліндри дизеля, технічний стан підшипникових вузлів відрізняється один від одного. Це особливо проявляється у нерівномірному зносі вкладишів підшипників. При цьому вкладиші циліндрів підшипників, що розташовані ближче до споживача енергії (гвинту або електричному генератору), мають більший знос порівняно з вкладишами, що знаходяться далі від споживача енергії.

Під час експериментів знос вкладиша для «кормового» підшипника (циліндра № 6) приймався за 100 %; знос інших вкладишів вимірювався у відносних одиницях до цього значення. Результати розрахунків наведені в таблиці 3 і на рис. 7.

Таблиця 3. Знос вкладишів підшипників суднових дизелів 12V32/40 MAN-Diesel&Turbo за різних умов експлуатації

№ циліндра	Знос вкладишів підшипників (відносні одиниці)			
	Дизель № 1 правого борту		Дизель № 2 лівого борту	
	Без покриття поверхні	Покриття епіламом №2	Без покриття поверхні	Покриття епіламом №2
1	73	64	72	68
2	78	66	79	72
5	87	68	92	75
6	100	72	100	77

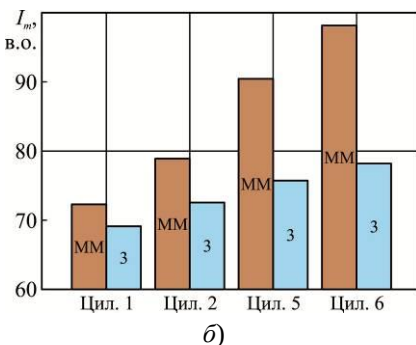
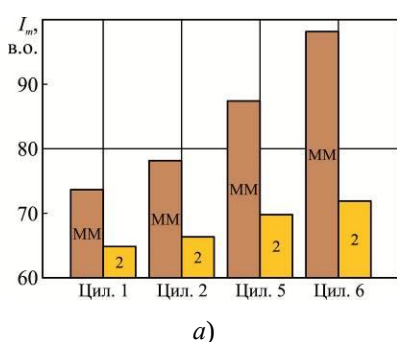


Рис. 7. Зношування вкладишів підшипників дизелів 12V32/40 MAN-Diesel&Turbo за різних умов експлуатації: (а) – дизель правого борту, епілам № 2; (б) – дизель лівого борту, епілам № 3

Підкреслимо, що результати з визначення зносу вкладишів підшипників різних дизелів (лівого і правого борту) у разі нанесення на їх поверхню епіламів 2 і 3, а також за умовою експлуатації вкладишів підшипників без нанесення на їх поверхню антифрикційних покриттів мають подібні значення. Це підтверджує правильність теоретичних припущень та коректність вимірювань.

Метод епіламування, що був використаний для нанесення антифрикційних покриттів на поверхні підшипників ковзання дизелів суднових енергетичних установок, не знайшов широкого розповсюдження в елементах суднових технічних засобів. Це пов'язано, зокрема, з консервативністю суднової енергетики як науки та прагненням екіпажу судна уникнути додаткових ризиків, що виникають під час впровадження інноваційних ідей. Особливо це стосується таких відповідальних вузлів, як суднові дизелі. Однак, за умовою якісних попередніх досліджень та дотримання технології нанесення епіламів на поверхні, можливо забезпечити режими, сприятливі для підвищення їх експлуатаційних характеристик і технічного стану.

Усі дослідження виконувались на енергетичних установках, які мають діючі сертифікати класифікаційних товариств (зокрема, міжнародного реєстру Lloyd's Register of Shipping, Англія; Американського Бюро Судноплавства, ABS, США). Під час проведення експериментів експлуатація суден, дизелів та систем, що забезпечують їх функціонування, виконувалась відповідно до вимог Міжнародної Конвенції SOLAS, Міжнародної Конвенції MARPOL, а також інструкцій з експлуатації [37].

Висновки і перспективи подальших досліджень. Проведені дослідження та отримані результати дозволяють зробити наступні висновки:

1. З метою забезпечення технічного стану вкладишів підшипників суднових дизелів може бути використано метод епіламування їх поверхонь, який сприяє зниженню контактних навантажень.

2. Товщина шару епіламу, що адсорбується на поверхні вкладишів підшипників суднових дизелів, може досягати 11,2...17,4 нм, а час для його адсорбції не перевищує 10 хвилин.

3. Нанослой епіламів, нанесений на металеву поверхню, підвищує структурні характеристики граничного шару мастила. Це виявляється в збільшенні його товщини та кутів змочування – параметрів, що сприяють підвищенню пружно-демпфуючих властивостей мастила та розклинювального тиску в трибологічній системі метал – мас-

тильний шар – метал. У виконаних дослідженнях збільшення цих параметрів становило:

- для товщини граничного шару мастила від 12,3 мкм (в разі експлуатації без нанесення епіламів) до 15,2...18,3 мкм (за умовою використання різних епіламів);

- для кута змочування від 10,2° (в разі експлуатації без нанесення епіламів) до 15,8...17,4 (в разі використання різних епіламів).

4. Підвищення структурних характеристик граничного шару мастила за рахунок епіламування поверхонь вкладишів підшипників значно зменшує їх знос. Для суднового дизеля 12V32/40 MAN-Diesel&Turbo експериментально встановлено, що епіламування забезпечує 1,1...1,4-кратне зменшення зносу поверхні вкладишів підшипників, а також поліпшує їхній технічний стан.

5. Епіламування відноситься до категорії сучасних нанотехнологічних методів. Цей метод вимагає попередніх досліджень для визначення оптимальних видів антифрикційних покриттів (епіламів) та часу їх нанесення на поверхні, але при цьому не викликає додаткових трудовитрат під час його використання, а також підвищується енергоефективність трибологічних систем суднових дизелів та суднових технічних засобів.

Перелік використаних джерел

1. Levinskyi M. Automatic diagnostic of marine diesel generator lubricating oil condition // Автоматизація суднових технічних засобів: наук.-техн. зб. 2023. Вип. 28. С. 106-120.

2. Руснак Д.Ю., Сагін С.В. Забезпечення екологічних вимог при ультразвуковій десульфурізації вуглеводних палив // Суднові енергетичні установки: наук.-техн. зб. 2020. Вип. 40. С. 49-54.

3. Марченко О.О., Сагін С.В. Вдосконалення процесу очищення суднових важких палив // Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник. 2020. Вип. 41. С. 10-14.

4. Sagin S., Kuropyatnyk O., Tkachenko I. Ensuring the environmental friendliness of marine diesel engines of specialized ships // Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник. 2022. Вип. 45. С. 5-16.

5. Sagin S.V., Karianskyi S., Sagin S.S., Volkov O., Zablotskyi Y., Fomin O., Píšťek V., Kučera P. Ensuring the safety of maritime transportation of drilling fluids by platform supply-class vessel // Applied Ocean Research, 2023. Vol. 140. 103745.

6. Колегаєв М.О., Бражнік І.Д. Забезпечення процесу вентиляції вантажних трюмів танкерів за допомогою системи інертних газів // Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник. 2024. Вип. 48. С. 46-53.

7. Тимочко О.І., Левченко О.В., Руденко В.М., Сітков О.М. Використання гібридних роботизованих комплексів для інспекції морських нафтогазових об'єктів // Водний транспорт: Збірник наукових праць. 2024. Вип. 2(40). С. 6-22.

8. Сагін С.В., Сагін С.С. Визначення методу управління рухом суден морського транспорту під час забезпечення їх безпечного розходження // Водний транспорт: Збірник наукових праць. 2023. Вип. 2(38). С. 187-198.

9. Сагін С.В., Куропятник О.А. Визначення оптимальних режимів процесів управління випускними газами судових дизелів // Водний транспорт: Збірник наукових праць. 2024. Вип. 2(40). С. 173-185.

10. Sagin A.S., Zablotskyi Yu.V. Reliability maintenance of fuel equipment on marine and inland navigation vessels // Austrian Journal of Technical and Natural Sciences. Scientific journal. 2021. № 7–8 (July – August). P. 14-17.

11. Побережний Р.В., Сагін С.В. Забезпечення екологічних показників дизелів суден річкового та морського транспорту // Суднові енергетичні установки: наук.-техн. зб. 2020. Вип. 41. С. 5-9.

12. Zablotsky Yu.V. The use of chemical fuel processing to improve the economic and environmental performance of marine internal combustion engines // Materials of the International Conference “Scientific research of the SCO countries: synergy and integration”. Part 1. August 31, 2019. Beijing, PRC. P. 131-138.

13. Kuropyatnyk O.A. Ensuring environmental performance indicators of marine diesel engines // Materials of the International Conference “Scientific research of the SCO countries: synergy and integration”. Part 1. August 31, 2019. Beijing, PRC. P. 146-153.

14. Сагин С.В., Поповский Ю.М., Гребенюк М.Н. Влияние ориентационной упорядоченности в граничных смазочных слоях на триботехнические характеристики узлов трения // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. 1998. Вып. 1. С.102-104.

15. Sagin S.V. Determination of the optimal recovery time of the rheological characteristics of marine diesel engine lubricating oils // Materials of the International Conference “Process Management and Scientific

Developments” (Birmingham, United Kingdom, January 16, 2020. Part 4). P. 195-202.

16. Sagin S., Sagin A. Development of method for managing risk factors for emergency situations when using low-sulfur content fuel in marine diesel engines // Technology Audit and Production Reserves. 2023. № 5 (1(73)). P. 37–43.

17. Сагін С.В., Мацкевич Д.В. Оптические характеристики граничных смазочных слоев масел, применяемых в циркуляционных системах судовых дизелей // Судовые энергетические установки: науч.-техн.сб. 2011. № 26. С.116-125.

18. Сагін С.В., Заблоцкий Ю.В. Влияние анизотропных жидкостей на работу узлов трения судовых дизелей // Проблемы техники: наук.-ви́робн. журнал. 2012 . № 4. Одесса: ОНМУ. С. 68-81.

19. Sagin S.V., Kuropyatnyk O.A., Zablotskyi Yu.V. Gaichenia O.V. Supplying of Marine Diesel Engine Ecological Parameters // Nase More: International Journal of Maritime Science & Technology. 2022. Vol.69. Iss.1. P. 53-61.

20. Sagin S.V., Sagin S.S., Madey V. Analysis of methods of managing the environmental safety of the navigation passage of ships of maritime transport // Technology Audit and Production Reserves. 2023. № 4 (3(72)). P. 33–42.

21. Зверьков Д.О., Сагін С.В. Зниження механічних втрат у судових дизелях // Суднові енергетичні установки: наук.-техн. зб. 2020. Вип. 40. С. 20-25.

22. Мадей В.В., Сагін С.В., Волков О.М. Управління процесом впорскування під час використання в судових дизелях паливних сумішей до складу яких входить паливо біологічного походження // Водний транспорт. Збірник наукових праць. 2024. Вип. 1(39). С. 193-205.

23. Сагін С.В., Столярик Т.О. Динаміка судових дизелів під час використанні моторних мастил з різними структурними характеристиками // Автоматизація судових технічних засобів: наук. -техн. зб. 2021. Вип. 27. С. 108-119.

24. Сагін С.В., Сагін С.С. Використання штучного інтелекту в ситуаціях надмірного зближення суден // Водний транспорт. Збірник наукових праць. 2024. Вип. 1(39). . 215-225.

25. Сагін С.В., Заблоцкий Ю.В., Перунов Р.В. Технология использования и результаты испытаний присадок к топливам для судов-

вых дизелей // Проблемы техники: науч.-виробн. журнал. 2012. № 3. С. 84-103.

26. Куропятник А.А., Сагин С.В. Управление выпускными газами судовых дизелей для обеспечения экологических показателей // Автоматизация судовых технических средств: науч.-техн. сборник, 2018. Вып. 24. С. 72-80.

27. Kuropyatnyk O.A. Selection of optimal operating modes of exhaust gas recirculation system for marine low-speed diesel engines // Materials of the International Conference “Process Management and Scientific Developments” (Birmingham, United Kingdom, January 16, 2020. Part 4). P. 203-211.

28. Sagin S.V. Decrease in mechanical losses in high-pressure fuel equipment of marine diesel engines // Materials of the International Conference “Scientific research of the SCO countries: synergy and integration”. Part 1. August 31, 2019. Beijing, PRC. P. 139-145.

29. Kuropyatnyk O.A. Reducing the emission of nitrogen oxides from marine diesel engines // Materials of the International Conference “Scientific research of the SCO countries: synergy and integration January 25, 2020. Part 2. Beijing, PRC. P. 154-160.

30. Сагин С.В., Куропятник А.А. Оптимизация режимов работы системы перепуска выпускных газов судовых среднеоборотных дизелей // Автоматизация судовых технических средств: науч. -техн. сб. 2019. Вып. 25. С. 79-89.

31. Sagin S.V., Kuropyatnyk O.A. Using exhaust gas bypass for achieving the environmental performance of marine diesel engines // Austrian Journal of Technical and Natural Sciences. Scientific journal. 2021. № 7-8 (July – August). P. 36-43.

32. Поповский А.Ю., Сагин С.В. Комплексная оценка эксплуатационных характеристик смазочных углеводородных жидкостей // Автоматизация судовых технических средств : науч.-техн. сборник. 2014. Вып. 20. С. 74-83.

33. Сагін А.С., Сагін С.В. Експериментальне визначення оптимальних фаз подачі палива в циліндр суднових дизелів // Водний транспорт. Збірник наукових праць. 2024. Вип. 1(39). С. 206-215.

34. Поповский А.Ю., Сагин С.В. Оценка эксплуатационных свойств смазочно-охлаждающих жидкостей судовых технических средств // Автоматизация судовых технических средств: науч.-техн. сборник. 2016. Вып. 22. С. 66-74.

35. Сагин С.В., Заблоцкий Ю.В. Определение триботехнических характеристик поверхностей по степени упорядоченности пристенных слоев углеводородных жидкостей // Проблемы техники: наук.-виробн. журнал. 2011. № 3. Одесса: ОНМУ. С. 78-88.

36. Sagin S. V., Stoliaryk T. O. Comparative assessment of marine diesel engine oils // Austrian Journal of Technical and Natural Sciences. Scientific journal. 2021. № 7-8 (July – August). P. 29-35.

37. Сагін С.С., Сагін С.С. Використання гібридної системи координації руху морських суден під час їх маневрування в стиснених водах // Водний транспорт. Збірник наукових праць. 2024. Вип. 3(41). С. 208-220.

10.31653/smf49.2024.124-136

Сагін С.В., Куропятник О.А., Разінкін Р.О.

Національний університет «Одеська морська академія»

**ВИЗНАЧЕННЯ ВПЛИВУ СИСТЕМИ РЕЦИРКУЛЯЦІЇ
ВИПУСКНИХ ГАЗІВ НА ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ ПОКАЗНИКИ
РОБОТИ СУДНОВОГО МАЛООБЕРТОВОГО ДИЗЕЛЯ**

Постановка проблеми в загальному вигляді. Суднові двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ), які використовуються на всіх без винятку судах морського та внутрішнього водного транспорту, виконуючи при цьому функції як головних, так і допоміжних двигунів, є джерелами підвищеного забруднення водного та повітряного середовища [1-4]. Шляхом використання спеціальних технологій та обладнання з очищення вод, що містять нафту, а в деяких випадках за рахунок повної відмови від скидання цих вод, можливо мінімізувати або повністю уникнути забруднення водного середовища [5-9]. Забезпечити роботу судових ДВЗ без забруднення повітряного середовища неможливо, оскільки їхній робочий цикл неминуче включає до свого складу процес випуску відпрацьованих газів [9-12].

Під час використання вуглеводневих палив нафтового походження, яке під час згоряння є джерелом теплової енергії, та атмосферного повітря, як окислювача під реакцій займання та згоряння палива, в циліндрі судових ДВЗ утворюються випускні гази (ВГ), які складаються на 99,2 % з нетоксичних компонентів – продуктів неповного згоряння (більшою частиною яких є діоксид вуглецю CO_2 і водяна пара H_2O) і повітря зі зниженим вмістом кисню. Усі токсичні компоненти, що утворюються в судових дизелях, можна поділити на дві групи. До першої групи відносяться продукти неповного згоряння палива – це монооксид вуглецю CO , вуглеводні C_nH_m , альдегіди R-CHO та сажа C . Токсичні компоненти другої групи утворюються в результаті повного окислення хімічних елементів, що входять до складу палива та повітря – це оксиди азоту NO_x та сірки SO_x . Суднові ДВЗ, що знаходяться в експлуатації, вимагають постійного пошуку ефективних способів зниження токсичності ВГ, насамперед викидів оксидів азоту NO_x . Вміст оксидів азоту в ВГ регламентується вимогами Annex VI Міжнародної конвенції MARPOL та залежить від року побудови судна та частоти обертання валу дизеля [13-16].

Оксиди азоту є єдиними з забруднювальних речовин, які не можуть бути видалені шляхом зміни сорту палива (як це можливо для зниження викидів SO_x), оскільки найчастіше вони утворюються за умовою з'єднання азоту (що обов'язково знаходиться у складі рідкого палива) з киснем (що обов'язково знаходиться у складі повітря у циліндрі дизеля) [17, 18].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Зниження концентрації оксидів азоту в ВГ суднових ДВЗ до необхідних величин і підтримання цього параметра в необхідних межах можливе за двома важливими напрямками:

- використання технологічних рішень, спрямованих на зміну експлуатаційних властивостей палива, конструкції паливної апаратури, характеристик процесу паливоподачі, характеру перебігу робочого процесу, що передую моменту утворення NO_x у циліндрі дизеля [19-22];
- безпосередній вплив на ВГ (їх очищення, хімічна обробка, рециркуляція) протягом часу, коли вони перебувають у газовипускній системі дизеля [23-26].

Зниження емісії NO_x шляхом хімічної обробки палива було досліджено в роботах [27-29], при цьому її основним завданням було визначення оптимальної концентрації реагентів, що вводяться в паливо, з метою інтенсифікації процесу його згоряння.

Забезпечення екологічних параметрів роботи суднових ДВЗ за рахунок модернізації побудови та комплектації паливної системи розглядалося у дослідженнях [30-33], проте для реалізації отриманих у них результатів потрібне додаткове обладнання, що тягне за собою за собою підвищені витрати енергії.

Моделювання процесів утворення оксидів азоту виконувалося в роботах [34-36], дослідження [37-39] присвячені пошуку оптимального ступеня рециркуляції випускних газів для систем низького тиску. Існує й інша схема рециркуляції випускних газів – система високого тиску, у якій гази повертаються в циліндр одразу після випускного колектора. У цьому випадку (у зв'язку з їх меншим питомим об'ємом) суттєво зменшуються габарити системи рециркуляції та відпадає необхідність в установці додаткового нагнітача високої потужності, який (як це забезпечується в системі рециркуляції низького тиску) забезпечує повернення газів в продувний колектор і до циліндрів дизеля.

Постановка завдання. В останнє десятиліття як один із способів забезпечення екологічності суднових дизелів щодо емісії оксидів азоту використовуються системи рециркуляція випускних газів високого тиску. Розробка даних систем та їх встановлення виконуються для новопроєктованих суден. Широкого досвіду технічної експлуатації цих систем в даний час не існує, а рекомендації щодо їх використання в основному базуються на теоретичних розрахунках і моделюванні процесів, що відбуваються при цьому. Враховуючи викладене, завданням дослідження було визначення впливу системи рециркуляції випускних газів високого тиску на екологічні, енергетичні та економічні показники роботи суднового малообертового дизеля 8G60ME фірми MAN Diesel, обладнаного системою рециркуляції випускних газів (Exhaust gas recirculation – EGR) високого тиску.

Виклад основного матеріалу дослідження. Експериментальні дослідження на судні, призначеному для перевезення контейнерів. Головний двигун 8G60ME фірми MAN Diesel, що був встановлено на судні, характеризувався номінальною потужністю 21440 кВт. Принципова схема суднового дизеля 8G60ME фірми MAN Diesel із системою рециркуляції випускних газів високого тиску, на якому виконувались дослідження, показано на рис. 1.

Система працює в такий спосіб. Випускні гази з циліндрів дизеля надходять у загальний випускний колектор 2 і далі до газотурбонагнетачів 1 і 5, після чого через газовипускну трубу видаляються в атмосферу. Газотурбонагнітачі 1 і 5 забирають повітря з машинного відділення та після стиснення спрямовують його через охолоджувачі 9 і 11 в повітряний (продувний) ресивер 10. При цьому газотурбонагнітач 5 обладнаний системою рециркуляції випускних газів високого тиску, до складу якої входять керуючий клапан 3, скруббер очищення газів 4, цистерна 7 прісної води системи очищення та охолодження випускних газів та насос 6 подачі прісної води в систему очищення та охолодження випускних газів [40, 41].

Під час експлуатації системи рециркуляції випускних газів високого тиску їх кількість, що повертається через систему очищення до продувного ресиверу та циліндрів дизеля, регулюється клапаном 3. Випускні гази очищуються і попередньо охолоджуються в скруббері 4, після чого додатковим нагнітачем 8 подаються на змішування з повітрям (що надходить з повітряного компресору газотурбонагнітвача 5) і далі прямують до продувного ресиверу 10.

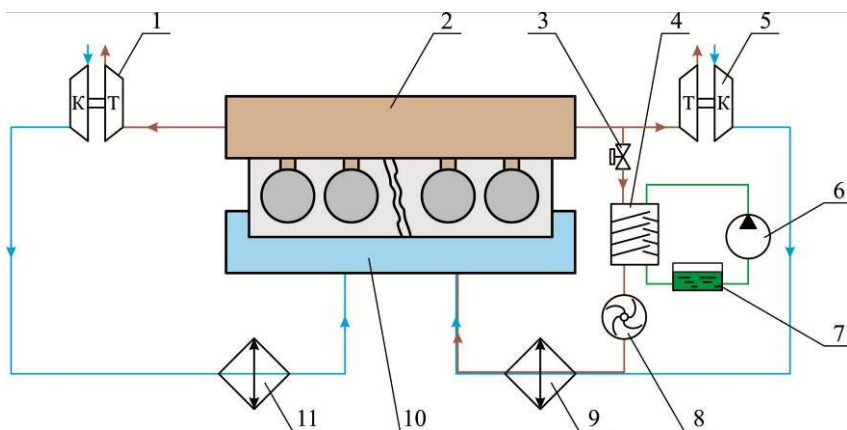


Рис. 1. Принципова схема системи рециркуляції випускних газів високого тиску суднового малообертового дизеля 8G60ME фірми MAN Diesel: 1, 5 – газотурбонагнітач; 2 – випускний колектор; 3 – керуючий клапан системи рециркуляції випускних газів високого тиску; 4 – скруббер; 6 – насос подачі прісної води в систему очищення та охолодження випускних газів; 7 – цистерна прісної води системи очищення та охолодження випускних газів; 8 – допоміжний газовий нагнітач із електричним приводом; 9, 11 – охолоджувач наддувального повітря; 10 – продувний ресивер Т, К – газова турбіна та повітряний компресор газотурбонагнітачів

Під час експериментальних досліджень, проведених на судні, вимірювалися значення концентрації NO_x у випускних газах, питомої ефективної витрати палива та ефективної потужності дизеля N_e для різного ступеня рециркуляції випускних газів.

Концентрація NO_x , а також інших складових випускних газів, визначалася з допомогою газоаналізатора Testo350XL, який дозволяє визначати концентрації наступних речовин: CO , O_2 , N_2 , NO_x , CH_4 , SO_2 , H_2S , а також температуру, вологість, швидкість та диференціальний тиск вимірюваного середовища.

Ступінь рециркуляції газів під час експериментів змінювалася в наступних значеннях: $\text{EGR}=5\%$, $\text{EGR}=10\%$, $\text{EGR}=15\%$, $\text{EGR}=20\%$ і розраховувалася за виразом

$$\text{EGR} = \frac{\alpha_{\text{EGR}}}{\alpha},$$

де α – значення коефіцієнта надлишку повітря без використання системи EGR;

α_{EGR} – коефіцієнт надлишку повітря під час використання системи EGR.

Для визначення ступеня EGR коефіцієнти надлишку повітря α та α_{EGR} визначалися з урахуванням об'ємних концентрацій кисню та азоту у випускних газах за умовою роботи дизеля без системи EGR – $\text{O}_{2, \text{Gas}}$, $\text{N}_{2, \text{Gas}}$ та з системою EGR – $\text{O}_{2, \text{Gas}}^{\text{EGR}}$, $\text{N}_{2, \text{Gas}}^{\text{EGR}}$

$$\alpha = \frac{1}{1 - 3,76 \frac{\text{O}_{2, \text{Gas}}}{\text{N}_{2, \text{Gas}}}}, \quad \alpha_{\text{EGR}} = \frac{1}{1 - 3,76 \frac{\text{O}_{2, \text{Gas}}^{\text{EGR}}}{\text{N}_{2, \text{Gas}}^{\text{EGR}}}}.$$

Експерименти виконувались для швидкісних режимів роботи, що відповідали значенням відносної потужності дизеля: $0,6N_{\text{еном}}$, $0,7N_{\text{еном}}$, $0,8N_{\text{еном}}$ та $0,8N_{\text{еном}}$. Як $N_{\text{еном}}$ приймалася номінальна потужність, що відповідає своєму значенню коефіцієнта надлишку повітря α .

Для визначення потужності дизеля здійснювалося його індиціювання за допомогою суднової системи діагностики Doctor [42, 43]. Крім того, для кожного режиму роботи дизеля за допомогою суднових вимірювальних засобів визначалася годинна витрата палива [44, 45].

Результати, що відображають зміну питомої ефективної витрати палива b_e , концентрації оксидів азоту NO_x у випускних газах та відносного зниження ефективної потужності $\frac{N_{e\text{EGR}}}{N_e} \cdot 100$, суднового

дизеля 8G60ME MAN Diesel в залежності від частоти обертання колінчастого валу n , та ступеня рециркуляції випускних газів EGR показані на рис.2-4.

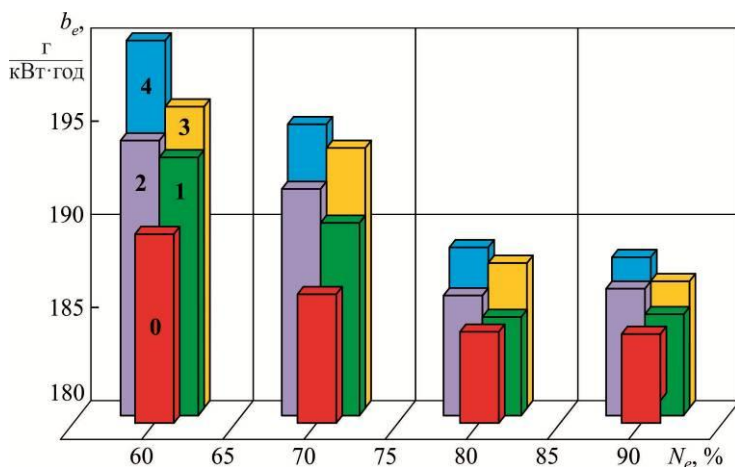


Рис. 2. Зміна питомої ефективної витрати палива b_e , г/(кВт·год) дизеля 8G60ME MAN Diesel для різного ступеня рециркуляції газів EGR, %: 0 – робота без рециркуляції, EGR=0 %; 1 – EGR=5 %; 2 – EGR=10 %; 3 – EGR=15 %; 4 – EGR=20 %

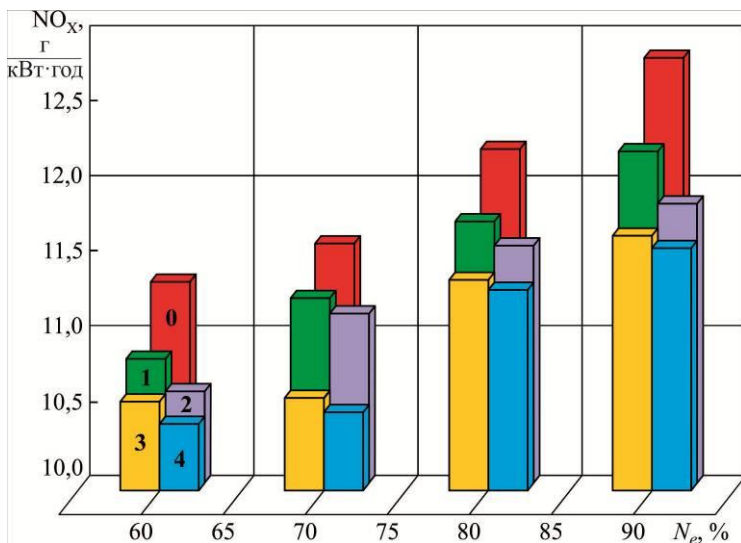


Рис. 3. Зміна концентрації оксидів азоту NO_x , г/(кВт·год) у випускних газах дизеля 8G60ME MAN Diesel для різного ступеня рециркуляції газів EGR, %: 0 – робота без рециркуляції, EGR=0 %; 1 – EGR=5 %; 2 – EGR=10 %; 3 – EGR=15 %; 4 – EGR=20 %

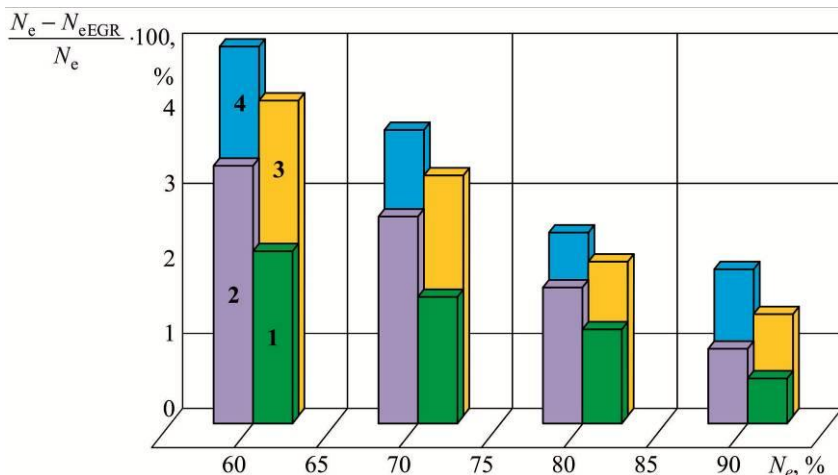


Рис. 4. Відносне зниження ефективної потужності $\frac{N_e - N_{eEGR}}{N_e} \cdot 100$, %, дизеля 8G60ME MAN Diesel для різного ступеня рециркуляції газів EGR, %:
1 – EGR=5 %; 2 – EGR=10 %; 3 – EGR=15 %; 4 – EGR=20 %

Висновки і перспективи подальших досліджень. Необхідність забезпечення екологічних параметрів роботи суднових дизелів (зокрема емісії NO_x з випускними газами) змушує використовувати додаткові технологічні рішення. Одним із таких варіантів є комплектація суднових дизелів системами EGR високого тиску, що забезпечують примусову подачу в циліндр частини випускних газів із газопускної системи. Система EGR знижує кількість повітря, призначеного для згоряння палива, тому кількість випускних газів, що повертаються в циліндр дизеля, має підтримувати надійне самозаймання та подальше згоряння палива. Використання системи рециркуляції випускних газів високого тиску покращує екологічні параметри роботи судового дизеля, зокрема, знижує рівень емісії NO_x .

Експериментально встановлено, що зміна ступеня рециркуляції випускних газів у діапазоні 5...20 % забезпечує зниження концентрації оксидів азоту NO_x у випускних газах відповідно на 6,8...27,3 % залежно від частоти обертання та навантаження дизеля, які в експериментах змінювалися в інтервалі $n=(0,65...0,95)n_{\text{ном}}$ та $N_e=(0,33...0,95)N_{\text{еном}}$. Причому великі значення зниження концентрації оксидів азоту NO_x у випускних газах відповідають інтервалу на-

вантажень ($0,77...0,95$) $N_{\text{еном}}$, тобто. найпоширенішим з експлуатаційних режимів роботи дизеля.

Використання системи рециркуляції випускних газів високого тиску призводить до зниження енергетичних та економічних показників роботи суднових дизелів. Експериментально встановлено таке:

питома ефективна витрата палива, що характеризує економічність роботи дизеля, підвищується пропорційно зростанню ступеня рециркуляції випускних газів і для різних швидкісних режимів роботи дизеля у відсотковому співвідношенні становить $0,85...2,01$ % – для випадку коли ступінь рециркуляції випускних газів становить $\text{EGR}=5$ % та $2,16...4,34$ % коли ступінь рециркуляції випускних газів дорівнює $\text{EGR}=20$ %;

ефективна потужність дизеля, що характеризує його енергетичні показники, знижується з підвищенням ступеня рециркуляції випускних газів. На режимах, близьких до номінального навантаження (наприклад під час $n=0,95n_{\text{ном}}$, за умовою $N_{\text{е}}=0,95N_{\text{еном}}$, зниження значення ефективної потужності становить $1,2$ %, на режимах $n=0,65n_{\text{ном}}$, у випадку $N_{\text{е}}=0,95N_{\text{еном}}$ зниження значення ефективної потужності досягає $3,43$ %.

Незважаючи на погіршення економічних та енергетичних показників дизеля, застосування способу EGR високого тиску на судах морського та внутрішнього водного транспорту має широкі перспективи, тому що його використання забезпечує виконання міжнародних вимог щодо захисту навколишнього повітряного середовища від забруднення та сприяє підтримці екологічної безпеки суден та їх енергетичних установок.

Перелік використаних джерел

1. Sagin S.V., Sagin S.S., Madey V. Analysis of methods of managing the environmental safety of the navigation passage of ships of maritime transport // Technology Audit and Production Reserves. 2023. № 4 (3(72)). P. 33–42.
2. Тимошук О.М., Даки О.А., Бойко О.А., Карадобрій Т.А. Аналітичний огляд адаптивних систем керування судном та шляхи їх побудови // Водний транспорт. Збірник наукових праць. 2020. Вип. 3(31). С. 120-125.
3. Сагін С.В., Сагін С.С. Використання штучного інтелекту в ситуаціях надмірного зближення суден // Водний транспорт. Збірник наукових праць. 2024. Вип. 1(39). С. 215-225.

4. Сагін С.В., Сагін С.С. Визначення методу управління рухом суден морського транспорту під час забезпечення їх безпечного розходження // Водний транспорт: Збірник наукових праць. 2023. Вип. 2(38). С. 187-198.

5. Sagin S., Sagin A. Development of method for managing risk factors for emergency situations when using low-sulfur content fuel in marine diesel engines // Technology Audit and Production Reserves. 2023. № 5 (1(73)). P. 37–43.

6. Sagin A.S., Zablotskyi Yu.V. Reliability maintenance of fuel equipment on marine and inland navigation vessels // Austrian Journal of Technical and Natural Sciences. Scientific journal. 2021. № 7–8 (July – August). P. 14-17.

7. Kuropyatnyk O.A. Reducing the emission of nitrogen oxides from marine diesel engines // Materials of the International Conference “Scientific research of the SCO countries: synergy and integration January 25, 2020. Part 2. Beijing, PRC. P. 154-160.

8. Kuropyatnyk O.A. Selection of optimal operating modes of exhaust gas recirculation system for marine low-speed diesel engines // Materials of the International Conference “Process Management and Scientific Developments” (Birmingham, United Kingdom, January 16, 2020. Part 4). P. 203-211.

9. Kuropyatnyk O.A. Reduction of NO_x emission in the exhaust gases of low-speed marine diesel engines // Austrian Journal of Technical and Natural Sciences, Vienna-2018. № 7-8 (July-August). P. 37-42.

10. Sagin S.V. Decrease in mechanical losses in high-pressure fuel equipment of marine diesel engines // Materials of the International Conference “Scientific research of the SCO countries: synergy and integration”. Part 1. August 31, 2019. Beijing, PRC. P. 139-145.

11. Сагин С.В., Куропятник А.А. Оптимизация режимов работы системы перепуска выпускных газов судовых среднеоборотных дизелей // Автоматизация судовых технических средств: науч.-техн. сб. 2019. Вып. 25. Одесса: НУ«ОМА». С. 79-89.

12. Руснак Д.Ю., Сагін С.В. Забезпечення екологічних вимог при ультразвуковій десульфурізації вуглеводних палив // Суднові енергетичні установки: наук.-техн. зб. 2020. Вип. 40. С. 49-54.

13. Petrychenko O. Levinskyi M., Prytula D., Vynohradova A. Fuel options for the future: a comparative overview of properties and prospects // Transport Systems and Technologies. 2023. № 41. P. 96-106.

14. Рибальченко М.Є., Білоусов Є.В. Використання числових профілів робочого процесу для аналізу ефективності роботи суднового малообертового двигуна в умовах сучасної тенденції щодо зниження експлуатаційної швидкості суден. // Водний транспорт: Збірник наукових праць. 2022. Вип. 2(36). С. 1-13.

15. Поповский А.Ю., Сагин С.В. Оценка эксплуатационных свойств смазочно-охлаждающих жидкостей судовых технических средств // Автоматизация судовых технических средств: науч.-техн. сборник. 2016. Вып. 22. С. 66-74.

16. Levinskyi M. Automatic diagnostic of marine diesel generator lubricating oil condition // Автоматизація суднових технічних засобів: наук.-техн. зб. 2023. Вип. 28. С. 106-120.

17. Марченко О.О., Сагін С.В. Вдосконалення процесу очищення суднових важких палив // Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник. 2020. Вип. 41. С. 10-14.

18. Сагин С.В., Заблоцкий Ю.В. Влияние анизотропных жидкостей на работу узлов трения судовых дизелей // Проблемы техники : наук.-виборн. журнал. 2012. № 4. С. 68-81.

19. Сагин С.В., Заблоцкий Ю.В., Перунов Р.В. Технология использования и результаты испытаний присадок к топливам для судовых дизелей // Проблемы техники: наук.-виборн. журнал. 2012. № 3. С. 84-103.

20. Sagin S., Kuropyatnyk O., Tkachenko I. Ensuring the environmental friendliness of marine diesel engines of specialized ships // Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник. 2022. Вип. 45. С. 5-16.

21. Sagin S.V., Kuropyatnyk O.A., Zablotskiy Yu.V. Gaichenia O.V. Supplying of Marine Diesel Engine Ecological Parameters // Nase More: International Journal of Maritime Science & Technology. 2022. Vol.69. Iss.1. P. 53-61.

22. Куропятник А.А., Сагин С.В. Управление выпускными газами судовых дизелей для обеспечения экологических показателей // Автоматизация судовых технических средств: науч.-техн. сборник. 2018. Вып. 24. С. 72-80.

23. Sagin S.V., Karianskiy S., Sagin S.S., Volkov O., Zablotskiy Y., Fomin O., Pířt'ek V., Ku'cera P. Ensuring the safety of maritime transportation of drilling fluids by platform supply-class vessel // Applied Ocean Research, 2023. Vol. 140. 103745.

24. Сагин С.В., Мацкевич Д.В. Оптические характеристики граничных смазочных слоев масел, применяемых в циркуляционных системах судовых дизелей // Судовые энергетические установки: науч.-техн.сб. 2011. № 26. С.116-125.

25. Зверьков Д.О., Сагін С.В. Зниження механічних втрат у судових дизелях // Суднові енергетичні установки: наук.-техн. зб. 2020. Вип. 40. С. 20-25.

26. Мадей В.В., Сагін С.В., Волков О.М. Управління процесом впорскування під час використання в судових дизелях паливних сумішей до складу яких входить паливо біологічного походження // Водний транспорт. Збірник наукових праць. 2024. Вип. 1(39). С. 193-205.

27. Сагін А.С., Сагін С.В. Експериментальне визначення оптимальних фаз подачі палива в циліндр судових дизелів // Водний транспорт. Збірник наукових праць. 2024. Вип. 1(39). С. 206-215.

28. Sagin S. V., Stoliaryk T. O. Comparative assessment of marine diesel engine oils // Austrian Journal of Technical and Natural Sciences. Scientific journal. 2021. № 7-8 (July – August). P. 29-35.

29. Поповский А.Ю., Сагин С.В. Комплексная оценка эксплуатационных характеристик смазочных углеводородных жидкостей // Автоматизация судовых технических средств : науч.-техн. сборник. 2014. Вып. 20. С. 74-83.

30. Сагін С.В., Столярик Т.О. Динаміка судових дизелів під час використанні моторних мастил з різними структурними характеристиками // Автоматизація судових технічних засобів : наук. -техн. зб. 2021. Вип. 27. С. 108-119.

31. Sagin S.V., Kuropyatnyk O.A. Using exhaust gas bypass for achieving the environmental performance of marine diesel engines // Austrian Journal of Technical and Natural Sciences. Scientific journal. 2021. № 7-8 (July – August). P. 36-43.

32. Сагин С.В., Поповский Ю.М., Гребенюк М.Н. Влияние ориентационной упорядоченности в граничных смазочных слоях на триботехнические характеристики узлов трения // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. 1998. Вып. 1. С.102-104.

33. Побережний Р.В., Сагін С.В. Забезпечення екологічних показників дизелів суден річкового та морського транспорту // Суднові енергетичні установки: наук. -техн. зб. 2020. Вип. 41. С. 5-9.

34. Заблоцький Ю.В. Зниження втрат енергії під час забезпечення процесів мащення судових двигунів внутрішнього згоряння // Суд-

нові енергетичні установки : науково-технічний збірник. 2023. Вип. 47. С. 23-31.

36. Заблоцький Ю.В. Підвищення паливної економічності суднових дизельних установок // Вісник Одеськ. нац. мор. ун-ту, 2020. Вип. 2(59). С. 88-98.

36. Тимошук О.М., Боріна М.В. Дослідження методів підвищення екологічності суднових енергетичних установок у водному середовищі // Водний транспорт. Збірник наукових праць. 2022. Вип. 2(36). С. 240-252.

37. Тимочко О.І., Левченко О.В., Руденко В.М., Сітков О.М. Використання гібридних роботизованих комплексів для інспекції морських нафтогазових об'єктів // Водний транспорт: Збірник наукових праць. 2024. Вип. 2(40). С. 6-22.

38. Сагін С.С., Сагін С.С. Використання гібридної системи координації руху морських суден під час їх маневрування в стиснених водах // Водний транспорт. Збірник наукових праць. 2024. Вип. 3(41). С. 208-220.

39. Сагін С.В., Куропятник О.А. Визначення оптимальних режимів процесів управління випускними газами суднових дизелів // Водний транспорт: Збірник наукових праць. 2024. Вип. 2(40). С. 173-185.

40. Левченко О.В. Синтез варіантів дій судноводія у небезпечних ситуаціях з урахуванням часових та ресурсних обмежень у суднових СППР // Водний транспорт: Збірник наукових праць. 2021. Вип. 3(34). С. 89-98.

41. Zablotsky Yu.V. The use of chemical fuel processing to improve the economic and environmental performance of marine internal combustion engines // Materials of the International Conference “Scientific research of the SCO countries: synergy and integration”. Part 1. August 31, 2019. Beijing, PRC. P. 131-138.

42. Kuropyatnyk O.A. Ensuring environmental performance indicators of marine diesel engines // Materials of the International Conference “Scientific research of the SCO countries: synergy and integration”. Part 1. August 31, 2019. Beijing, PRC. P. 146-153.

43. Сагин С.В., Заблоцкий Ю.В. Определение триботехнических характеристик поверхностей по степени упорядоченности пристенных слоев углеводородных жидкостей // Проблемы техники : наук.-виробн. журнал. 2011. № 3. С. 78-88.

44. Sagin S.V. Determination of the optimal recovery time of the rheological characteristics of marine diesel engine lubricating oils // Materi-

als of the International Conference “Process Management and Scientific Developments” (Birmingham, United Kingdom, January 16, 2020. Part 4). P. 195-202.

45. Сагін С.В., Куропятник О.А. Визначення оптимальних режимів експлуатації суднових двигунів внутрішнього згоряння під час використання біодизельного палива // Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник. 2024. Вип. 48. С. 100-113.

10.31653/smf49.2024.137-151

Хлієва О.Я., Константинов О. І.

Національний університет “Одеська морська академія”

ЕНЕРГЕТИЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ СУДНОВОЇ УСТАНОВКИ НА ОСНОВІ ОРГАНІЧНОГО ЦИКЛУ РЕНКІНА ДЛЯ РЕКУПЕРАЦІЇ ТЕПЛОТИ ВОДИ ОХОЛОДЖЕННЯ ДВИГУНА WÄRTSILÄ 12V46F

Вступ

Питанню дослідження та впровадження суднових енергетичних установок на основі органічного циклу Ренкіна (ОЦР) для вироблення електроенергії шляхом рекуперації вторинної теплоти останні роки приділяється все більше уваги [1-4]. Це пов'язано з можливістю підвищення загальної енергоефективності судна та зі зниженням викидів парникових газів, що є ключовим напрямом розвитку судноплавства на найближчі роки.

На сьогодні на судах вже впроваджені декілька таких систем, хоча їх виробництво та застосування все ще не є серійним та широким [1]. Першим судном, на якому впроваджена система на основі ОЦР було m/v «Figafo», на якому у 2012 році встановлена установка із заявленою електричною потужністю 500 кВт. За інформацією судновласника, на судні Figafo встановлена перша в історії суднова установка рекуперації відпрацьованого тепла охолоджувальної води від шведського виробника Орсон [4]. Ця установка розташована на dk3 у вантажному відсіку, вона є тестовою та її експлуатація призводить до економії суднового палива у середньому на 5%.

Актуальність аналізу доцільності впровадження суднових енергетичних установок на основі органічного циклу Ренкіна (ОЦР), які працюють на вторинній теплоті суднових енергетичних установок, пов'язана з низькою економічних та екологічних факторів. По-перше, впровадження таких систем дозволить знизити екологічний слід судноплавства. Використання теплоти охолодження суднових двигунів, яка не використовується на сьогодні у повній мірі та більша частина якої скидається в навколишнє середовище, для виробництва додаткової електроенергії буде сприяти скороченню викидів парникових газів та інших шкідливих речовин, що утворюються при спалюванні суднового палива. По-друге, такі системи дозволяють підвищити енергоефективність судна. Використання вторинної теп-

лоти буде сприяти зменшенню споживання палива на вироблення електроенергії на борту судна. Це не лише призведе до зниження витрат на експлуатацію судна, але й буде сприяти підвищенню його Конструктивного Коефіцієнту Енергетичної Ефективності (ККЕЕ, або EEDI - Energy Efficiency Design Index), вимоги до якого доволі жорсткі [5].

Установки на основі ОЦР є ефективним інструментом для дотримання суворих вимог щодо енергоефективності суден, що визначаються показником ККЕЕ. При впровадженні таких установок загальна ефективність енергетичної установки судна буде покращена за рахунок більш повного використання енергії палива, що спалюється в суднових двигунах.

Однак, при оцінці доцільності впровадження суднової системи на основі ОЦР, необхідно враховувати деякі струмуючі фактори. Впровадження такої системи вимагає значних інвестицій на початковому етапі. Крім того, необхідні регулярні додаткові витрати на обслуговування обладнання, навчання персоналу роботі з таким обладнанням. Ефективність роботи системи залежить від багатьох факторів, включаючи режим роботи суднового двигуна, параметри навколишнього середовища. Таким чином, доцільність впровадження суднової системи, що працює за ОЦР, є індивідуальним питанням для кожного конкретного випадку. Для прийняття обґрунтованого рішення необхідно проводити детальний аналіз, який враховує технічні особливості системи, капітальні та експлуатаційні витрати, очікувану економію для конкретних умов експлуатації системи, а також екологічні вимоги до судна та до величини ККЕЕ судна.

Таким чином, аналіз можливості впровадження суднової системи, що працює за ОЦР, є комплексним завданням, яке охоплює як технічні, так і економічні та екологічні аспекти. Результати такого аналізу дозволять оцінити потенціал даної технології та розробити рекомендації щодо її подальшого розвитку та впровадження.

На даному етапі дослідження заплановано виконати енергетичний аналіз системи вироблення електроенергії на основі ОЦР, та яка споживає тільки теплоту води охолодження головного двигуна. Вода охолодження суднових двигунів відноситься до низькопотенційних джерел вторинної теплоти та не утилізується на судах у достатній мірі (переважно використовується при роботі опріснювальних установок). Але низький потенціал води охолодження суднових двигунів накладає обмеження на рушійну силу теплообміну у між робочим

тілом установки на основі ОЦР та водою, що потребує детального аналізу. Це питання, наряду з оцінкою потенційної ефективності установки на основі ОЦР з прив'язкою до параметрів експлуатації конкретного суднового двигуна виконано у наведеному дослідженні.

Збір вхідних даних для аналізу

На основі виконано огляду було прийнято рішення розглянути доцільність використання теплоти води охолодження головного двигуна для забезпечення енергією суднової енергетичної установки на основі ОЦР. Вибір джерела теплоти пов'язаний, по перше, з низьким енергетичним потенціалом такої води, який не використовується на судах у повній мірі, тому зазвичай є у великій кількості. По друге, саме подачу води як теплоносія (на відміну від газоподібних продуктів згоряння) відносно нескладно інтегрувати у нову установку на основі ОЦР з забезпеченням усіх мір безпеки, пов'язаних з можливістю використання горючої речовини як робочого тіла у ОЦР.

Аналіз виконувався з прив'язкою до головного двигуна судна. В якості головного двигуна було прийнято двотактний двигун Wärtsilä 12V46F. Система охолодження двигуна прісною водою поділяється на високотемпературний (HT) і низькотемпературний (LT) контури. Спрощене схематично зображення внутрішньої системи водяного охолодження двигуна Wärtsilä 12V46F наведене на рис. 1 [6].

Вода високотемпературного контуру (HT-вод) охолоджує гільзи (втулки) циліндрів, головки циліндрів (01) і надувне повітря на першому ступені його охолодження (02). Вода низькотемпературного контуру (LT-вода) охолоджує надувне повітря на другому ступені охолодження (03) та мастило (04). У найбільш повній конфігурації насоси охолоджувальної води HT і LT (05 та 06) працюють від двигуна, а клапани регулювання температури з електричним приводом (07) вбудовані в двигун.

Параметри теплоносіїв у системі охолодження двигуна прісною водою, а також деякі інші характеристики роботи двигуна Wärtsilä 12V46F відповідно до [6] наведені у таблиці 1.

На першому етапі розрахунків роботи енергетичної установки на основі ОЦР було виконано для 75 % навантаження на двигун. У відповідності до табл. 1, для подальших розрахунків прийняти наступні вхідні данні – табл. 2.

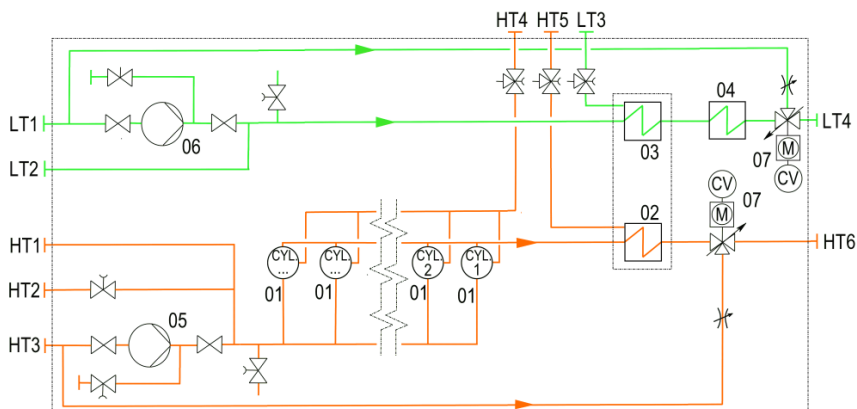


Рис. 1. Система охолодження двигуна Wärtsilä 12V46F прісною водою:

01 – головка цилиндра, 02 та 03 – охолоджувачі надувного повітря, 04 – охолоджувач мастила, 05 та 06 – насоси подачі води (з приводом від двигуна), 07 – термостат охолоджувальної води; LT1 – подача охолодженої води у низькотемпературний (LT) контур, LT2 – подача охолодженої води у LT контур резервним насосом, LT3, HT4 та HT5 – повітровідвідники, LT4 – відведення нагрітої води з LT контуре, HT1 – подача охолодженої води у високотемпературний (HT) контур резервним насосом, HT2 – злив води з HT контуру, HT3 – подача охолодженої води у HT контур, LT6 – відведення нагрітої води з HT контуру

Інформація стосовно витрати води HT контуру в залежності від навантаження на двигун виробником не надається. Тому вона буда оцінена з наступних міркувань. Кількість теплоти, що передається воді HT контуру у двигуні та у теплообміннику охолодження наддувного повітря пропорційна навантаженню на двигун; вода HT контуру нагрівається у двигуні та теплообміннику повітря з 74 до 93 °С. З урахуванням властивостей води при середній температурі, визначених за [7], було отримане значення витрати води, яка використовується як низькотемпературне джерело теплоти для роботи установки за ОЦР – табл. 2.

«Стандартного» робочого тіла, яке використовується в енергетичних установках на основі ОЦР, не існує. В залежності від температур між джерелом та приймачем теплоти, доцільно використовувати ту чи іншу робочу речовину. Основні вимоги до робочого тіла установки, наступні: термодинамічні параметри (висока теплота випаровування, раціональна нормальна температура кипіння відносно температури джерела теплоти); стабільність при високих температу-

рах, сумісність з матеріалами, нетоксичність і вибухобезпечність; вартість і доступність на ринку; екологічні показники. До типових робочих тіл відносяться галогенвуглеводні (традиційні робочі тіла холодильних систем) та вуглеводні.

Таблиця 1 - Деякі характеристики роботи двигуна Wärtsilä 12V46F (вінт з регульованим кроком)

Параметр	Величина
Потужність	14400 кВт
<i>Тепловий баланс при 100 % навантаження:</i>	
втрати теплоти з водою охолодження двигуна (НТ контур)	1800 кВт
втрати теплоти з водою охолодження надувного повітря (НТ контур)	3084 кВт
втрати теплоти з водою охолодження надувного повітря (ЛТ контур)	1572 кВт
втрати теплоти з водою охолодження мастила (ЛТ контур)	1464 кВт
втрати від променевого теплообміну	420 кВт
<i>НТ система водяного охолодження:</i>	
Тиск після насосу: номінальний	(250+стат.) кПа,
максимальний	520 кПа
Температура перед циліндрами	74 °С
Температура після охолоджувача надувного повітря	91...95 °С
Подача насосу (номінальна)	210 м ³ /год
Втрати тиску у двигуні, охолоджувачі надувного повітря та термостаті	150 кПа
Втрати тиску у зовнішній системі (максимальні)	100 кПа
Тиск у розширювальному тинку	70...150 кПа
Об'єм води у двигуні	2 м ³

Таблиця 2. Вхідні параметри для аналізу суднової енергетичної установки на основі ОЦР

Параметр	Величина
Температура води НТ контуру на вході в систему, що працює за ОЦР	74 °С
Температура води НТ контуру на виході з системи, що працює за ОЦР	91...95 °С
Витрата води НТ контуру	45,9 кг/с
Температура забортної води	2...30 °С
Температура конденсації робочого тіла	8...36 °С

На основі виконаного огляду робі [1-3, 8-10], для подальшого аналізу було обрано R134a та н-пентан (R601). Перша речовина широко використовується як робоче тіло холодильних машин та розглядається дослідниками для її застосування у установках на основі ОЦР. Галогеновуглеводень R134a є негорючою речовиною, але має відносно високий потенціал глобального (GWP) потепління, який відповідно до [11] оцінюється від 1300 до 1430 кг CO₂/кг. Друга речовина часто застосовується у стаціонарних енергетичній установка на основі ОЦР, має потенціал GWP≈5 кг CO₂/кг, має «кращі» термодинамічні властивості, ніж R134a, але є горючою речовиною. Критична температура н-пентану $t_c=196,7$ °C, нормальна температура кипіння $t_{b,p}=36,1$ °C, теплота фазового переходу рідина-пар (при н.у.) $r=357,7$ кДж/кг [7, 11]. Аналогічні параметри для R134a [7, 11]: $t_c=101,1$ °C, $t_{b,p}=-26,1$ °C; $r=217,0$ кДж/кг.

Слід відзначити, що вимоги законодавчих актів до робочих тіл суднових установок на основі ОЦР принципово не відрізняються від вимог до робочих тіл суднових холодильних систем [12, 13], тому застосування н-пентану (R601) як робочої речовини буде потребувати забезпечення додаткових мер безпеки, що вплине на вартість усієї установки.

Вибір схемного рішення

Як базове схемне рішення для подальшого аналізу був обраний регенеративний термодинамічний цикл з одноступеневим розширенням робочого тілу в турбіні – рис. 2. В деяких роботах при аналізі суднових установок на основі ОЦР, що живляться теплотою охолодження СЕУ та/або теплотою газоподібних продуктів згоряння, пропонується як базовий розглядати цикл без регенерації теплоти [2, 3]. Однак, раціонально обраний регенеративний теплообмінник (РТО) є доволі простим та недорогим технічним рішенням для підвищення ефективності енергетичних установок на основі циклу Ренкіна [14]. Його застосування в суднових установках на основі ОЦР пропонується у ряді досліджень [1].

Принцип роботи системи, що аналізується у роботі, наступний (рис. 2). Перегрітий пар робочого тіла високого тиску та температури у стані 1 подається на турбіну, де розширюється (процес 1-2) з виробленням механічної роботи. Розширюється пар до тиску його конденсації, який визначається температурою забортної води (приймачем теплоти на низькотемпературному рівні). При низькому тиску (стан 2) перегрітий пар подається у РТО (процес 2-2'), де охолод-

жується за рахунок передачі теплоти рідині робочого тіла перед випарником (процес 4-4'). Далі пар охолоджується (процес 2'-2'') та конденсується (процес 2''-3) у конденсаторі за рахунок передачі теплоти забортній воді. Насичена рідина робочого тіла у стані 3 стискується насосом до тиску, який відповідає тиску перед турбіною (процес 3-4). Далі рідина нагрівається у РТО (процес 4-4') та у випарнику (процес 4'-4''), випаровується (процес 4''-4''') та пар перегрівається (процес 4'''-1). Загальний процес 4'-4''-4'''-1 відбувається за рахунок підведення теплоти у випарник з гарячою водою НТ контуру.

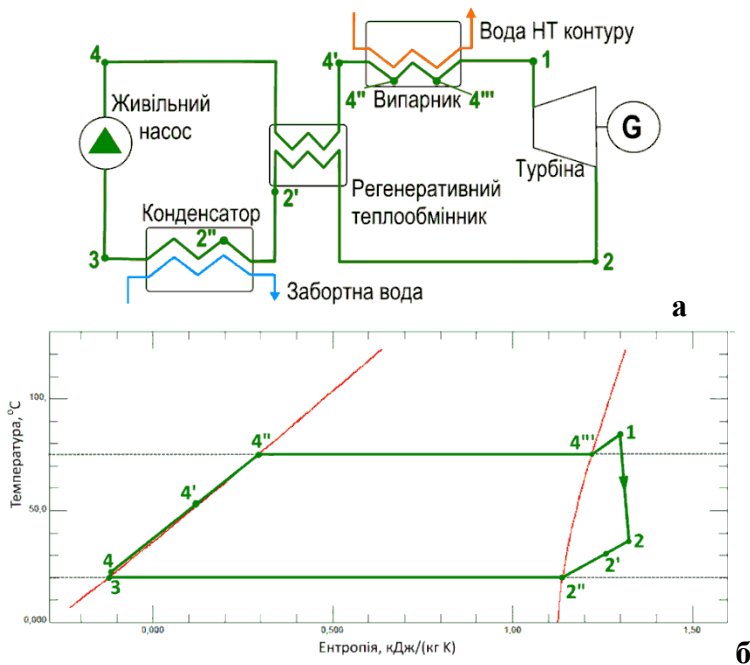


Рис. 2. Принципова схема установки, що працює за ОЦР, та споживає теплоту води охолодження суднового двигуна (а), та схематичне зображення термодинамічного циклу Ренкіна у Т-*s* діаграмі пентану (б)

Методи та підходи дослідження

Одним з складних питань, яке потребує вирішення при оцінці енергоефективності розглянутого схемного рішення, є визначення тиск перед турбіною, який залежить від температури випаровування робочого тіла. При розгляді зміни температур теплоносіїв у випарнику та РТО слід врахувати обмеження на мінімальну різницю темпе-

ратур між ними під час теплообміну. Таким чином подальший аналіз базувався на понятті pinch point [8] - це така точка в теплообміннику, де різниця температур між гарячим і холодним потоками є найменшою. Для розрахунку була прийнята значення pinch point $\Delta T_{pp}=5$ К. Виходячи з прийнятої величини ΔT_{pp} , відповідно до алгоритму, наведеного на рис. 3, визначалася температура кипіння робочого тіла для певних вхідних параметрів ОЦР.

Рух теплоносіїв у РТО приймався протитечію. Теплофізичні властивості робочого тіла визначалися за [7]. Розрахунок енергетичних характеристик термодинамічного циклу виконувався за класичним підходом [15-17] з урахуванням внутрішнього ККД турбіни, значення якого було прийняте 0,8. При розрахунку електричної потужності установки враховувалися механічний ККД турбіни – 0,98 та ККД електрогенератора - 0,98. Додатково враховувалося електроспоживання живильного насосу.

Слід звернути увагу на складні умови роботи живильного насосу для подачі насиченої рідини з причини неминучості явища кавітації у ньому. Тому, з погляду на експериментальний досвід [18, 19], рекомендоване в розглянутій системі використовувати шестеренний

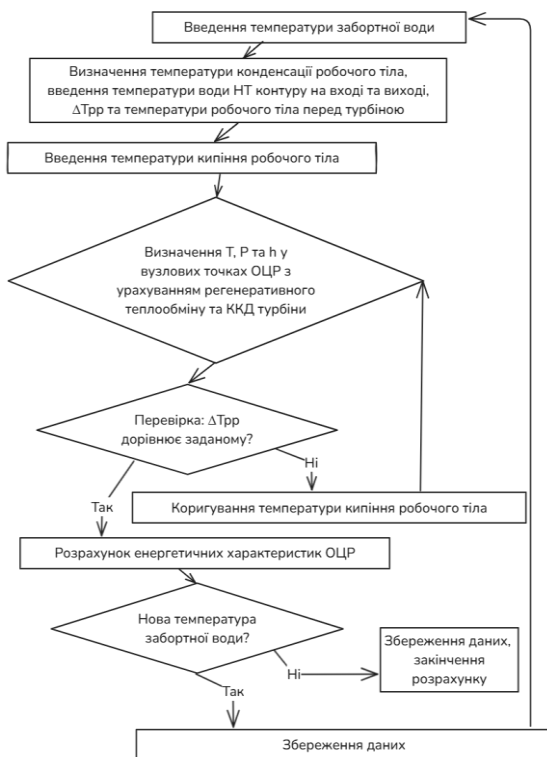


Рис. 3. Алгоритм визначення температури кипіння робочого тіла у ОЦР та його енергетичних характеристик при накладенні обмеження на величину ΔT_{pp} у теплообмінниках

насос, ККД якого у таких умовах роботи відносно невисоке, приблизно 0,5 [20].

Результати аналізу та їх обговорення

Приклад зміни температури теплоносіїв у теплообмінних апаратах установки на основі ОРЦ від кількості переданої теплоти (зміни ентальпії потоків теплоносіїв) для двох різних режимів роботи, які відрізняються температурами заборотної води (мінімальна та максимальна з прийнятого для аналізу діапазону) наведено на рис. 4. Положення pinch point визначалося за алгоритмом, наведеним на рис 3.

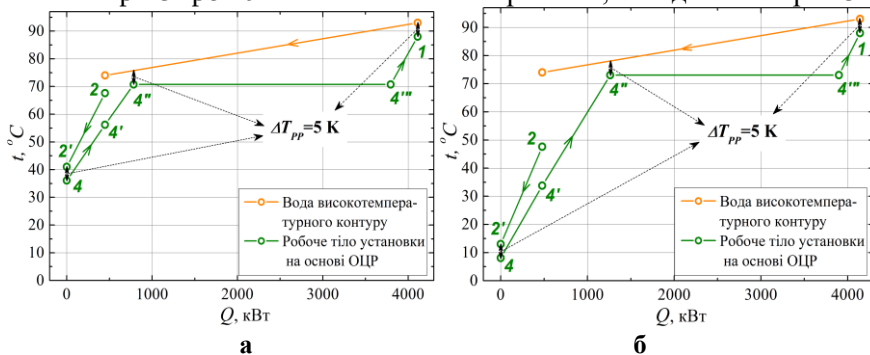


Рис. 4. Зміна температур теплоносіїв у протитокових теплообмінниках установки на основі ОЦР (робоче тіло пентан), та обмеження на температуру кипіння робочого тіла: (а) – $t_{3g} = 30$ °C, (б) – $t_{3g} = 2$ °C

Наведені на рис. 4 результати показують незначний вплив зміни температури заборотної води t_{3g} (температури конденсації) на максимально можливу температуру кипіння робочого тіла (тиск перед турбіною). Причому при зниженні температури конденсації робочого тіла, тиск перед турбіною збільшується – рис. 5. Пояснюється це тим фактом, що при низьких t_{3g} ї води (рис. 4.б) значна частка теплоти води НТ контуру витрачається на нагрів рідини робочого тіла до стану насичення (процес 4'–4''). Коли t_{3g} висока (рис. 4.а), ця частка теплоти на нагрів рідини суттєво менша. Таким чином, для режиму роботи установки з низькою температурою конденсації (рис. 4.б) середня температура води НТ контуру у частині випарника, де кипить робоче тіло, більша ніж для режиму з високою температурою конденсації.

Таким чином, для розглянутої конфігурації установки на основі ОЦР температура кипіння робочого тіла збільшується зі зменшенням температури конденсації – рис. 5. Як збільшення температури кипіння, так й зниження температури конденсації призводять к покращенню термодинамічної ефективності ОЦР.

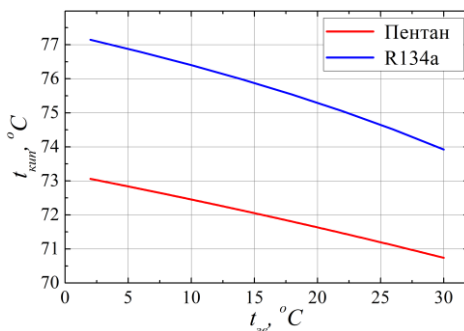


Рис. 5. Залежність температури кипіння робочого тіла (пентану та R134a) в установці на основі ОЦР від $t_{3в}$

Як видно з результатів аналізу, наведених на рис. 5, температура кипіння робочого тіла R134a на 3,3...4,0 К вище, ніж пентану, що буде сприяти більшій енергетичній ефективності ОЦР на R134a. Однак, як показали результати аналізу – рис. 6, індикаторний ККД ОЦР на пентані та R134a практично однаковий з невеликою перевагою пентану (близько 0,5 %) при низьких температурах заборотної води $t_{3в}$, на навпаки з приблизно таким же ефектом при високих $t_{3в}$. Тобто при рівних температурах джерела та приймача теплоти, ОЦР на пентані буде характеризуватися декілька більшою термодинамічною ефективністю, ніж на R134a. Однак, як було показано вище, забезпечувати рівні температури кипіння обох робочих тіл при однаковій температурі води НТ контуру з технічної точки зору не раціонально.

Не зважаючи на близьке зайчення індикаторного ККД циклу для обох обраних для аналізу робочих тіл, електричний ККД установки на основі ОЦР для R134a значно нижче, ніж пентану. Пояснюється отриманий результат різною електричною потужністю живильного насосу для R134a та пентану – рис. 7. По перше, це пов'язано з приблизно в два рази більшою масовою витратою R134a (рис. 8), ніж пентану у контурі системи (завдяки меншій теплоті фазового переходу R134a ніж пентану). По друге, ступень підвищення тиску у циклі для R134a суттєво більше, ніж для пентану. Все це визначає велику різницю на потрібній електричній потужності живильного насосу робочого тіла.

Базуючись на виконаному аналізі, вважаємо, що пентан є більш раціональним робочим тілом у розглянутій системі на основі ОЦР, ніж R134a.

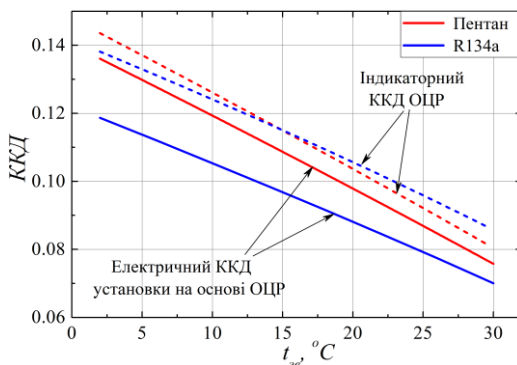


Рис. 6. Залежність індикаторного ККД та електричного ККД установки на основі ОЦР від t_{3g} при використанні як робочого тіла пентану та R134a

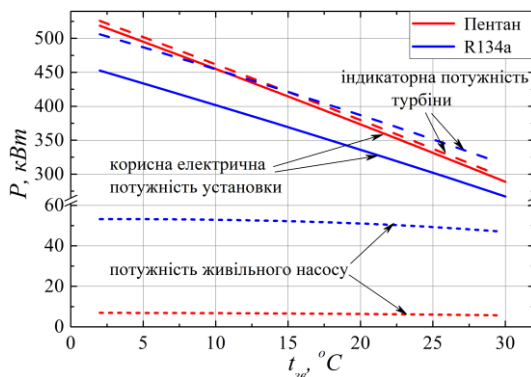


Рис. 7. Залежність індикаторної потужності турбіни, потужності живильного насосу та електричної потужності установки на основі ОЦР від t_{3g} при використанні як робочого тіла пентану та R134a

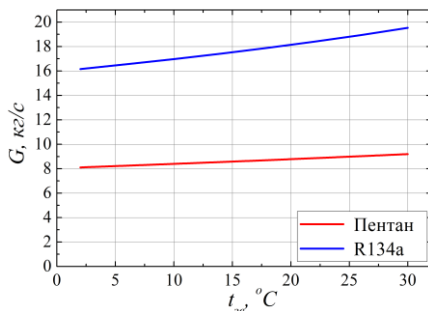


Рис. 8. Залежність температури кипіння робочого тіла (пентану та R134a) в установці на основі ОЦР від t_{3g}

Менша витрата пентану ніж R34a у контурі установки сприятиме меншим габаритним розмірам основних та допоміжних елементів, що надзвичайно важливо для суднових умов. Пентан забезпечує більший електричний ККД установки та характеризується меншим показником глобального потеплення, у порівнянні з R134a.

Основний недолік пентану як робочого тіла – горючість. Тому для реалізації проєкту по впровадженню установки на основі ОЦР на пентані на реальному судні потрібно буде забезпечувати певні міри безпеки. Перш за все, це відсутність елементів установки у машинному відділенні. Ця вимога для випадку, коли як джерела вторинної теплоти використовується вода НТ контурна, не має труднощів у реалізації. На сьогодні у наукових дослідженнях активно розглядаються перспективи вуглеводнів як робочих тіл судових установок на основі ОЦР. Однак, це питання потребує подальшого аналізу, що заплановано авторами виконати у наступних дослідженнях.

Висновки

Робота присвячена енергетичному аналізу установки на основі ОЦР, яка живиться теплотою води охолодження судового двигуна. Проаналізовано конфігурацію ОЦР при змінній температурі заборотної води (приймач теплоти) з урахуванням регенеративного теплообміну у циклі для двох робочих тіл: пентану (R601) та R134a.

На основі виконано аналізу отримано наступні висновки.

1. Показано, що при наявності регенеративного теплообмінника в установці на основі ОЦР, яка живиться теплотою води охолодження двигуна Wärtsilä 12V46F з температурою на виході 93 °C та 74 °C на виході, температура кипіння R134a варіюється від 74 до 77 °C (в залежності від температури конденсації), та від 71 до 73 °C для пентану.

2. Масова витрата R134a як робочого тіла у контурі установки на основі ОЦР приблизно в два раз менше, ніж пентану, що пояснюється більшим значенням теплоти фазного переходу останнього.

3. Індикаторний ККД ОЦР при однакових температурах джерела та приймача теплоти практично однаковий для пентані та R134a та змінюється від 0,07 до 0,14 при зменшенні температури заборотної води від 30 °C до 2 °C.

4. Електричний ККД установки на основі ОЦР для пентану вище на 8...14 %, ніж для R134a, що пов'язане з значними витратами на роботу живильного насосу R134a у порівнянні з пентаном.

5. Оцінена вихідна електрична потужність установки на основі ОЦР, що утилізує теплоту води охолодження судового двигуна Wärtsilä 12V46F (максимальна тривала потужність 14400 кВт) при

застосуванні як робочого тіла пентану варіюється від 290 кВт (при температурі заборотної води $t_{36}=30\text{ }^{\circ}\text{C}$) до 520 кВт (при $t_{36}=2\text{ }^{\circ}\text{C}$).

6. Пентан є більш раціональним робочим тілом у розглянутій системі на основі ОЦР, ніж R134a. Основний його недолік як робочого тіла – горючість, що буде потребувати додаткових мер по забезпеченню безпеки розглянутої установки.

Отримані результати показали перспективність обраного напрямку дослідження та виявили прогалини, які потребують детального вивчення у подальших роботах авторів.

Перелік використаних джерел

1. Lebedevas S., Čepaitis T. Complex use of the main marine diesel engine high-and low-temperature waste heat in the organic rankine cycle. *J. Mar. Sci. Eng.* 2024. Vol. 12(3). 521.

2. Konur O., Yuksel O., Korkmaz S.A., Colpan C.O., Saatcioglu O.Y., Koseoglu B. Operation-dependent exergetic sustainability assessment and environmental analysis on a large tanker ship utilizing Organic Rankine cycle system. *Energy*. 2023. Vol. 262. 125477.

3. Shu G., Liu P., Tian H., Wang X., Jing D. Operational profile based thermal-economic analysis on an Organic Rankine cycle using for harvesting marine engine's exhaust waste heat. *Energy Convers. Manage.* 2017. Vol. 146. P.107-123.

4. Проспект судна M/V Figaro. Wallenius Lines AB. URL: https://walleniuslines.com/wp-content/uploads/2021/12/Figaro_NB4459.pdf (дата звернення: 30.12.2024)

5. EEDI Calculation Guidelines. 2022 Guidelines on the Method of Calculation of the Attained Energy Efficiency Design Index (EEDI) for New Ships. Resolution MEPC.364(79). *International Maritime Organization*. 2022.

6. Wärtsilä 46F. Product Guide. Wärtsilä, Marine Solutions. Vaasa, February 2020. 206 p. www.wartsila.com

7. Lemmon E. W., Bell I. H., Huber M. L., McLinden M. O. NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP, Version 10.0. NIST, Standard Reference Data Program, Gaithersburg, 2018.

8. Kocaman E., Karakuş C., Yağlı H., Koç Y., Yumrutaş R., Koç A. Pinch point determination and Multi-Objective optimization for working

parameters of an ORC by using numerical analyses optimization method. *Energy Convers. Manage.* 2022. Vol. 271. 116301.

9. Qiu K., Entchev E. A micro-CHP system with organic Rankine cycle using R1223zd (E) and n-Pentane as working fluids. *Energy*. 2022. Vol. 239. 121826.

10. Oyewunmi O.A., Kirmse C.J., Pantaleo A.M., Markides C.N. Performance of working-fluid mixtures in ORC-CHP systems for different heat-demand segments and heat-recovery temperature levels. *Energy Convers. Manage.* 2017. Vol. 148. P. 1508-1524.

11. ASHRAE Handbook – Fundamentals. American society of heating, refrigerating and air-conditioning engineers. Inc.: Atlanta, GA, USA, 2021

12. Khliyeva O., Sorokin R., Stukalenko O.A direct contribution of marine refrigeration to anthropogenic greenhouse gases emission - a short review. *Ship power plants*. 2022. Vol. 44. P. 36-44.

13. Козьмініх М. А., Константинов О. І. Оцінка доцільності застосування холодильного агенту в залежності від умов експлуатації Судові енергетичні установки. 2002. Вип. 44. С. 79-87.

14. Огурцов Д.В., Козьмініх М.А., Хлієва О.Я. Аналіз ефективності застосування регенеративного теплообмінника у судновій холодильній машині провізійних камер при її переведенні з холодо-агенту R404A на R407F Судові енергетичні установки. 2023. Вип. 47. С. 206-216.

15. Balme R. T. Vapor and Gas Power Cycles. In *Modern Engineering Thermodynamics*. Academic Press: Cambridge, MA, USA, 2011. P. 448-534.

16. Bejan A. Advanced engineering thermodynamics. John Wiley & Sons, 2016.

17. Moran M.J., Shapiro H.N., Boettner D.D., Bailey M.B. Fundamentals of engineering thermodynamics. John Wiley & Sons, 2010.

18. Shestopalov K. O., Huang B. J., Petrenko V. O., Volovyk O. S. Investigation of an experimental ejector refrigeration machine operating with refrigerant R245fa at design and off-design working conditions. Part 2. Theoretical and experimental results. *Int. J. Refrig.* 2015. Vol. 55. P. 212-223.

19. Шестопалов К.О. Експериментальне дослідження ефективності ежектора та холодильної машини у складі суднової системи

кондиціювання повітря. *Суднові енергетичні установки*. 2024. №. 48. С. 143-158.

20. Liu Q. J., Yuan Z. Z., Sun J. T., Han F. To improve the performance and efficiency of refrigeration systems by using refrigerant pumps. *Appl. Mech. Mater.* 2013. Vol. 385. P. 233-236.

10.31653/smf49.2024.152-157

Черемісін В.І., Ігнатенко О.А.

Інститут Військово-Морських Сил
Національний Університет «Одеська Морська Академія»

УРАХУВАННЯ ПРОЦЕСУ ДРОСЕЛЮВАННЯ В ЦИКЛІ КОМБІНОВАНОГО СУДНОВОГО ДВИГУНА

Вступ. При розгляді циклу комбінованого двигуна, що складається з дизеля і газотурбінної установки, не враховувалося, що процес випуску газів, що відпрацювали у двигуні внутрішнього згоряння (ДВЗ) у випускний колектор є процесом дроселювання. Цей безповоротний процес замінювався двома оборотними процесами відведення і підведення теплоти. Тому в роботі аналізується такий цикл з включенням реально протікаючого процесу дроселювання.

Метою статті є облік процесу дроселювання при зображенні циклу комбінованого двигуна на робочій і тепловій діаграмах і перевірка впливу цього процесу на розрахунок термічного коефіцієнту корисної дії (ККД) циклу.

Виклад основного матеріалу. При побудові теоретичного циклу комбінованого двигуна на підставі відомих допущень замінюють розімкнені робочі процеси ДВЗ і газотурбонагнітача (ГТН) термодинамічними циклами (рис. 1). Вони побудовані для дуже поширеної ізобарної системи наддування коли газ, що відпрацювали в циліндрах ДВЗ, спрямовуються у випускний колектор великого об'єму, а звідти практично при постійному тиску - в газову турбіну. При цьому ГТУ використовується як для забезпечення наддування ДВЗ, так і для здійснення додаткової роботи.

При випуску в колектор газу розширюються без теплообміну, але при цьому не виконують роботу, тобто має місце необоротне адиабатне дроселювання. Цей процес зазвичай замінюють двома оборотними процесами: ізохорним відведенням теплоти від газу (5-1) після його розширення в циліндрах ДВЗ і ізобарним підведенням тієї ж кількості теплоти до газу (1 - III) перед його ізентропним розширенням в турбіні [1, 2].

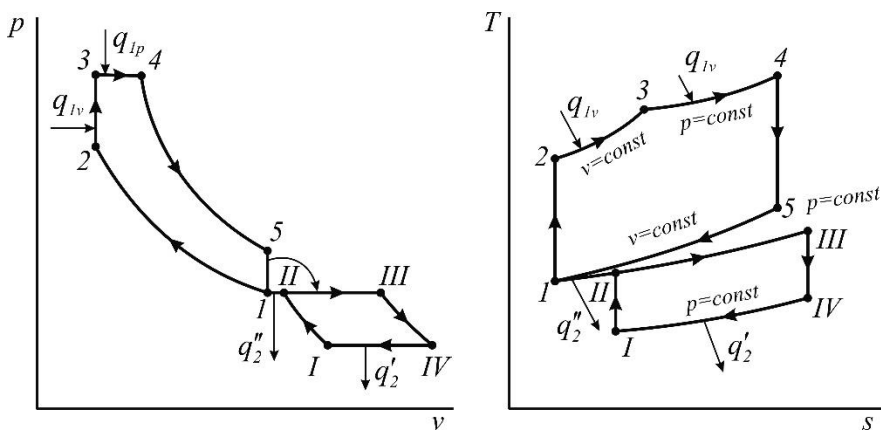


Рис. 1. Цикл комбінованого двигуна

Таким чином, даний цикл складається з циклів поршневого ДВЗ **1-2-3-4-5-1** і газотурбінної установки **I - II - III - IV - I**. Цикл ДВЗ включає ізоентропне стискування **1-2**, ізохорний **2-3** і ізобарний **3-4** підвід теплоти до робочого тіла, ізоентропне розширення **4-5** і ізохорне відведення теплоти **5-1** від газу після його розширення. Цикл ГТН включає ізоентропне стискування повітря **I - II** в компресорі, ізобарний процес відведення теплоти **II - 1** від цього повітря в охолоджувачі, ізобарний процес підведення теплоти **1 - III** до газу перед турбіною, ізоентропне розширення газу **III - IV** в турбіні і ізобарний процес відведення теплоти **IV - I** від газу в доквілля. Як зазначено вище, теплота відводиться також в процесі **II - 1** від стислого компресором повітря перед його потраплянням в ДВЗ.

Формула для розрахунку термічного ККД комбінованого двигуна отримана в роботі [2] і має вигляд

$$\eta_t = 1 - \frac{\lambda \cdot \rho^k - 1 + k \cdot (\varepsilon_\kappa^{k-1} - 1) \cdot \left(\frac{T_I}{T_1} - \frac{T_{IV}}{T_1} \right)}{\varepsilon_\kappa^{k-1} \cdot [\lambda - 1 + k \cdot \lambda \cdot (\rho - 1)]}, \quad (1)$$

де $\varepsilon_\kappa = \frac{v_I}{v_{II}}$ - ступінь стиску повітря в компресорі ;

λ - ступінь підвищення тиску;

ρ - ступінь попереднього розширення;

k - показник адіабати.

З виразу (1) за умови $\varepsilon_\kappa = 1$ виходить відома формула для термічного ККД циклу ДВЗ зі змішаним підведенням теплоти. У циклі дизеля з газотурбінним наддуванням, ГТН не здійснює додаткової роботи, але $\varepsilon_\kappa > 1$. В цьому випадку вираз (1) також набирає вигляду формули для ККД циклу ДВЗ, оскільки для циклу з наддуванням ізоентропи **I - II** і **IV - III** співпадають і $T_1 = T_{IV}$. Тому друга дужка в чисельнику виразу (1) перетворюється на нуль.

Представляє інтерес зміна циклу комбінованого двигуна шляхом заміни умовних оборотних процесів ізохорного відведення теплоти **5-1** і ізорбарного підведення теплоти **1 - III** реальним процесом адиабатного дроселювання **5 - III**. Цикл комбінованого двигуна після такої заміни представлений на рис. 2.

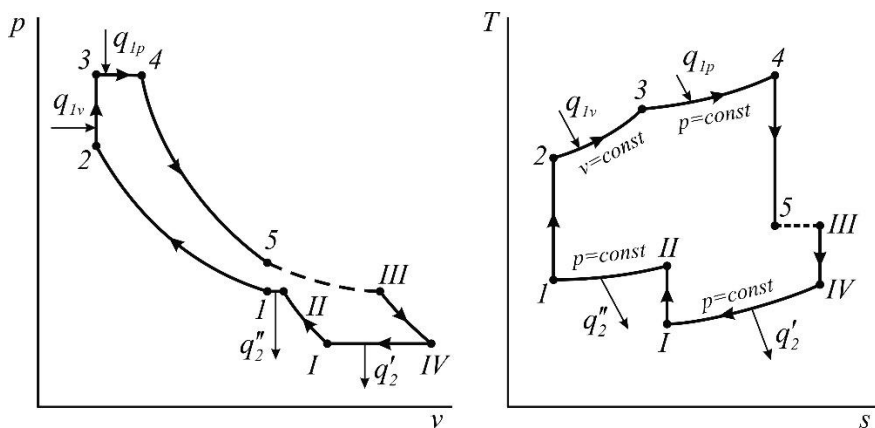


Рис. 2. Цикл комбінованого двигуна з процесом дроселювання **5 - III**

Як відомо, процес дроселювання протікає при постійному значенні ентальпії. У ідеального газу ентальпія залежить тільки від температури, тому процес дроселювання **5 - III** протікає при постійній температурі. На рис. 2 процес **III - IV** означає адиабатне розширення газу в турбіні, а ізорбарний процес відведення теплоти **IV - I** відповідає випуску газів, що відпрацювали в турбіні, в атмосферу.

При виведенні виразу для ККД циклу, представленого на рис. 2, слід враховувати, що для цього циклу кількості підведеної і відведеної теплоти відповідно дорівнюють

$$q_1 = c_{v\infty} \cdot (T_3 - T_2) + c_{p0} \cdot (T_4 - T_3) = c_{v\infty} \cdot T_1 \cdot \varepsilon^{k-1} \cdot [\lambda - 1 + k \cdot \lambda \cdot (\rho - 1)]. \quad (2)$$

$$q_2 = c_p \cdot (T_{IV} - T_I + T_{II} - T_1). \quad (3)$$

Рівняння (3) можна представити у вигляді (4)

$$\begin{aligned} q_2 &= c_{p0} \cdot (T_{IV} - T_{III} + T_{II} - T_I + T_{III} - T_1) = \\ &= c_v \cdot (\lambda \cdot \rho^k - 1) + k \cdot c_v \cdot \left[T \cdot \left(\frac{T}{T} \right) - 1 + T_{IV} \cdot \left(1 - \frac{T_{III}}{T_{IV}} \right) \right] = \\ &= c_v \cdot T \cdot (\lambda \cdot \rho^k - 1) + k \cdot c_v \cdot (\varepsilon_k^{k-1} - 1) \cdot (T - T). \end{aligned} \quad (4)$$

При цьому перетворенні враховувалося, що значення температури газів, що відпрацювали в ДВЗ T_5 і поступають в турбіну T_{III} , однакові

$$c_{p0} \cdot (T_{III} - T_1) = k \cdot c_{v\infty} \cdot (T_5 - T_1) = k \cdot c_{v\infty} \cdot T_1 \cdot (\lambda \cdot \rho^k - 1). \quad (5)$$

Підставивши вирази (2) і (4) у формулу для розрахунку ККД

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} \quad (6)$$

і розділивши чисельник і знаменник на $k \cdot c_{v\infty}$, отримаємо формулу (1) для розрахунку термічного ККД комбінованого двигуна. Таким чином, урахування процесу дроселювання в циклі комбінованого двигуна не впливає на значення термічного ККД.

Відмічена обставина свідчить про те, що заміна безповоротного процесу дроселювання при виведенні виразу (1) для ККД двома оборотними процесами (ізохорним відведенням теплоти і ізобарним підведенням теплоти) є цілком коректною процедурою.

Необхідно підкреслити, що термічний ККД циклу комбінованого двигуна істотно вище ККД звичайного ДВЗ. Так, розрахунки показали [3], що для циклу ДВЗ при ступені підвищення тиску $\lambda = 1,4$, ступеня попереднього розширення $\rho = 1,2$ і початкових параметрах повітря $t_1 = 30$ °С, $p_1 = 0,101325$ МПа при зміні ступеня стиску ε від 12 до 18, термічний ККД змінюється від 60,9 % до 66,7 %. При включенні до складу установки газової турбіни, що використовує енергію газів, які відпрацювали в ДВЗ, термічний ККД установки складає 72,1 % при $\varepsilon = 12$ і 76,2 % при $\varepsilon = 18$, тобто зростає на 18 % і 14 % відповідно.

Висновки. Аналіз циклу комбінованого двигуна з урахуванням реального процесу дроселювання при випуску газів, що відпрацювали в ДВЗ показав, що це урахування не впливає на розрахунок

термічного ККД циклу. Тому заміна вказаного безповоротного процесу дроселювання при виведенні виразу для ККД двома оборотними процесами ізохорного відведення і ізобарного підведення теплоти цілком допустима.

Перелік використаних джерел

1. Черемісін В.І., Бабенчук М. С., Ігнатенко О.А. Термогідродинамічні процеси. Термодинаміка ідеального газу: навчальний посібник. Одеса: НУ «ОМА», 2019. 79 с.
2. Вассерман О.А., Слинько О.Г. Термодинамічні процеси та цикли в ідеальному газі. Одеса: Фенікс, 2013. 164 с.
3. Костенко Г.М. Технічна термодинаміка. Державне видавництво технічної літератури. Київ, 1958. 419 с.
4. Rehbichler G. The Bosch Electronic Diesel Control System for Medium and High Speed Engines. [Електронний ресурс]. / G. Rehbichler, C. Kendlbacher, M. Bernhaupt. Режим доступу: https://jxpt.whut.edu.cn/meol/common/script/preview/download_preview.jsp?fileid=518936&resid=64210&lid=5030&preview=preview
5. Mahp B. Future and Potential of Diesel Injection Systems [Електронний ресурс]./ В. Mahp. Режим доступу: https://link.springer.com/chapter/10.1007/978-3-662-10502-3_1

10.31653/smf49.2024.157-175

Lebediev B.¹, Uminsky S.², Korolkova M.², Melnyk O.¹¹National University "Odessa Maritime Academy²Odesa military academy

INCREASING THE DURABILITY OF PRECISION PAIRS USING NANOCOMPOSITE ELECTROLYTIC IRON PLATING TECHNOLOGIES

Problem statement

Ensuring the operability of precision pairs at certain repair and maintenance costs is possible only on the basis of implementing a set of organizational and technical measures, as well as good preparation of repair production and compliance with the technological process of repair, material and technical and labour resources. Records of operation largely depend on the quality of operation of this system, to increase which it is necessary to improve the repair technologies of hydraulic system units [1-3].

The durability of hydraulic systems is determined by the resource of the most complex and responsible units - hydraulic distributor, hydraulic pump, power cylinder.

Large material and technical and labor resources are spent on maintenance of hydraulic systems. The performance of the equipment largely depends on the quality of this system, to increase which it is necessary to improve the repair technologies of the hydraulic system units [2-4]. During operation, the precision pair, which is the main working connection of the hydraulic distributor, is most intensively worn out, since the size of the gap in this pair determines the normal operation of the entire hydraulic system. The main defect, limiting the normal operation of the hydraulic distributor, is the presence of leaks of the working fluid through the diametrical gaps between the cylindrical holes in the housing and the spool belts, which increase during operation due to wear [2-4]. In connection with the written above, it is necessary to study the material, heat treatment, operating conditions, the type and degree of wear of the spool pair during operation, as well as existing methods of its restoration.

Analysis of current research.

The main damage to the working surfaces of parts of the hydraulic systems of equipment occurs under the action of abrasive mass. At the same time, abrasive particles close in size to the gap in the connection

lead to local damage to the surfaces of micro-cut parts. Those particles, the size of which is significantly smaller than the radial gap of the connection, provoke the activation of hydroabrasive wear [3-5]. It is obvious that the working surfaces are prone to corrosion, and are also cut by a multitude of longitudinal grooves and scratches - traces of abrasive wear.



Fig. 1 Appearance of worn surfaces of hydraulic system parts

Due to the specific operating conditions of hydraulic equipment, increased requirements are imposed on dimensional stability, high wear resistance of working surfaces, strength and permissible thermal and assembly deformations of their parts. These requirements are achieved by various types of heat treatment: nitriding, cementation, artificial aging, cold treatment, surface hardening, etc. [3-5].

Nitriding is carried out to obtain high hardness and wear resistance of the surface layer of the part, increase the fatigue strength limit or corrosion resistance. The essence of the process is to saturate the steel with nitrogen, which at a temperature of 500 to 600°C is in an atomic state and forms chemical compounds with iron - nitrides, which give the nitrided steel hardness up to HV 698 [3-5]. During heat treatment at a temperature of 500 °C, nitrogen diffuses into the metal at a rate of 0.01 mm/h. With high requirements for the mechanical properties of the core, the part before nitriding is subjected to high tempering.

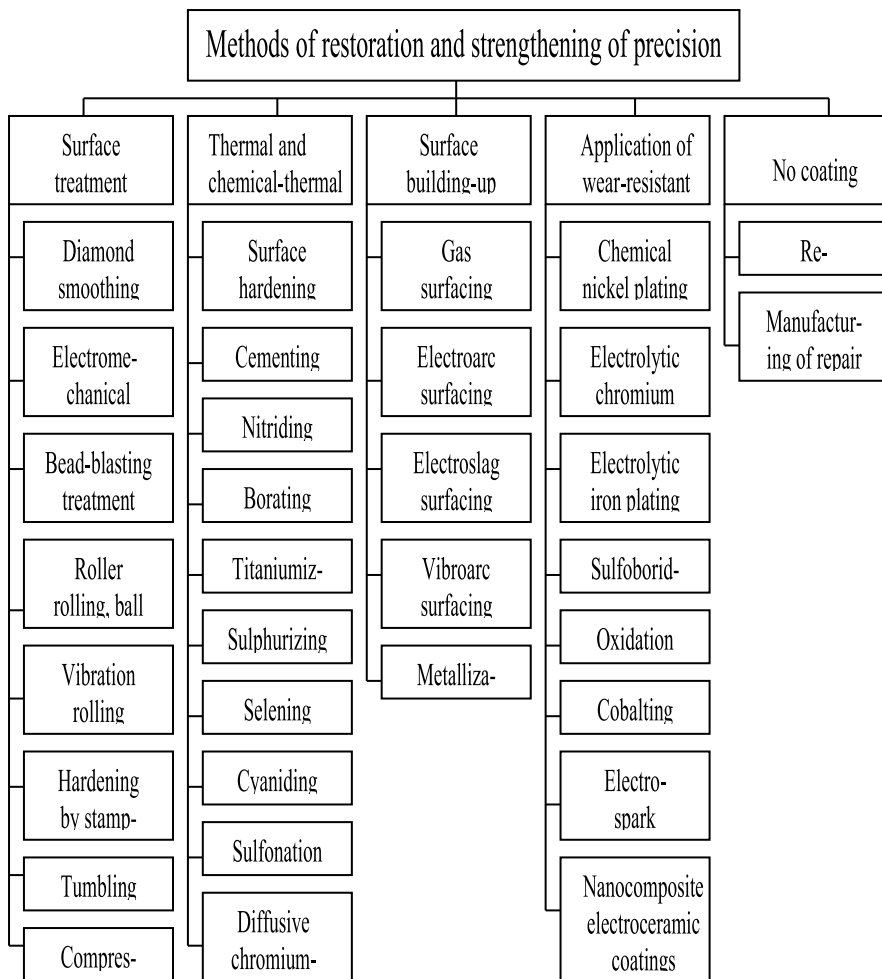


Fig. 2 Ways to increase the durability of precision pairs

Due to the high hardness of the nitrided layer and the presence of residual compressive stresses in it, the endurance limit of the part, especially those with stress concentrators, is significantly increased. Depending on the medium in which the process takes place, there are carburizing in a solid, liquid and gaseous carburizer. Carburizing in a solid carburizer is carried out by heating parts, most often packed in a mixture of activated charcoal in grains with a diameter of 3.5-10 mm. It

occurs at a temperature of 900-950°C. To accelerate carburizing, from 10 to 40% barium carbonate and sodium carbonate, or from 5 to 20% cobalt nitrite, are added to the mixture. The depth of the carburized layer depends on the duration of the process. Liquid carburizing is carried out in baths of molten sodium carbonate salts from 75 to 85%, table salt from 10 to 15% and silicon carbide (5-10%). The bath temperature is maintained at 860°C. The machined parts in steel baskets or ladles are immersed in the bath and kept in it for 3 hours. Depending on the duration of cementation, the diffusion depth can reach from 0.2 to 1.0 mm. Heat treatment after the cementation process is double hardening and tempering:

- microwave hardening at a temperature of 1040°C;
- tempering with microwave heating to 700°C.

Hydraulic systems are inevitably operated in conditions of increased dustiness of the ambient air. Solid particles of contamination, getting into the gaps of precision joints, cause wear of the mating parts, and also, due to the appearance of increased friction forces, jam the parts of the distribution and control equipment. Reliable operation of hydraulic systems largely depends on the quality of the working fluid.

The main defects of the spool pair are dimensional wear and distortion of the geometric shape: for the body - ovality, taper and barrel shape, and for the spools - taper and saddle shape.

The working belts of the spool holes in the bodies wear out (Fig. 3).

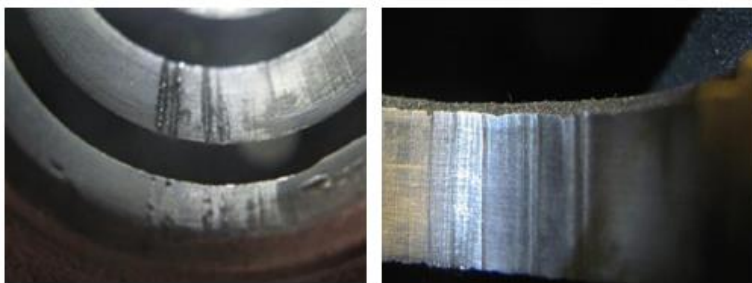


Fig. 3. Worn surface of the working belts of the holes of the hydraulic distributor housing

The maximum wear value of the holes in the housing for the spool usually reaches 0.09 mm, but there are scratches and marks on their surface with a depth of up to 0.12 mm. The spools wear out on the surfaces of the working belts (Fig. 1.3) connected to the housing holes. Shiny and matte zones of the belts are observed on the worn surfaces.

Scratches also appear along all belts, traces of surface seizure. The average value of spool wear is 0.014 mm, the maximum is 0.08 mm.

With slight wear of the holes for the spools of the housings (less than 0.01 mm), they are divided into size groups and restored by completing them with subsequent finishing together with the spool.

In case of significant wear of the housing spool holes (more than 0.01 mm), their geometric shape is restored by boring, reaming with subsequent finishing or diamond honing. Finishing of the housing holes is performed by manual lapping or on vertical finishing machines with fixing the lapping in the chuck. First, lapping is carried out with a 30-micron paste. For finishing, a 7-micron paste is used.

Measure the diameters of the restored holes with a pneumatic length gauge or an indicator inside gauge and divide the housing spool holes into 18 size groups in increments of 0.004 mm. Distortion of the geometric shape should not exceed 0.004 mm.

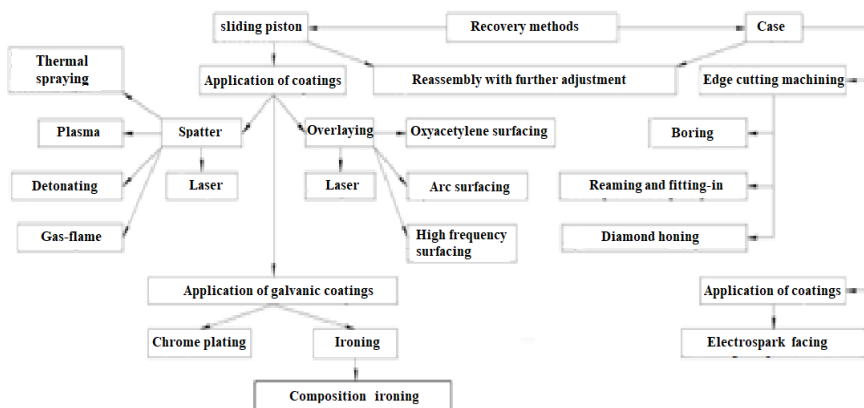


Fig. 4. Analysis of methods for restoring the working surface of the spool pair and hydraulic distributor

Recently, the method of restoring and strengthening parts with composite electrolytic coatings (CEC) based on iron has become quite widespread. Unlike classical electrolytic iron plating, this method involves introducing dispersed particles into the iron plating electrolyte. When modifying classical iron plating with dispersed materials, the physical and mechanical properties of the resulting coatings are improved and, most importantly, their microhardness, wear resistance, antifriction characteristics, thermal and corrosion resistance increase several times. Thus, we can conclude that the most preferable methods for restoring the

spool pair are: for restoring the housing holes for the spools - diamond honing; for restoring and strengthening the spool belts - applying a composite electrolytic coating based on iron.

The purpose of the work is to substantiate the technologies for increasing the service life of precision machine parts using nanomaterials during electrolytic iron restoration.

Material and research methods

In recent years, methods of spraying powder and metal onto the restored surface have become quite widespread. In this case, the deposited layer exhibits special properties. The most promising methods include electric arc, plasma, gas powder and detonation spraying. Electric arc spraying does not require the use of complex technological equipment. The required chemical composition of the layer can be ensured by selecting special wires. At a current strength of 750 A, a steel coating is formed at a speed of 36 kg / h, which makes this method quite productive. The disadvantages of this method include overheating and oxidation of the sprayed material at low feed speeds of the spraying wire, poor adhesion of the deposited layer, high porosity of the coating, etc. In this case, the burnout of alloying elements occurs due to the release of a large amount of heat during the arc burning process. This method can be effective for large areas to be coated on massive parts. Plasma spraying, in comparison with electric arc spraying, has advantages. Strong noise, reaching 140 dB, during spraying requires the location of guns in a chamber with double walls, while observation is carried out through a viewing window. This method is low-performance and, in terms of ergonomics, is practically not used in repair production [4-6]. Electrolytic coating on worn spool rings is applied in two ways: by iron plating and chrome plating. The electrochemical equivalent of iron is 1.042 g / l-h, and chromium is 0.324 g / l-h, the current output when applying an iron-based coating is up to 5 times higher than when chrome plating, therefore a more productive and economical method of iron plating is more preferable. When ferrous plating, it is possible to obtain a coating layer thickness of 0.1 to 1.5 mm with an initial hardness of HV 406–495 units. Recently, the most widespread method has been the method of ferrous plating in hot chloride electrolytes, the temperature of which reaches 70...90 ° C. The process of restoring worn parts by ferrous plating has certain disadvantages that limit its application. These include low microhardness, insufficient wear resistance of the resulting coatings, which leads to a decrease in the resource of the restored connection. The method of restoring by chromium

plating, unlike ferrous plating, allows you to obtain coatings that exceed the serial spool in many indicators, including wear resistance. For coating, electrolytes are used, the main component of which is chromic anhydride. Such coatings have the highest hardness - up to HV 1000. However, the use of this method is limited due to the fact that:

- the deposited layer of chromium coating contains tensile stresses, which, the greater its thickness, the more difficulties it causes in obtaining a high-quality coating layer with a thickness of more than 0.05 mm;
- parts restored with chromium coating have poor wear, which complicates the process of selective assembly with subsequent wear of the spool in the hydraulic distributor housing;
- the chrome plating process is expensive due to the high cost of chromic anhydride and the need to use additional treatment facilities that neutralize chromium-containing waste from galvanic production.

In the case of restoration of the spool pair of the hydraulic distributor, the thickness of the resulting coating is of particular importance due to significant wear of the spool and housing, reaching 0.2 mm. The chrome plating method cannot be used to solve the problem, since the thickness of the coating obtained with this method is limited to 0.05-0.06 mm. Recently, the method of restoring and strengthening parts with composite electrolytic coatings (CEC) based on iron has become quite widespread. Unlike classical electrolytic iron plating, this method involves introducing dispersed particles of iron into the electrolyte (Fig. 6). When modifying classical iron plating with dispersed materials, the physical and mechanical properties of the resulting coatings are improved and, most importantly, increase their microhardness, wear resistance, antifriction characteristics, thermal and corrosion resistance several times. The most appropriate for restoring the spool pair of a hydraulic distributor is: to restore the housing holes for the spools - diamond honing; to restore and strengthen the spool belts - applying a composite electrolytic coating based on iron.

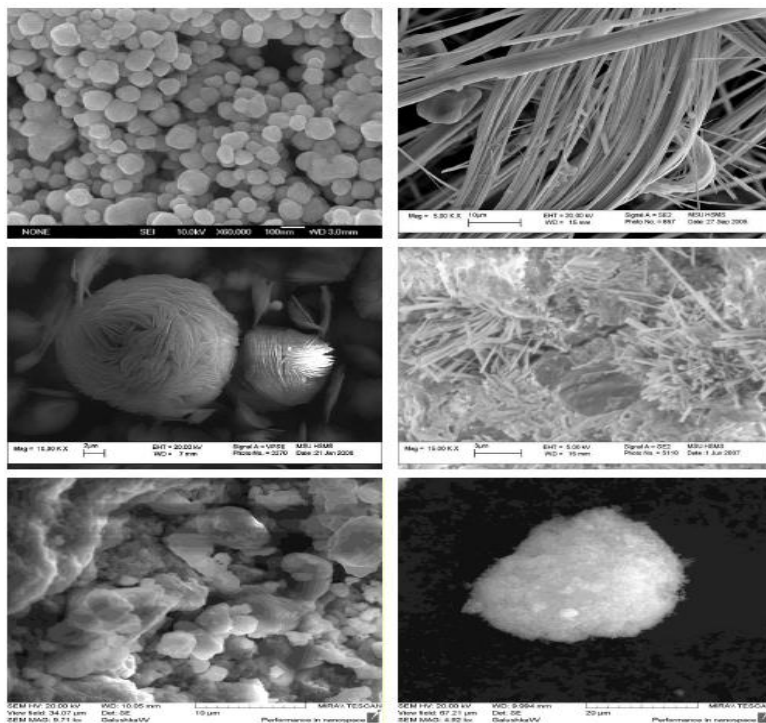


Fig. 5. Appearance of particles for modification of electrolytic coatings

Inclusion of dispersed particles in electrolytic coatings makes it possible to improve the mechanical and anti-corrosion properties of such coatings without changing the external shape of the products on which they are applied. CEC combine the properties of metals (electrical and thermal conductivity, plasticity, etc.) and non-metals (heat resistance, chemical resistance, high hardness, lubricating properties, etc.).

The advantages of such coatings:

- they are formed directly on the surface of the product and have a given size;
- the materials are obtained compact, practically without porosity;
- there is a possibility of regulating the physical and mechanical properties of the obtained coatings by the type and amount of addition of dispersed materials;
- economical electrolytic methods and techniques are used.

These very valuable properties of coatings create the prerequisites for their widespread use in various industries, including repair production. An

important advantage of CEC, in comparison with hard electrolytic coatings, is the preservation of their increased hardness values over time, while conventional coatings with initial high hardness lose hardness in the first days after receipt [4-6].

Table 1. - Dispersed materials affecting the properties of electrolytic coatings

Coating properties	Disperse materials
Hardness and wear resistance	Al_2O_3 , WC, AlN, ZrO_2 , TiC, SiC TiO_2 , ZrB_2 , CrB_2 ZrC, ThO_2 , TaC, HfC, WSi_2 , SiO_2
Wear resistance in dry friction and elevated temperatures	Al_2O_3 , TiB_2 , SiC, amorphous carbon
Heat resistance	Al_2O_3 , SiO_2 , TaSi_2 , B_4C , ZrO_2 , amorphous carbon
Corrosion resistance	AlN, ZrB_2 , Al_2O_3 , SiC, HfSi_2 , TaSi_2
Antifriction	WC, Mo S_2 , graphite
Thermal resistance	Oxides, carbides
Self-lubrication	Graphite . MoS_2 , WSi_2
Thermal conductivity	AlN, NbSi₂ , WSi_2
Erosion resistance	Carbides
Strength	Al_2O_3 , AlN

Presentation of the main material

Composite electrolytic coatings are metal matrices with a given distribution of various amplifiers in them, as which powders, fibers and materials with properties different from the matrix are used. Various combinations of matrix and dispersed phase materials allow obtaining hundreds of types of CEPs that combine the properties of electrolytically deposited metals (electrical and thermal conductivity, wear resistance, plasticity, etc.), as well as metals and non-metals (heat resistance, chemical resistance, hardness, etc.), which can be included in the coating when applying a polarizing current [5-7]. This significantly expands the capabilities of electroplating. The results of experimental studies have determined the use of CEPs in various areas, including in repair production. The introduction of boron carbide iron into the electrolyte contributed to a decrease in hydrogenation of the coating by 1.4-1.6 times,

and the introduction of molybdenum disulfide reduced this indicator by 1.2-2.4 times. It was established that the presence of inclusions in electrolytic iron coatings does not affect the fatigue strength of the iron samples. The wear resistance of composite iron coatings with inclusions is 1.5-2.0 times higher than the wear resistance of pure iron [5-7]. The hardness of the dispersed phase and its proportion in the electrolyte determine the change in the polarization of the cathode. Moving particles prevent the formation of dendrites, pitting and pores caused by the accumulation and growth of hydrogen bubbles. A number of researchers [5-7] note these patterns in the deposition of iron, as well as nickel and other metals. The presence of the dispersed phase in the electrolyte makes it a participant in the process of electrical crystallization. Being at a distance from the cathode comparable to the diameter of the particle, it screens part of its surface. The most likely location of the dispersed particle in the immediate vicinity of the cathode or its migration to the centers of crystallization on the cathode surface. Screening changes the conditions of the growing coating [5-7]. If a particle is in close proximity to the cathode for a long time, this leads to the formation of a certain depression on its surface (Fig. 7, a), into which it gradually sinks and is subsequently overgrown with a coating (Fig. 7, b). The possibility of direct contact of particles with the cathode in the process of electrical crystallization of the metal depends on most factors, such as the properties of the dispersed phase, its adhesion, as well as on the charges of the particles and the charge of the cathode. If the thickness of the adsorption layers of the dispersed particle and the cathode is less than a certain critical distance (one of the conditions for the formation of a composite coating), the possibility of direct contact of the dispersed phase with the cathode increases significantly. In this case, a liquid layer is formed that firmly holds the particles at the cathode surface. Their contact with the cathode also contributes to the formation of oxygen and hydroxide compounds of metals in the process of electrolysis. Such compounds are intermediate products of electrochemical reactions and mediators in the mechanism of transformation of a hydrated ion into an atom and an ion of the crystal lattice. Hydroxide compounds are hydrophilic, have a positive charge and well retain negatively charged dispersed particles at the cathode [6-8].

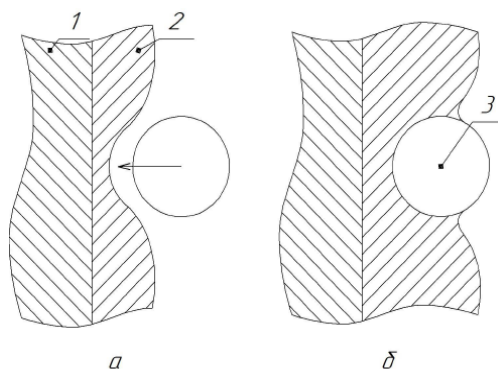


Fig. 6. Shielding by a nanoparticle of a coating: a - formation of a recess; b - overgrowth of a nanoparticle in a recess; 1 - detail; 2 - coating; 3 - nanoparticle

The positive effect of intermediate products of the electrochemical reaction is enhanced if the cathode charge is negative in the region of electrode potentials corresponding to the working density of the cathode current. Particles of the dispersed phase are well overgrown with a coating upon adhesion to the cathode. Conductive particles are able to overgrow both from the base and from the top, thereby increasing the roughness of the cathode surface. Non-conductive particles overgrow from the base; the coatings are obtained without porosity, dense, usually without pitting and dendrites, slightly affecting the roughness of the coating (Fig. 8).

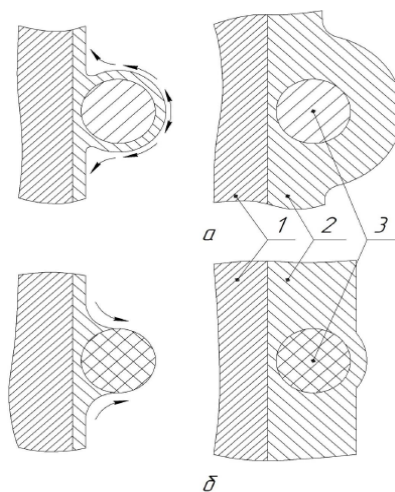


Fig.7. Scheme of overgrowth of nanosized particles: a - conductive; b - dielectric; 1 - part, 2 - coating, 3 - nanosized particles

Thus, for the formation of CEC, direct contact of the particle with the cathode is desirable. However, the appearance of CEC is quite possible in the presence of a liquid layer with a thickness of less than some critical distance. In this case, non-conductive particles are the most preferable, since they practically do not change the roughness of the resulting coatings. Dispersed particles included in the coating change the structure and physical and mechanical properties of the coating [6-8]. The kinetic stability of electrolytes depends on many factors, such as density and temperature, size and properties of the dispersed phase, its concentration [6-8]. To obtain CEC from suspensions with particle sizes of 0.01-0.02 mm, constant directional movement of particles to the cathode is necessary. However, if the particle size in the suspension is up to 0.001 mm, it is sufficient to pre-mix the suspension before depositing the coating. Particles with sizes larger than 10⁻⁴ mm are more difficult to introduce into the coating, they precipitate more easily, and therefore their formulation concentration is always higher than the active one, while the best sizes of the dispersed phase to maintain the kinetic stability of the suspensions and effective inclusion in the deposited coatings should be in the nanometer range and be from 10⁻⁵ to 10⁻⁴ mm. Coatings obtained with particles in the nanometer range have been little studied and are of great scientific and practical interest. In this regard, the study of the influence of nanosized particles on electrolytic coatings is an urgent task. The results of microhardness measurements are presented in Fig. 8. As can be seen from the data presented, the coatings deposited from electrolytic ferric iron with a concentration of nanosized aluminum nitride particles of 3 g/l have the highest microhardness of 682HV. The high microhardness of electrolytic coatings with the inclusion of aluminum nitride particles, compared to other nanosized particles, is most likely explained not only by their high hardness, but also by the chemical properties of nitrides. When interacting with acids present in the electroplating electrolyte, they release nitrogen, the introduction of which into the electrolytic coating further improves its physical and mechanical properties.

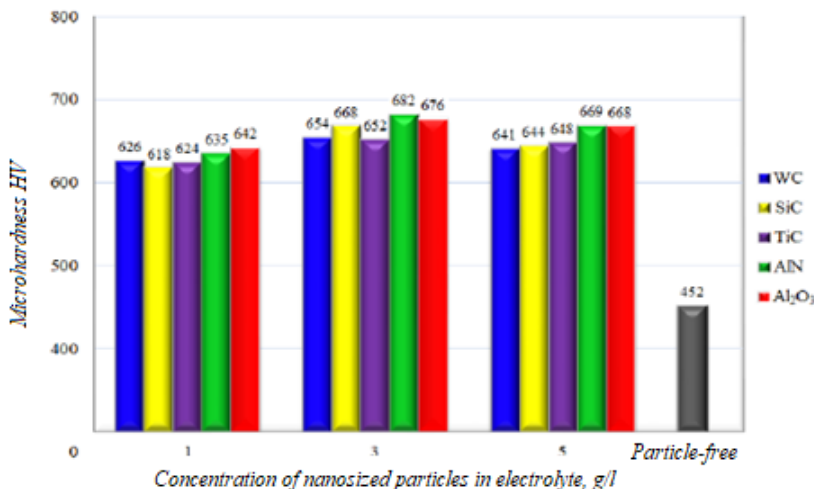


Fig. 8. Histogram of microhardness of NCEP depending on the type and concentration of nanosized particles in the electrolyte

As a result of the study of the microhardness of coatings, the most promising materials and their concentration were determined, which allowed to achieve the highest microhardness of the coating in comparison with other considered materials, in connection with which all subsequent experiments were carried out only with nanodispersed aluminum nitride powder [6-8].

The tests were carried out on samples without coating (material of the serial spool), with classical electrolytic coating (recovery using existing technology) and NCEC based on iron (recovery and strengthening using the proposed technology).

Fig. 9 shows that the minimum total wear by mass is observed in the friction pair, on the rollers of which an iron-based NCEC is applied, both during tests in a clean lubricating medium and during tests in a contaminated lubricating medium. During tests in a clean lubricating medium, the total wear by mass of the friction pair, on the rollers of which the studied coating is applied, was 0.0436 g, which is 1.7 times less than that of the friction pair, on the rollers of which a classic iron coating is applied, and 1.3 times less than that of the friction pair made of 15X steel without coating. In a contaminated lubricating medium, the total wear by weight of the friction pair, on the rollers of which an iron-based NKEP was applied, was 0.0621 g, which is 1.6 times less than that of the friction

pair, on the rollers of which a classic coating was applied, and 1.35 times less than that of the friction pair made of 15X steel without coating. During accelerated comparative tribological tests, a change in the friction torque was also recorded.

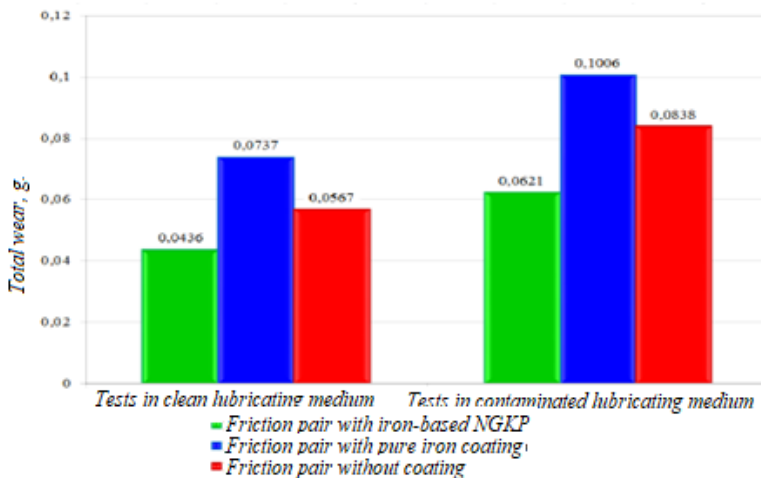


Fig. 9. Total wear by mass of friction pairs after accelerated comparative tribological tests

Thus, in samples with iron-based NKEP in a clean lubricating medium, the friction torque by the end of the tests reached a value of 4.4 Nm, which is 2% lower than that of samples made of 15X steel without coating. In a contaminated lubricating medium, the friction moment of samples with iron-based NCEP was 5.1 Nm, which is 4% less than that of samples with a classic coating and 2% less than that of samples made of 15X steel without a coating. From the above, it follows that iron-based NCEC has increased wear resistance compared to classic iron coating and 15X steel [6-8]. In addition to the general requirements for spool pairs, it is necessary to take into account the requirements imposed when applying electrolytic coatings to the spool, namely:

- mechanical processing of spools must exclude overheating, as well as the illumination of grooves and furrows on their belts;

- spool surfaces must not have deep scratches, scratches and traces of corrosion;

- technological openings before galvanic operations must be tightly closed to prevent the ingress of aggressive liquids inside the spool. All materials used in the application of iron-based NCEC must comply with

the declared purity and standards established for them. To increase productivity and safety, all restored and strengthening spools are suspended on special suspensions, to which the following requirements are imposed:

- suspensions are made of materials with high electrical conductivity;
- all sections of the suspension must be isolated from contact with electrolytes and solutions;
- the design of the suspensions must provide reliable fastening of parts and ensure the supply of electric current to them.

The ratio of the surface area of a single-use coating to the volume of electrolyte must be more than 1. The thickness of the coating must be within the tolerance for further mechanical processing. Poor-quality coatings are removed by grinding until the coating is completely removed on centerless grinding machines. The scheme of the technological process of restoring spool pairs using iron-based NCEC is presented in Fig. 10. In accordance with it, we will consider the technology of restoration and strengthening, the procedure for carrying out individual operations, and recommendations for their implementation.

When restoring spool pairs of hydraulic distributors, they are depersonalized, defecated and divided into groups according to the amount of wear. The belts in the housing holes are honed to remove traces of wear on a 3K833 vertical honing machine using an ASP-60/40 bar for rough honing and an ASM 20/14 bar for fine honing. Worn spool belts are processed on a centerless grinding machine S250 to remove traces of wear using an ASM 7/5 diamond wheel at the following modes: feed wheel rotation speed - 30 rpm, diamond wheel rotation speed - 1400 rpm. After processing the valve bands, iron-based NCEP is grown in a composite electrolytic coating system.

After washing in hot and cold running water, the spools are subjected to pickling in an electrolyte of 30% sulfuric acid to remove oxide films and more thorough degreasing of the surfaces. Processing modes: cathode current density - 20A/dm^2 , electrolyte temperature 25°C , operation time 2-3min. After washing in hot and cold running water, NCEP is applied from an electrolyte of the following composition: ferric chloride 200 - 300g/l; hydrochloric acid 1-1.5g/l; manganese chloride 5-10g/l, nano-sized particles of aluminum nitride - 3.1g/l. Electrolysis modes: cathode current density - 21A/dm^2 , electrolyte temperature 70°C , operation time - up to the required size of the applied layer. The rate of coating deposition is $100\text{-}150\mu\text{m/h}$. After coating, the spools are washed sequentially in hot and

cold running water and passivated in a 10% sodium hydroxide solution for 10 minutes.

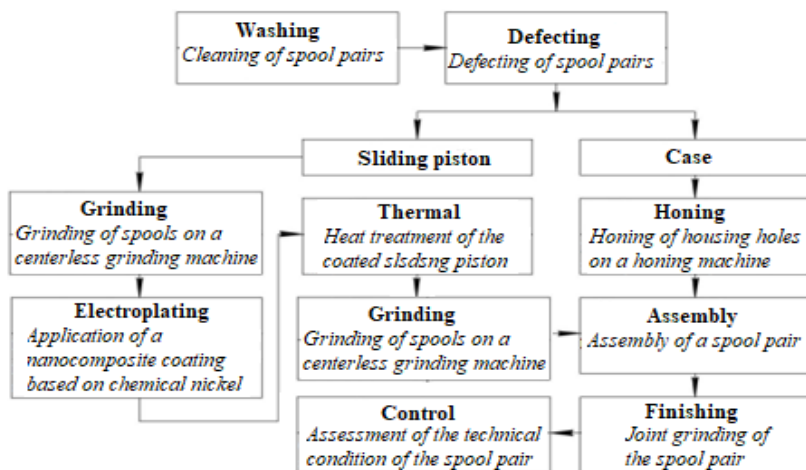


Fig. 10. Schematic of the technological process for restoring spool pairs of a hydraulic distributor



Fig. 11. Installation for applying composite electrolytic coatings

In the process of assembling hydraulic distributors, the depersonalization of the attached spool pairs is not allowed [6-8]. The operability of the hydraulic distributor was assessed by the amount of leakage in the spool pair. A hydraulic distributor is considered operable if the leakage does not exceed $40 \text{ cm}^3/\text{min}$.

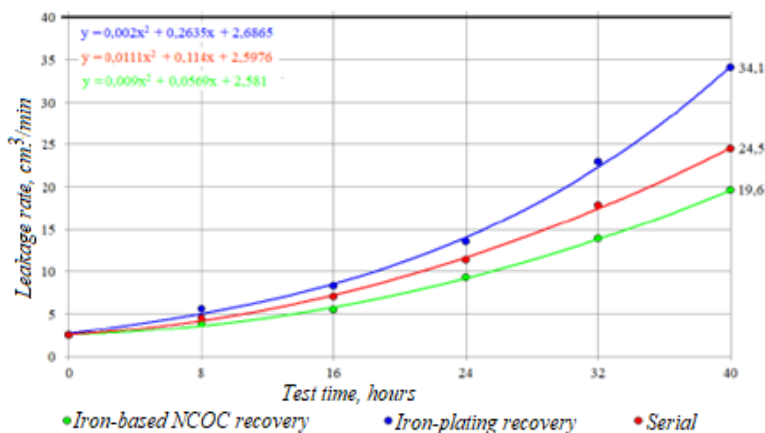


Fig. 12. Results of bench tests of hydraulic distributors

After bench tests, it was found that all hydraulic distributors did not reach the limit state. The leakage rate in hydraulic distributors, the spool pairs of which were restored using iron-based NKEP, was 19.6 cm³/min, which is 1.75 times less than in hydraulic distributors, the spool pairs of which were restored using existing technology, and 1.25 times less than in serial hydraulic distributors.

Conclusions

Precision pairs wear out most intensively during operation, the deterioration of which technical condition leads to disruption of the normal operation of the entire hydraulic system and an increase in the cost of the work performed. The analysis of restoration technologies showed that for the hydraulic distributor housing the most promising method of restoring worn belts is diamond honing, and for the spool - applying a nanocomposite electrolytic coating based on iron.

The modes and concentration of nanosized aluminum nitride powder for applying a nanocomposite electrolytic coating based on iron have been established, which allow obtaining a coating with a microhardness of up to 717 HV units, which is 1.6 times higher than that of a coating without the inclusion of nanosized particles.

Comparative tribological tests of friction pair samples showed that the total wear by mass of a friction pair with a nanocomposite electrolytic coating is 1.6-1.7 times less than that of a friction pair with a classic electrolytic coating, and 1.3-1.4 times less than that of a friction pair without a coating. Based on the results of theoretical research, a

technological process for restoring precision pairs using a nanocomposite electrolytic coating based on iron has been developed.

References

1. Antropov L. I., Lebedinsky Yu. N. Composite electrochemical coatings. Kyiv: Technika, 1989. 200 p.
2. Lebedinsky Yu. N. Combined electrolytic coatings. Kyiv: Technika, 1980. 174 p.
3. Bocharov A.P., Serovarov V.A., Kyrievsky V.A. and others. Strengthening of parts // Mechanization and electrification of agriculture. 2009. №. 3. P. 47-49.
4. Kovalenko V.S. Electrophysical and electrochemical methods of material processing: A textbook for students of mechanical engineering specialties of universities. Publishing association "Higher School", 2005. 236 p.
5. Guryanov G. V. Electrodeposition of wear-resistant compositions. Chisinau: Shtiintsa, 1985. 238p.
6. Kravchuk V. S., Yusef A. A., Kravchuk A. V. Resistance to deformation and destruction of surface-strengthened machine parts and structural elements. Odesa: Astroprint, 2000. 160p.
7. Ivanov V. P., Ivashko V. S., Kostyantynov V. M. et al. Restoration and strengthening of parts: Handbook. Kyiv.: Science and Technology, 2013. 368 p.
8. Bely A.V. Karpenko G.D., Myshkin K.M. Structure and methods of forming wear-resistant surface layers. Kyiv: Technika, 2001. 257 p.
9. Karpinos D.M. Composite materials. Handbook / Edited by D.M. Karpinos. Kyiv: Naukova Dumka, 2015. 592 p.
10. Tkachev V.M. Performance of machine parts under abrasive wear conditions. Kyiv: Technika, 2005. 336 p.
11. Kostetsky B.I., Nosovsky I.G., Karaulov A.K. and others. Surface strength of materials during friction. Kyiv: Technika, 2006. 296 p.
12. Uminsky S.M., Lebedev B.V., Dudarev I.I., Korolkova M.V., Dmitrieva S.Yu. Restoration of parts by electromechanical processing Publishing and printing house "TES", ISBN 978-617-8039-13-4, 2024. 182 p.
13. Panteleenko F.I., Lyalyakin V.P., Ivanov V.P., Konstantinov V.M., Ed. Ivanov V.P. Restoration of machine parts: Handbook. Kyiv: Technika, 2003. 672 p.

14. Tushinsky L.I., Bataev A.A., Tikhomirova L.B. Structure and structural strength of steel. Kyiv: Science and Technology, 2003. 280p.

10.31653/smf49.2024.176-186

Miyusov M.V., Nikolskyi V.V., Levinskyi M.V.,
Levinskyi V.M., Saharov A.A.

National University «Odessa Maritime Academy»

DEVELOPMENT OF A COMPREHENSIVE MODEL FOR ASSESSING GREENHOUSE GAS EMISSIONS FOR VARIOUS FUEL TYPES IN MARITIME TRANSPORT

Introduction

The maritime industry is the backbone of global trade, responsible for transporting approximately 80% of the world's goods by volume. Despite its efficiency in moving large quantities of cargo, the industry is a significant source of greenhouse gas (GHG) emissions, accounting for about 2.5% of global CO₂ emissions as reported by the International Maritime Organization (IMO) [1]. The combustion of fossil fuels in marine engines releases substantial amounts of carbon dioxide (CO₂) and nitrogen oxides (NO_x), contributing to climate change and air pollution [2].

Need for Alternative Fuels

Growing environmental concerns and stringent international regulations, such as the IMO's strategy to reduce GHG emissions from ships by at least 50% by 2050 compared to 2008 levels, have spurred interest in alternative fuels. Fuels like liquefied natural gas (LNG), hydrogen, methanol, and ammonia are being explored for their potential to reduce emissions compared to traditional marine diesel oil [3]. These fuels offer varying degrees of emission reductions and present unique challenges and opportunities for the maritime industry [4].

Objectives

The primary objective of this study is to develop a comprehensive model that assesses the GHG emissions associated with different fuel types used in maritime transport. The model aims to:

- Quantify CO₂ and NO_x emissions for various fuels under realistic operational conditions.
- Incorporate uncertainties in fuel consumption and emission factors using the Monte Carlo simulation method.
- Provide a comparative analysis of the environmental impacts of different fuels.
- Serve as a decision-making tool for stakeholders in the maritime industry to select optimal fuels for reducing GHG emissions.

Literature Review

Emission factors represent the average emissions associated with the consumption of a specific amount of fuel. They are essential for estimating total emissions from maritime activities. Studies have established emission factors for various marine fuels, indicating that alternative fuels can offer significant reductions in GHG emissions [5]. However, many of these studies provide deterministic values, not accounting for the variability in operational conditions that affect actual emissions.

Alternative fuels have been the subject of extensive research due to their potential to reduce GHG emissions:

- **Liquefied Natural Gas (LNG):** Offers lower CO₂ emissions compared to diesel and reduces NO_x emissions due to cleaner combustion [6].
- **Hydrogen:** Produces zero CO₂ emissions during combustion, presenting a promising zero-carbon fuel option [7].
- **Methanol:** Can be produced from renewable sources and offers reductions in CO₂ emissions, but may increase NO_x emissions [8].
- **Ammonia:** Like hydrogen, ammonia combustion does not produce CO₂, but challenges include toxicity and NO_x emissions that require control technologies [9].

Monte Carlo Simulation in Emission Modeling

Monte Carlo simulation is a statistical technique that allows for the modeling of uncertainties by running multiple simulations with random variables. In environmental studies, it is used to account for the variability in factors such as fuel consumption rates, emission factors, and operational conditions [10]. This method provides a probabilistic understanding of emissions, which is more informative for decision-making compared to deterministic models.

Methodology

Overview of the Model

The developed model serves as a robust tool for comparing the environmental efficiency of different fuels used in maritime transport. It quantifies the emissions of CO₂ and NO_x resulting from the consumption of diesel, LNG, hydrogen, methanol, and ammonia, considering the uncertainties inherent in maritime operations.

Steps of the Model

1. Definition of Fuel Parameters

For each fuel type, the model defines essential parameters:

Emission Factors: average emissions of CO₂ and NO_x per unit of fuel consumed (e.g., kilograms per kilogram).

Consumption Rates: average fuel consumption per nautical mile (e.g., tons per nautical mile).

These parameters are derived from reputable sources and industry data, ensuring that the model reflects realistic operational conditions [1, 3, 7, 8, 9].

- Diesel:

- Emission Factor CO₂: 3.17 kg CO₂ per kg of fuel
- Emission Factor NO_x: 0.02 kg NO_x per kg of fuel
- Consumption Rate: 0.18 tons per nautical mile

- LNG (Liquefied Natural Gas):

- Emission Factor CO₂: 2.75 kg CO₂ per kg of fuel
- Emission Factor NO_x: 0.015 kg NO_x per kg of fuel
- Consumption Rate: 0.15 tons per nautical mile

- Hydrogen:

- Emission Factor CO₂: 0 kg CO₂ per kg of fuel
- Emission Factor NO_x: 0 kg NO_x per kg of fuel (assuming fuel cells)
- Consumption Rate: 0.20 tons per nautical mile

- Methanol:

- Emission Factor CO₂: 1.37 kg CO₂ per kg of fuel
- Emission Factor NO_x: 0.02 kg NO_x per kg of fuel
- Consumption Rate: 0.22 tons per nautical mile

- Ammonia:

- Emission Factor CO₂: 0 kg CO₂ per kg of fuel
- Emission Factor NO_x: 0.01 kg NO_x per kg of fuel
- Consumption Rate: 0.25 tons per nautical mile

2. Incorporation of Uncertainty Using Monte Carlo Simulation

To capture the variability in real-world operations, the model employs the Monte Carlo simulation method. This involves:

Number of Simulations: The model runs 10,000 iterations for each fuel type to ensure statistical robustness.

Variables Considered:

Fuel Consumption Variability (CV): Accounts for changes in fuel consumption due to factors such as engine efficiency, vessel load, weather conditions, and maintenance status. A variability percentage (e.g., $\pm 5\%$) is applied to the average consumption rate.

Emission Factor Variability (EV): Considers fluctuations in emission factors due to differences in fuel quality, combustion efficiency, and en-

gine technology. A variability percentage (e.g., $\pm 10\%$) is applied to the average emission factors.

Simulation Process:

For each iteration:

Randomly generate a fuel consumption rate within the specified variability range using a normal distribution centered around the average consumption rate.

$$FCR_i = FCR_{mean} + \delta_{FCR} \times Z_{FCR,i}$$

Randomly generate emission factors for CO₂ and NO_x within their respective variability ranges.

$$EF_{CO_2,i} = EF_{CO_2,mean} + \delta_{EF_{CO_2}} \times Z_{EF_{CO_2},i}$$

$$EF_{NO_x,i} = EF_{NO_x,mean} + \delta_{EF_{NO_x}} \times Z_{EF_{NO_x},i}$$

$$\delta_{FCR} = FCR_{mean} \times CV$$

$$\delta_{EF_{CO_2}} = EF_{CO_2,mean} \times EV$$

$$\delta_{EF_{NO_x}} = EF_{NO_x,mean} \times EV$$

where FCR_{mean} , $EF_{CO_2,mean}$, $EF_{NO_x,mean}$ – average fuel consumption rate and emission factors;

CV – consumption variability percentage;

EV – emission variability percentage;

Z – values of standard normal random variables (mean 0, standard deviation 1). Z is generated using a random number generator that produces values following a standard normal distribution.

Calculate the emissions ($E_{CO_2,i}$, $E_{NO_x,i}$) for that iteration using the formulas:

$$E_{CO_2,i} = Distance \times FCR_i \times EF_{CO_2,i}$$

$$E_{NO_x,i} = Distance \times FCR_i \times EF_{NO_x,i}$$

Store the calculated emissions for statistical analysis.

3. Calculation of Mean Values and Confidence Intervals

After completing the simulations, the model performs statistical analysis to determine:

Mean Emissions: The average emissions of CO₂ and NO_x across all simulations for each fuel type.

$$\bar{E}_{CO_2} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N E_{CO_2,i}$$

$$\bar{E}_{NOx} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N E_{NOx,i}$$

95% Confidence Intervals: The range within which the true mean emissions are likely to fall with 95% confidence. This is calculated by:

- Sorting the emissions data.
- Determining the lower and upper bounds corresponding to the 2.5th and 97.5th percentiles.

4. Comparison with Baseline Diesel Scenario

Diesel fuel serves as the baseline for evaluating the environmental benefits of alternative fuels. The model calculates:

Baseline Emissions: The mean emissions of CO₂ and NO_x for diesel fuel.

Emission Reductions: The percentage reduction in emissions for each alternative fuel compared to diesel, calculated using:

$$ER(\%) = \left(\frac{BE - AFE}{BE} \right) \times 100$$

ER – emissions reduction, *BE* – baseline emissions, *AFE* – alternative fuel emissions.

This comparison highlights the effectiveness of each alternative fuel in reducing GHG emissions relative to the conventional diesel fuel.

5. Visualization of Results

To facilitate interpretation and comparison, the model visualizes the results using bar charts:

Mean Emissions: Each fuel type is represented by a bar indicating its mean emissions of CO₂ and NO_x.

Confidence Intervals: Error bars on each bar represent the 95% confidence intervals, illustrating the variability and uncertainty in emissions.

Emission Reductions: Percentage reductions are displayed alongside the charts to provide a quick reference for the environmental benefits of each fuel.

Implementation Details

Functionality of the Model

The model operates through a series of computational steps, designed to simulate real-world variability and provide statistically significant results.

Data Input and Initialization

User Inputs:

Distance: The voyage distance in nautical miles (e.g., 1,000 nautical miles).

Number of Simulations: The total iterations for the Monte Carlo simulation (e.g., 10,000).

Consumption Variability: The percentage variability in fuel consumption rates (e.g., $\pm 5\%$).

Emission Variability: The percentage variability in emission factors (e.g., $\pm 10\%$).

Fuel Selection: Users can select which fuels to include in the simulation from the available options.

Baseline Fuel: Diesel is typically used as the baseline for comparison. If diesel is not selected, the first fuel in the selection serves as the baseline.

Simulation Process

Random Sampling:

For each fuel type and each simulation iteration:

- Generate a random fuel consumption rate using a normal distribution centered on the average consumption rate, with the specified variability.
- Generate random emission factors for CO₂ and NO_x using normal distributions centered on their respective average emission factors, with the specified variability.

Emission Calculation:

Calculate the emissions for each iteration

Data Storage:

Store the calculated emissions for each iteration in arrays for further statistical analysis.

Statistical Analysis

Mean Emissions:

Calculate the mean emissions of CO₂ and NO_x for each fuel type by averaging the emissions across all simulations.

Confidence Intervals:

Sort the emissions data for each fuel type.

Determine the 2.5th and 97.5th percentiles to establish the 95% confidence intervals.

Emission Reductions:

Compare the mean emissions of alternative fuels with the baseline fuel to calculate the percentage reduction in emissions.

Results Presentation

Visualization:

Generate bar charts displaying the mean emissions and confidence intervals for CO₂ and NO_x for each fuel type.

Use consistent color schemes and labeling to enhance readability.

Results Interpretation:

Provide a summary of the findings, highlighting the fuels that offer the most significant reductions in emissions.

Discuss the trade-offs between different fuels, such as reductions in CO₂ versus potential increases in NO_x emissions.

Results

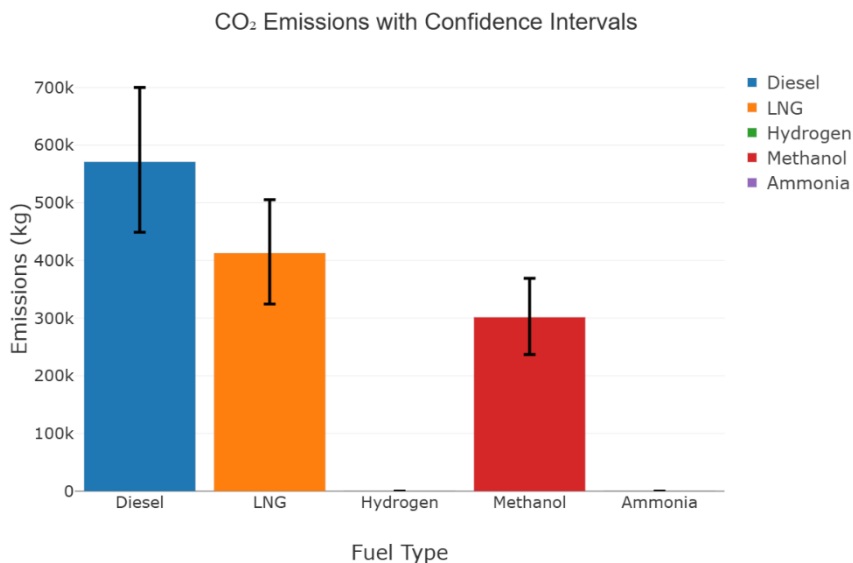
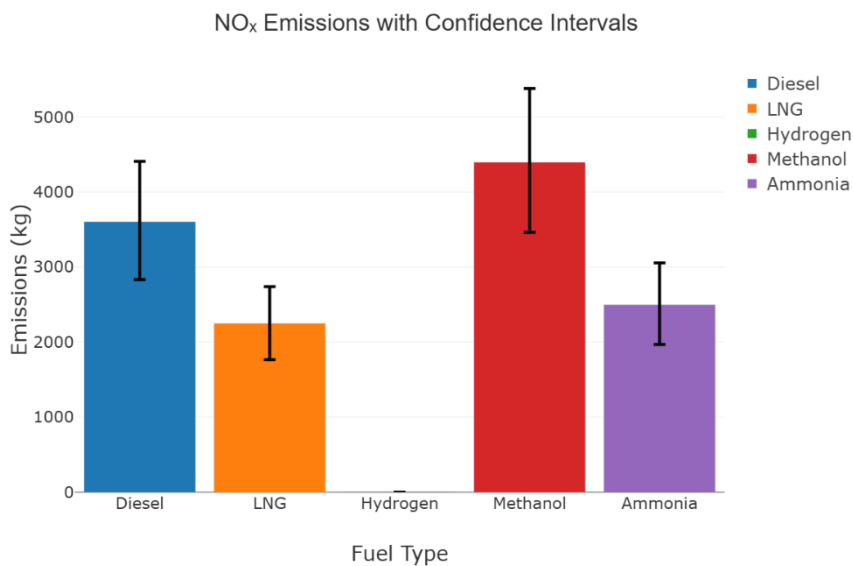
The model's simulations yield the following results (see fig. 1, fig. 2, table 1, table 2) for a voyage distance of 1,000 nautical miles, considering 10,000 simulations with specified variability in consumption and emission factors.

Table 1. CO₂ Emissions

Fuel	Mean CO ₂ Emissions (kg)	95% Confidence Interval (kg)	CO ₂ Reduction (%)
Diesel	570,600	445,514 - 695,686	0.00
LNG	412,500	322,146 - 502,854	27.72
Hydrogen	0	0 - 0	100.00
Methanol	301,400	235,336 - 367,464	47.17
Ammonia	0	0 - 0	100.00

Table 2. NO_x Emissions

Fuel	Mean NO _x Emissions (kg)	95% Confidence Interval (kg)
Diesel	3,600	2,812 - 4,388
LNG	2,250	1,756 - 2,744
Hydrogen	0	0 - 0
Methanol	4,400	3,435 - 5,365
Ammonia	2,500	1,951 - 3,049

Fig. 1. Mean CO₂ Emissions with 95% Confidence IntervalsFig. 2. Mean NO_x Emissions with 95% Confidence Intervals

Discussion

The model's simulations reveal significant differences in emissions among the various fuel types:

- **Hydrogen and Ammonia:** Both fuels result in zero CO₂ emissions during combustion, offering a 100% reduction compared to diesel. However, ammonia produces NO_x emissions (mean: 2,500 kg) that are lower than those of diesel (mean: 3,600 kg) but higher than LNG and hydrogen, which may necessitate additional emission control measures.
- **Methanol:** Provides a substantial reduction in CO₂ emissions (47.17%) compared to diesel but exhibits higher NO_x emissions (mean: 4,400 kg vs. diesel's 3,600 kg), which may necessitate additional emission control measures.
- **LNG:** Offers a moderate reduction in CO₂ emissions (27.72%) and lower NO_x emissions compared to diesel, making it a cleaner alternative within the fossil fuel category.
- **Diesel:** Serves as the baseline, highlighting the potential emission reductions achievable by switching to alternative fuels.

Implications for the Maritime Industry

The results have several important implications:

- **Adoption of Zero-Carbon Fuels:** Hydrogen and ammonia present significant opportunities for decarbonizing maritime transport. However, challenges such as fuel storage, handling safety, and the need for new infrastructure must be addressed.
- **Balancing NO_x Emissions:** While some alternative fuels reduce CO₂ emissions, they may increase NO_x emissions. Technologies like selective catalytic reduction (SCR) systems can mitigate NO_x emissions but add complexity and cost.
- **Incremental Improvements with LNG:** LNG offers a viable transition fuel, providing emissions benefits without requiring extensive modifications to existing infrastructure.
- **Limitations of the Model**
- **Data Accuracy:** The model relies on average emission factors and consumption rates, which may not capture the full range of operational variability.
- **Scope of Variables:** While the model includes variability in consumption and emission factors, it does not account for other influ-

ential factors such as engine age, maintenance practices, or specific vessel designs.

- **Assumption of Normal Distribution:** The use of normal distributions in the Monte Carlo simulations assumes that variations are symmetric around the mean, which may not reflect real-world skewness.

Recommendations for Future Research

- **Enhanced Data Collection:** Gathering more detailed and specific data on fuel properties and engine performance can improve the accuracy of the model.
- **Inclusion of Additional Emissions:** Incorporating other pollutants such as sulfur oxides (SO_x) and particulate matter (PM) can provide a more comprehensive environmental assessment.
- **Life-Cycle Analysis:** Extending the model to consider the full life-cycle emissions of fuels, including production, transportation, and disposal, would offer a holistic view of environmental impacts.

Conclusion

The comprehensive model developed in this study effectively assesses the GHG emissions associated with various fuel types used in maritime transport. By incorporating uncertainties through Monte Carlo simulations, the model provides realistic estimates of emissions under varying operational conditions.

Key Findings

- **Significant Emission Reductions:** Alternative fuels, particularly hydrogen and ammonia, can substantially reduce CO₂ emissions, potentially achieving zero emissions during combustion.
- **Trade-offs in Emissions:** While some fuels reduce CO₂ emissions, they may increase NO_x emissions, highlighting the need for balanced environmental strategies.
- **Decision-Making Tool:** The model serves as a valuable tool for stakeholders in the maritime industry to evaluate the environmental benefits of different fuels and make informed decisions.

Implications

- **Policy Development:** Regulators can use the model's findings to formulate policies and incentives that encourage the adoption of cleaner fuels.

- **Industry Adoption:** Maritime companies can leverage the model to assess the environmental and potential economic benefits of transitioning to alternative fuels.
- **Future Innovations:** The model can be adapted to evaluate emerging fuels and technologies, supporting ongoing efforts to decarbonize maritime transport.

References

1. International Maritime Organization (IMO). Fourth IMO GHG Study. London: IMO, 2020.
2. Sagin S. V., Kuropiatnyk O. A. Using exhaust gas bypass for achieving the environmental performance of marine diesel engines. *Austrian Journal of Technical and Natural Sciences*. 2021, № 7–8 (July–August). P. 36–43.
3. Smith T. W. P., Jalkanen J. P., Anderson B. A., Corbett J. J., Faber J., Hanayama S., et al. Third IMO GHG Study 2014. London: IMO, 2015.
4. Sagin S. V., Sagin S. S., Madei V. Analysis of methods of managing the environmental safety of the navigation passage of ships of maritime transport. *Technology Audit and Production Reserves*. 2023. № 4 (3(72)). P. 33–42.
5. Eide M. S., Longva T., Hoffmann P., Endresen Ø., Dalsøren S. B. Future cost scenarios for reduction of ship CO₂ emissions. *Maritime Policy & Management*. 2011. Vol. 38, № 1. P. 11–37.
6. Balcombe P., Anderson K., Speirs J., Brandon N., Hawkes A. The natural gas supply chain: The importance of methane and carbon dioxide emissions. *ACS Sustainable Chemistry & Engineering*. 2017. Vol. 5, № 1. P. 3–20.
7. International Energy Agency (IEA). The Future of Hydrogen. Paris: IEA, 2019.
8. Methanol Institute. Methanol as a Marine Fuel Report. Washington, D.C.: Methanol Institute, 2018.
9. Brown T., Caldwell M. Ammonia as a zero-carbon fuel: An assessment of potential scenarios. *Energy Research & Social Science*. 2020. Vol. 65. 101455.
10. Rubinstein R. Y., Kroese D. P. Simulation and the Monte Carlo Method. 3rd ed. Hoboken, New Jersey: John Wiley & Sons, 2016.

10.31653/smf49.2024.187-196

Zhuravlov Yu.I., Korh M.V., Obertiur K.L.

National University "Odessa Maritime Academy"

TECHNOLOGICAL CRITERIA FOR OPTIMAL OPERATION OF SHAFT-BEARING JOINTS OF SHIP TECHNICAL EQUIPMENT PARTS (STE)

Problem statement and its connection with important scientific or practical tasks

The functioning of the working units of the STE parts largely depends on the energy load of their contacting surfaces. And it, in turn, with long-term or cyclic loading of the working pair, significantly depends on the speed of its movement and mass.

If the energy load during operation reaches significant values, then a decrease in the braking torque of the sliding bearings is observed due to a drop in the dynamic coefficient of friction. This is primarily due to an increase in the temperature on the contacting elements' working surfaces. If the temperature of the friction surfaces exceeds the permissible value for the materials of the working pair, then there will be a decrease in braking efficiency. Then intensive wear of the working surfaces and their destruction occurs. At the same time, due to large temperature gradients, high temperature stress develop on the surface of the metal friction component, which contribute to the genesis and development of microcracks, which leads to its destruction.

Therefore, reducing wear resistance is a very relevant and important task. Parts of the STE wear out during its operation, as a result of which their sizes and shapes change. When a critical state of the parts occurs, then a failure occurs, and to restore their working capacity, repairs are necessary.

The need for repairs may also arise as a result of a sudden failure caused by the seizure of movable joints, jamming of the shutter, breakage of drive parts, equipment, and so on.

Wear resistance is a multifactorial parameter and its prediction based on standardly measured properties (hardness, mechanical properties) is often incorrect, since these characteristics are often not the determining and reliable criteria for wear resistance of the surfaces of STE parts. Evaluation of wear resistance of ship parts and units in production

conditions is extremely important, but is associated with certain difficulties. Therefore, in order to ensure high performance of rapidly wearing ship parts and tools, along with the development of materials and methods for their effective strengthening, it is important to create non-destructive methods for predicting wear resistance.

Most of the ship's structural elements operate under cyclic loading, which creates favorable conditions for the development of fatigue cracks [2].

Analysis of the results of destruction of STE parts using crankshafts as an example under operating conditions shows that the greatest number of them occur along the cheek with the initiation of a fatigue crack in the fillet of the mating joint of the crank pin and cheek in the plane of the crank [3]. The main cause of such failures is the high concentration of stress in the fillets [4].

Analysis of recent research and publications

A marine power plant (MPP) is a complex set of machines and mechanisms, which includes a large number of friction units. Up to 10% of all energy generated on board a vessel is spent on overcoming mechanical losses in friction units. About 30% of the financial costs of a MPP are spent on repair and maintenance of friction units.

Under boundary friction conditions, the main operating mode of most MPP friction units, the liquid crystal properties of boundary lubricating layers play an important role [1]. Individual qualitative and quantitative characteristics of these layers have direct application in engineering practice. Thus, the nature of the orientation of molecules in the boundary lubricating layer directly affects the tribological characteristics of friction units, namely, planar orientation of molecules helps to reduce friction losses, and homeotropic orientation helps to reduce wear of the friction unit. The degree of orientational ordering correlates with the friction coefficient and wear intensity, respectively. There are various methods for controlling the orientation of oil molecules in the boundary lubricant layer. Thus, in [5], in order to create a homeotropic structure, surfactants were introduced into the base lubricant in the form of an additive. This method is quite simple to implement. However, during long-term operation of the lubricant, the additive is knocked out by separation units and retained by filter elements.

At present, the behavior of metastable austenite alloyed with manganese, chromium, nickel, vanadium and characterized, as a rule, by

low stacking fault energy under conditions of abrasive, adhesive and fatigue wear has been considered in sufficient detail. At the same time, much less attention has been paid to the patterns of influence of technological criteria in order to ensure optimal performance of ship components.

In this paper, technological criteria for optimal operation of the shaft-sliding bearing couplings of STE components have been investigated.

The main research material

The development of technological criteria for optimizing the operation of "shaft-sliding bearing" joints was carried out on the basis of established functional relationships between the physical and mechanical properties of the processed materials of the cylindrical group and coatings with the main technological parameters.

The most effective of the general arsenal of methods for studying physical processes occurring in environments of inhomogeneous structure in environments with variable characteristics, as well as the formation of microcracks in structural materials that have various types of inhomogeneities of hereditary origin to the present day are methods using Cauchy integrals, boundary value problems of the theory of analytical functions, as well as the method of singular integral equations [6-8].

Let us consider some provisions necessary for modeling systems in inhomogeneous domain. The inner and outer regions, separated by a system of closed contours included in the contour L , will be denoted by S^+ and S^- , respectively. In this case, we assume that the external region S^- contains an infinitely distant point of the complex plane C . Let the function $f(t) \in H^\mu(L)$, where $H^\mu(L)$ — the set of functions that are Hölder continuous on the contour, i.e. those that satisfy the conditions [9, 10]:

$$|f(t_2) - f(t_1)| \leq A|t_2 - t_1|^\mu; \quad A > 0; \quad 0 < \mu < 1.$$

The constant A is called the Hölder constant here, and μ is the Hölder exponent. At the points $z \in L$ of the complex plane, there exists, in the sense of the principal value, an integral of the Cauchy type:

$$F(z) = \frac{1}{2\pi} \int_L \frac{f(\tau) d\tau}{\tau - z}, \quad z \notin L.$$

Moreover, at points $z \in L$ this integral exists in the usual sense, and on the contour L the following relation is valid [10]:

$$\frac{1}{2\pi i} \int_L \frac{f(\tau) d\tau}{\tau - t} = \frac{1}{2\pi i} \int_L \frac{f(\tau) - f(t)}{\tau - t} d\tau + \frac{1}{2} f(t),$$

in which the integral of the right-hand side absolutely converges. The properties of the Cauchy-type integral are used directly for solving two-dimensional problems of the elasticity theory, as well as for its calculation. For example, the limit values of the singular integral are represented in the form [10]:

$$\Phi(z) = \frac{1}{2\pi i} \int_L \frac{\varphi(t) dt}{t - z}$$

where $\varphi(t)$ belongs to the class of Hölder functions H^μ .

The joint application of the basic provisions of the plane problem of the elasticity theory, as well as the theory of functions of a complex variable or the method of singular integral equations allows us to estimate the stress-strain state near a defect of the crack type or a hard inclusion. Of particular importance in this case are the asymptotically distributed stress tensors and displacement vectors caused by the introduction of these defects into the elastic body. In the asymptotic approximation, the combined stress tensor and displacement vector near the vertices of a rectilinear hard inclusion or crack are represented as follows [7]:

$$\begin{pmatrix} \sigma_y \\ \sigma_x \\ \tau_{xy} \end{pmatrix} = \frac{K_I^\pm}{4\sqrt{2\pi r \rho^*}} \begin{bmatrix} (3 - 2\rho^*) \cos \frac{\beta}{2} - \cos \frac{5\beta}{2} \\ (5 + 2\rho^*) \cos \frac{\beta}{2} + \cos \frac{5\beta}{2} \\ (1 + 2\rho^*) \sin \frac{\beta}{2} + \sin \frac{5\beta}{2} \end{bmatrix} -$$

$$- \frac{K_{II}^\pm}{4\sqrt{2\pi r \rho^*}} \begin{bmatrix} -(3 - 2\rho^*) \sin \frac{\beta}{2} + \sin \frac{5\beta}{2} \\ (2\rho^* - 5) \sin \frac{\beta}{2} - \sin \frac{5\beta}{2} \\ (1 - 2\rho^*) \cos \frac{\beta}{2} + \cos \frac{5\beta}{2} \end{bmatrix} + O(r^0);$$

$$4G \begin{pmatrix} u \\ v \end{pmatrix} = \frac{K_I^\pm}{\rho^*} \sqrt{\frac{r}{2\pi}} \begin{pmatrix} [2(x + \rho^*) + 1] \cos \frac{\beta}{2} - \cos \frac{3\beta}{2} \\ [2(x - \rho^*) - 1] \sin \frac{\beta}{2} - \sin \frac{3\beta}{2} \end{pmatrix} - \frac{K_{II}^\pm}{\rho^*} \sqrt{\frac{r}{2\pi}} \begin{pmatrix} [2(x + \rho^*) + 1] \sin \frac{\beta}{2} + \sin \frac{3\beta}{2} \\ -[2(x - \rho^*) - 1] \cos \frac{\beta}{2} - \cos \frac{3\beta}{2} \end{pmatrix} + O(r^{3/2}).$$

where σ_y , σ_x , τ_{xy} — components of the stress tensor; (u, v) — components of the elastic displacement vector; $K_I^\pm$, $K_{II}^\pm$ — stress intensity factors (coefficients at the singular part of the stress); the signs + and - correspond to the right and left vertices of the linear crack-like defect. If $\rho^* = -1$, then from the above formulas follows the known asymptotic distribution near the crack, and from $\rho^* = x$, where $x = 3 - 4\mu$ for plane deformation and $x = (3 - \mu)(1 - \mu)$ for a plane stressed state, we obtain the corresponding asymptotics under rigid inclusion [8].

The stress intensity near the vertices of a crack-like defect has a root singularity $1/\sqrt{r}$ where r — distance from the end of the crack or inclusion. In this case, the coefficients $K_I^\pm$, $K_{II}^\pm$ characterize the local increase in the stress level at the tip of crack-like defects, without being dependent quantities on the coordinates of this defect. Although the dimensionality of the stress intensity factors, at first glance, seems unusual — $MPa / \sqrt{m}$. These values can be interpreted as some stress acting at a distance of $\pi/2$ from the vertex.

The results of mathematical modeling open up the possibility of an effective assessment of the influence of extraneous fillers on the loss of strength of an elastic body containing the noted imperfections. In turn, the exact determination of the order and nature of the singularity of stress near the vertices of an acute-angled imperfection in an elastic material is presented in an analytical form, and mechanical fractures are presented in the formulation and records of the corresponding criterion strength ratios.

In the case when, due to the roughness of the working surface of the cylinder, a system of delamination of the coating areas from the cylinder matrix occurs (Fig. 1), a change in the stress intensity factor K_I is possible due to their mutual influence and operating conditions [6].

To determine the dependence of crack formation on the depth of cutting and tool characteristics, the following grinding wheels were used: 1 — 24A25CMT6K5; 2 — 63C25CM16K5; 3 — 63C25CTT6K5; 4 — ЛО25 100 % CM1K7; 5 — KPC 160/120-58-100; 6 — ПСР 100/125 МА-Б11-100; 7 — ACK 250/200 МА-Б11-100. The distribution of cracks on the surface of the processed wear-resistant coating, depending on the cutting depth and tool characteristics, is shown in Fig. 2.

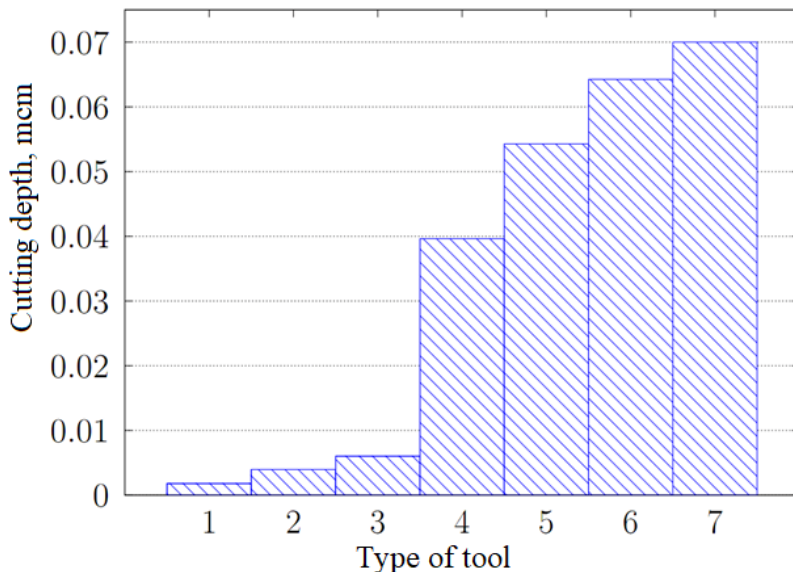


Fig.2. Crack formation on the surface of the processed wear-resistant coating, depending on the cutting depth and tool characteristics: $V_{\text{circle}} = 35 \text{ m/s}$, $V_{\text{actual}} = 0.17 \text{ m/s}$, $S_{\text{transverse}} = 1.5 \text{ mm}$

Studies of thermomechanical processes in coated products during their processing and operation to determine the conditions for the formation of defects in the delamination of coatings from the base material and their elimination, taking into account the physical and mechanical state of the surface layer, show that these processes are described by singular integral equations with respect to the desired stress jumps in the vicinity of technological inhomogeneities. For example, to increase the durability of the piston group, wear-resistant coatings are used, with the application of which partial delaminations occur, which, being concentrators of the stress-strain state, lead to the appearance of chips and, accordingly, to premature failure.

The use of singular integral equations allows developing technological criteria for controlling the process of defect-free processing and operation of cylindrical groups with coatings and the main technological parameters.

The results of mathematical modeling using singular integral equations open up the possibility of effective assessment of the influence of foreign fillers on the loss of functional properties by heterogeneous systems. In turn, the exact determination of the order and nature of the singularity near the vertices of an acute-angle imperfection in a heterogeneous medium is presented in an analytical form necessary for the formulation and recording of the corresponding criterion relations for determining the functional properties of heterogeneous systems.

Studies of the distribution of defects - air pores showed that the defect function satisfies the normal distribution (Fig. 3).

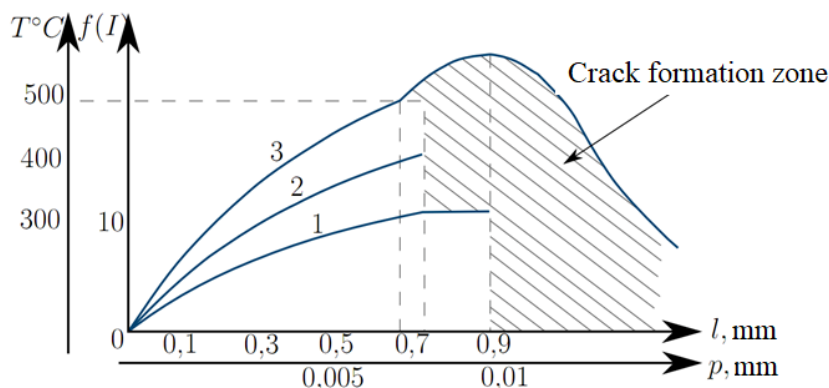


Fig.3. Calculated and experimental values of the limiting sizes of crack-like defects when grinding composite coatings with wheels: 1 — diamond wheel ACP B1 with grain size 100/80; 2 — synthetic diamond wheel ASK 250/200 MO 16 100%; 3 — electrocorundum wheel 24A 25 CM/8K5

The probability of destruction was calculated assuming that individual crack-like defects do not interact with each other. In fact it is based on the hypothesis of the "weakest link". To check the criterion of the absence of cracks on the treated surface, the contact temperature in the treatment zone was determined. Taking into account the fact that the dominant factor among the treatment modes that affects the thermal stress of the grinding process is h - the treatment depth, the dependence $f(h)$ was found. Other modes were selected from the conditions of maximum productivity while maintaining the required quality. Thus, when treating

the coating with diamond wheels ASRB1 with a grain size of 100/80 (curve 1), synthetic diamond wheels ASK 250/200 MO 16 100% (curve 2), and electrocorundum wheels 24A25CM18K5 (curve 3), other treatment modes were selected as follows: $V_{actual} = 0,17$ m/s; $V_{circle} = 30$ m/s; $S_{transverse} = 5$ mm.

It was found that tools made of natural and synthetic diamonds have stable cutting ability, high dimensional stability, and relatively low temperature in the processing zone, which also affects the absence of cracks at large depths of final processing (compared to wheels 24A25CM18K5).

It was found that the most productive while maintaining the required quality of coating processing with diamond wheels ASRB1 with a grain size of 100/80 (curve 1, Fig. 3).

The results of studying the microhardness of the treated surface and the microstructure of the surface layer indicate that in the range of studied modes, structural changes after processing of the wear-resistant Ni/TiO₂ coating are absent.

The nature of the crack formation of coatings depending on the characteristics of the tool and cutting modes can be traced using the criterion of the limiting heat flux q^* . The heat flux entering the part during grinding is not only a function of the cutting modes — V_{actual} , V_{circle} , t , Z , but also the characteristics of the wheels - bond hardness, grain properties of the cutting grains, their hardness, etc. Therefore, it should be expected that for each tool there is its own value of the limiting heat flux at which coatings containing defects of size 21 will not be prone to the formation of main cracks.

Conclusions and prospects for further research

1. The influence of technological heredity of previous operations on the intensity of crack formation and burn-in of materials of the “sliding shaft-bearing” group with wear-resistant coatings, prone to the specified defects during finishing, was investigated.

2. The criteria for crack formation and burn-in were determined and their relationship with the studied technological factors of the process of finishing the working surfaces of “sliding shaft-bearing” with wear-resistant coatings was established.

3. The functional relationships of crack resistance criteria with the control parameters of finishing the contacting working surfaces to prevent cracks on the treated surfaces were determined.

References

1. Павлішин П. Ушкодження силових клапанів та їх вхідного регулювання. *Праці Одеського політехнічного університету*. 2019. Вип. 3(59). С. 64-67.
2. J. Baruchel, G. Peix,, J. Y. Buffiere et al. X-ray Tomography in Material Science. Hermes Science, 2000. Access mode: <https://books.google.com.ua/books?id=RrlRAAAAMAAJ>.
3. Bader M. G. Handbook of composite reinforcements. *International Materials Reviews*. 2012. Vol. 39, №. 3. P. 123-124.
4. Gay D. Composite Materials: Design and Applications. Third Edition. 3rd edition. Boca Raton: CRC Press. 2014. P. 635. Access mode: <https://www.taylorfrancis.com/books/9780429101038>.
5. Carlsson L., Crane R. L., Ucliino K. et al. Test Methods, Nondestructive Evaluation, and Smart Materials. *Comprehensive Composite Materials*. 2000. Vol. 5.
6. Chawla K. K. Composite Materials: Science and Engineering. Materials Research and Engineering. New York: Springer, 2013. Access mode: <https://books.google.com.ua/books?id=87LaBwAAQBAJ>
7. Christensen R. M. Mechanics of Composite Materials. Dover Civil and Mechanical Engineering. Dover Publications, 2012. Access mode: <https://books.google.com.ua/books?id=ean01ydtVc4C>.
8. Chou T. W. Microstructural Design of Fiber Composites. Cambridge Solid State Science Series. Cambridge University Press, 2005. Access mode: <https://books.google.com.ua/books?id=pHIER7dPXr4C>.
9. Green D. J. Transformation toughening of ceramics. CRC press, 2018.
10. Павлішин Р. Пристрій для діагностики крутного моменту електроприводів та дослідження його характеристик / Корольов А., Козлов І., Павлішин П., Турманідзе Р., Єпутатов Ю. Конспект лекцій з машинобудування, 2024.

РЕФЕРАТИ

Богач В.М., Колегаєв М.О., Довиденко Ю.М. Показники ефективності лубрикаторних систем суднових дизелів

Дослідження присвячені вирішенню актуальної прикладної задачі підвищенню ефективності експлуатації суднових довгоходових дизелів за рахунок удосконалення систем мащення циліндрів. У роботі виконано аналіз стану питання по досліджуваній проблемі, в результаті якого визначені основні недоліки систем мащення циліндрів суднових дизелів.

Проведені експериментальні дослідження по вивченню процесів подачі мастила в циліндри суднових двигунів, при цьому використані сучасні методи досліджень: осцилографування і швидкісна кінозйомка. Визначено характеристики процесу маслоподачі, і їхній взаємозв'язок з конструкцією мастильних пристроїв.

Дослідженнями встановлено, що процес витікання масла в циліндр формується в частині мастильного каналу (передкамері), яка розміщена між торцем штуцера та дзеркалом циліндра і доволі часто супроводжується загальним для всіх двигунів явищем «виштовхування» масла газами на відстані, що перевищують зазор між поршнем та дзеркалом циліндрові втулки.

Експериментальні дослідження роботи лубрикаторної системи (без акумуляторів тиску мастила) сучасних суднових двигунів MAN-B&W показали, що подача мастила цією конструкцією супроводжується значним його «виштовхуванням», величина якого досягає 50% від усієї подачі.

Дослідженнями встановлено, що величина виштовхування масла значно збільшується з підвищенням навантаження двигуна, тобто в основному експлуатаційному режимі витрати масла, через закидання його на головку поршня і в камеру згоряння, найбільші.

Усуненням зазначеного явища вирішуються дві найважливіші завдання: технічна, яка полягає у забезпеченні виведення всього масла безпосередньо на дзеркало і, як наслідок, економічна - скорочення витрат за рахунок виключення прямої подачі масла в камеру згоряння, а також зменшення скидання в підпоршневий простір та вікна.

Наведені результати дозволяють шляхом нескладних розрахунків для конкретних каналів оцінити чисельні значення швидкостей руху масла і зробити висновки про забезпечення безвідривного процесу подачі масла в циліндр.

Ключові слова: судновий дизель, система мащення, лубрикатор, мастилопідводящий канал, процес мастилоподачі, циліндрова втулка, поршень, поршневе кільце, знос, нагар.

Bohach V.M., Kolegayev M.O., Dovidenko Yu.M. Performance indicators of lubrication systems of marine diesel engines

The publication is devoted the decision of an actual problem increase efficiency operation of ship diesel engines by perfection processes greasing of cylinders. The analysis a condition of a question on an investigated problem is made and lacks systems greasing of diesel engines are defined.

Experimental researches on studying processes greasing of cylinders of ship engines that has allowed to receive representation about an overall performance these systems are spent. Modern methods researches, such as oscillograms and high-speed filming are thus used.

Research has established that the process of oil leakage into the cylinder is formed in the part of the lubrication channel (prechamber), which is located between the end of the fitting and the mirror of the cylinder, and is quite often accompanied by the phenomenon of "pushing out" of oil by gases at a distance exceeding the gap, which is common to all engines between the piston and the mirror of the cylinder sleeve.

Experimental studies of the operation of the lubricator system (without oil pressure accumulators) of modern MAN-B&W marine engines showed that the supply of lubricant by this design is accompanied by a significant "pushing" of it, the amount of which reaches 50% of the entire supply.

Research has established that the amount of oil ejection increases significantly with increasing engine load, i.e., in the main operating mode, oil consumption due to its injection onto the piston head and into the combustion chamber is the largest.

Eliminating this phenomenon solves two most important tasks: the technical one, which consists in ensuring the removal of all oil directly to the mirror, and, as a result, the economic one - reducing costs due to the exclusion of direct oil supply to the combustion chamber, as well as reducing discharge into the piston space and windows.

The given results make it possible, through simple calculations for specific channels, to estimate the numerical values of oil movement speeds and to draw a conclusion about ensuring the uninterrupted process of oil supply to the cylinder.

Keywords: ship diesel engine, greasing system, greasing channel, greasing process, cylinder, piston, a piston rings.

Веретеннік О. М., Кардашев Д. Л., Аболешкін С. Є. Результати удосконалення комплексу вимірювання параметрів коливань колінчатого вала двигуна

На сьогоднішній час всі судна, які знаходяться в експлуатації, підлягають випробуванням на крутильні коливання валопроводів та роторів генераторів. Тому задача розробки систем контролю коливальних характеристик суднових валопроводів є актуальною.

В роботі розглянуті нез'ясовані питання крутильних коливань валопроводу з метою підвищення достовірності отримання власних форм і частот крутильних коливань. Експериментально досліджується крутильно-

коливальна система валопроводу лабораторної установки на базі дизельного двигуна ЯАЗ 204 4-х-циліндрового, двоактного, потужністю 127 к.с.

Після проведення попередніх лабораторних іспитів розробленого та запатентованого вимірювального пристрою було виявлено наступні недоліки: низька візуальна інформативність корисного сигналу та вплив на нього вібрації корпусу дизеля; втрата чутливості по інших напрямках активної частини акселометричних датчиків внаслідок високого рівня радіальної складової сигналу при певній частоті обертання колінчатого вала двигуна.

В процесі лабораторних випробувань ці недоліки були в цілому усунуті включенням в електронну схему приладу одноканального підсилювача найбільш слабкого але найкориснішого сигналу, створенням програмі-емулятора осцилографа для підвищення візуальної інформативності, використанням прямої пасової передачі із кріпленням ведомої частини на фундаменти на фланці якого розміщено вимірювальний прилад, оптимальним вибором робочого діапазону акселерометрів та відстані їх розміщення відносно осі обертання вала. Аксіальна складова сигналу може бути використана для контролю перпендикулярності площини розташування датчиків до осі обертання вала.

До недоліку методики можна віднести відсутність, на даному етапі, можливості оперативного, в реальному часі, контролю запису даних.

Для досягнення достатньої ступені достовірності необхідні додаткові лабораторні та натурні випробування.

Система може бути розвинута до вимірювального комплексу із синхронним врахуванням вібрації корпусу дизеля для визначення навантажень на опори.

Ключові слова: крутильні коливання, колінчатий вал, валопровід, механічне дотичне напруження.

Veretennik O.M., Kardashev D.L., Abolesgkin S.E. Results of improving the complex for measuring the parameters of engine crankshaft vibrations

To date, all ships in operation are subject to tests for torsional vibrations of shaft lines and generator rotors. Therefore, the task of developing control systems for the oscillatory characteristics of ship shafts is urgent.

The work examines the unclear issues of torsional vibrations of the shafting in order to increase the reliability of obtaining the natural modes and frequencies of torsional vibrations. The torsionally oscillating shafting system of a laboratory installation based on the YaAZ 204 4-cylinder, two-stroke, 127 hp diesel engine is being experimentally studied.

After conducting preliminary laboratory tests of the developed and patented measuring device, the following shortcomings were revealed: low visual informativeness of the useful signal and the influence of the vibration of the diesel engine body on it; loss of sensitivity in other directions of the active part of the accelerometer sensors due to the high level of the radial component of the signal at a

certain frequency of engine crankshaft rotation. In the process of laboratory tests, these shortcomings were generally eliminated by including the weakest but most useful signal in the electronic circuit of the single-channel amplifier device, by creating an oscilloscope emulator program to increase visual informativeness, using a direct belt transmission with the attachment of the driven part on the foundation on the flange of which the measuring device is placed, the optimal choice of the working range of the accelerometers and the distance of their placement relative to the axis of rotation of the shaft. The axial component of the signal can be used to control the perpendicularity of the sensor location plane to the shaft rotation axis.

The lack of, at this stage, the possibility of operational, real-time control of data recording can be attributed to the drawback of the technique.

To achieve a sufficient degree of reliability, additional laboratory and field tests are required.

The system can be developed into a measuring complex with synchronous consideration of the vibration of the diesel engine body.

Keywords: torsional oscillations, crankshaft, shaft, mechanical tangential stress.

Козицький С. В. Підвищення ефективності судна шляхом використання наноматеріалів для модернізації корпусу судна

Досягнення нанотехнологій значною мірою сприяють підвищення ефективності судна шляхом модернізації поверхні корпусу судна. Присадки наноматеріалів (~1%) в рецептурний склад морських фарб дозволяє ефективно їх використовувати для захисту підводної та надводної частини корпусу судна.

Для захисту від хімічної корозії завантажують наночастинки SiO_2 (~20 нм) або TiO_2 (розміром 5-10 нм) або вуглецевих нанотрубок в полімерне покриття збільшують його твердість оскільки НЧ збільшують зчеплення між молекулами полімеру та збільшують час проникнення води і кисню через покриття до поверхні металу, підвищує стійкість до дряпання і стирання.

Для захисту від біологічної корозії застосовують наночастинки Ag , їх дія зупиняє ріст бактерій та призводить до загибелі бактеріальної клітини. НЧ оксидів металів, такі як ZnO та TiO_2 , мають високу фотоактивність і продукують утворення активної форми кисню, яка призводить до фотокаталітичного руйнування як одноклітинних та багатоклітинних організмів без забруднення довкілля. Ефективними для запобігання біокорозії виявився фулерен, який після фотозбудження молекули C_{60} приводить до ушкодження структури ДНК

Супергідрофобний стан у поверхні досягається шляхом використання наноматеріалів, як присадки до фарб, створюючи на поверхні шипи, розміром менше мікрона. Крайовий кут змочування може досягати 170° і при

найменшому нахилі поверхні до горизонту ($\alpha < 5^\circ$) вода скочується з неї, захоплюючи при цьому частинки пилу і бруду, не залишаючи слідів від забруднень. Супергідрофобні матеріали знаходять застосування для очищення підводної та надводної поверхні корпусу судна та скла на поверхні судна. Шляхом використання наночастинок TiO_2 (розміром 16 нм) на скляній та металічній поверхні утворюється нанорозмірна прозора плівка. Поверхня стає водонепроникною та гідрофобною з крайовим кутом $\theta > 150^\circ$.

Використання наноматеріалів для модернізації корпусу судна підвищує його ефективність оскільки суттєво збільшує міцність покриття та термін придатності до 5 – 10 років, ефективно знищує одноклітинні та багатоклітинні організми без забруднення довкілля. Надводна та підводна поверхні частини корпусу судна самоочищуються. Нанесення наноплівки змінює шорсткість поверхні, що зменшує опір руху судна, а тому зменшується витрати пального та забруднення довкілля.

Ключові слова: нанопокриття, корозія, біокорозія, супергідрофобні поверхні.

Kozytskyi S.V. Application of nanomaterials to increase reliability and resource of ship mechanisms

Nanotechnology advance significantly contribute to improving the efficiency of a ship by modernizing the surface of the ship's hull. The addition of nanomaterials (~1%) to the formulation of marine paints allows them to be effectively used to protect the underwater and surface parts of the ship's hull.

To protect against chemical corrosion, SiO_2 nanoparticles (~20 nm) or TiO_2 (size 5-10 nm) or carbon nanotubes are loaded in to the polymer coating, increasing its hardness because nanoparticles increase the adhesion between polymer molecules and increase the time for water and oxygen open et rate through the coating to the metal surface, when increasing resistance to scratching and abrasion.

To protect against biological corrosion, Ag nanoparticles are used, their action stops the growth of bacteria and leads to the death of the bacterial cell. Due to the significant proportion of surface atoms that exhibit increased reactivity, silver NPs have unique antiseptic properties compared to micron-sized particles. Metal oxide nanoparticles, such as ZnO and TiO_2 , have high photoactivity and produce the formation of reactive oxygen species, which lead to the photocatalytic destruction of both unicellular and multicellular organisms without environmental pollution. Fullerenes have been shown to be effective in preventing biocorrosion. Photoexcitation of the C_{60} molecule leads to damage to the DNA.

The superhydrophobic state of the surface is achieved by using nanomaterials as paint additives, creating spikes on the surface, the size of which is less than a micron. The contact angle can reach 170° and at the slightest inclination of the surface to the horizon ($\alpha < 5^\circ$), water rolls off it, capturing dust and dirt particles, leaving no traces of pollution. Super-hydrophobic materials are used for cleaning

the underwater and the above the water surfaces of the ship's hull and glass on the surface of the ship. By using TiO₂ nanoparticles (16 nm in size) on the glass and metal surface, a nano-sized transparent film based on TiO₂ is formed. The surface becomes waterproof and hydrophobic with a contact angle of $\theta > 150^\circ$.

The use of nanomaterials to modernize the ship's hull increases the efficiency of the ship by significantly increasing the strength of the coating and the service life of up to 5-10 years, ensures the effective destruction of unicellular and multicellular organisms without environmental pollution. The above the water surfaces of the ship's hull and underwater parts of the ship's hull are self-cleaning, and reducing ship resistance reduces fuel consumption and reduces environmental pollution.

Keywords: nanocoating, corrosion, biocorrosion, superhydrophobic surfaces.

Колегасєв М.О., Побережний Р.В. Оцінка експлуатаційних характеристик суднового пропульсивного комплексу

Розглянута питання щодо використання інтегрованих діагностичних моделей для оцінки експлуатаційних характеристик суднового пропульсивного комплексу. Визначено, що в даний час домінуюче становище на ринку морських і річкових перевезень займають судна з дизельними енергетичними установками, серед яких найбільш ефективні установки на основі суднових пропульсивних комплексів з прямою головною передачею в складі головного двигуна і гребного гвинта фіксованого кроку. Незважаючи на масштабність наукових розробок у зазначеній вище сфері досліджень, питання забезпечення експлуатаційних характеристик суднового пропульсивного комплексу потребують подальшого дослідження з метою визначення оптимальних показників, за якими більш доцільно виконувати їх діагностування та оцінювання. Зазначено, що особливості інженерної практики для систем реального часу полягають у побудові найпростіших, але ефективних моделей керованих процесів. Складність моделі визначається необхідністю швидкого аналізу як реального часу і максимально допустимій затримкою реакції об'єкта управління. Використання інтегрованих діагностичних моделей управління є ключовим у формуванні моделей, що поєднують суперечливі вимоги ефективності та якості управління. Інтегровані моделі здатні точно оцінювати та відновлювати параметри об'єкта управління з необхідною точністю для прийняття якісних управлінських рішень. Визначено, що робота дизеля у пропульсивному комплексі на сталих режимах за умовою різному використанні установки потребує всебічної уваги. Різноманіття можливих режимів та навантажень на яких здійснює роботу головний двигун, висуває спеціальні умови, що до їх експлуатації з максимальною енергетичною, економічною та екологічною ефективністю. При цьому для кожного з експлуатаційного режиму існують переважні параметри, контроль, діагностування та управління якими у першу чергу впливає на ефективність та надійність експлуатації суднового пропульсивного комплексу.

Запропоновано як найбільш доцільний та переважний в порівнянні з іншими методами в цьому випадку використовувати інтегровані діагностичні моделі.

Ключові слова: діагностування, експлуатаційні характеристики, ефективна потужність, інтегрована діагностична модель, морський транспорт, навантаження, передача потужності, рух судна, судновий дизель, судновий пропульсивний комплекс.

Kolegaev M.O., Poberezhnyi R.V. Evaluation of operational characteristics of the ship's propulsion complex

The issue of using integrated diagnostic models to assess the operational characteristics of a ship's propulsion complex is considered. It is determined that currently the dominant position in the market of sea and river transportation is occupied by vessels with diesel power plants, among which the most effective installations are based on ship propulsion complexes with direct main transmission as part of the main engine and fixed-pitch propeller. Despite the scale of scientific developments in the above-mentioned field of research, the issues of ensuring the operational characteristics of a ship's propulsion complex require further research in order to determine the optimal indicators by which it is more expedient to perform their diagnostics and evaluation. It is noted that the features of engineering practice for real-time systems consist in building the simplest but effective models of controlled processes. The complexity of the model is determined by the need for rapid analysis of both real-time and the maximum permissible delay in the response of the control object. The use of integrated diagnostic control models is key in the formation of models that combine the conflicting requirements of efficiency and quality of control. Integrated models are able to accurately estimate and restore the parameters of the control object with the necessary accuracy for making high-quality management decisions. It is determined that the operation of a diesel engine in a propulsion complex in stable modes under the condition of different use of the installation requires comprehensive attention. The variety of possible modes and loads under which the main engine operates puts forward special conditions for their operation with maximum energy, economic and environmental efficiency. At the same time, for each of the operating modes there are preferred parameters, control, diagnostics and management of which primarily affect the efficiency and reliability of the operation of the ship's propulsion complex. It is proposed to use integrated diagnostic models as the most appropriate and preferable in comparison with other methods in this case.

Keywords: diagnostics, effective power, integrated diagnostic model, load, maritime transport, operational characteristics, power transmission, ship diesel, ship motion, ship's propulsion complex.

Кривий М. О. Вдосконалення критеріїв для визначення режимів роботи підшипників ковзання суднового пропульсивного комплексу

Підшипники ковзання є важливим динамічним вузлом суднового пропульсивного комплексу, вони присутні в головній і допоміжних енергетичних установках, а також забезпечують передачу кутових переміщень на гвинт і стерно. Аварійні ситуації, які можуть виникнути в підшипниках ковзання, можуть призвести до суттєвих пошкоджень інших елементів і вузлів суднового пропульсивного комплексу і завдати значних збитків. Причому вказані пошкодження, як правило, не можуть бути усунутими в умовах рейсу. Тому постійний моніторинг і діагностика роботи підшипників ковзання є важливими практичними і складними теоретичними задачами. Моніторинг і діагностика роботи суднових пар ковзання відбувається різними методами і способами, але всі вони спираються на дослідження гідродинамічних процесів, які відбуваються в підшипниках ковзання в процесі експлуатації. Вказанні дослідження, як правило, відбуваються на основі розв'язків диференціального рівняння Рейнольдса, за допомогою яких визначають інтегральні показники роботи пари ковзання, це насамперед безрозмірні коефіцієнти навантаження і гідродинамічного тертя. Вказані показники використовують при застосуванні критеріїв моніторингу режимів роботи пар ковзання, зокрема, критерію Зоммерфельда для визначення граничних режимів роботи підшипників ковзання. В основі вказаного критерію лежить число Зомерфельда $[S_0]$, яке визначається через технічні параметри пари ковзання. В цій роботі методами регресійного аналізу побудована нова, адекватна, зручна в застосуванні математичної моделі числа Зомерфельда, яка дозволила застосувати критерій Зомерфельда до підшипників ковзання суднового пропульсивного комплексу. Проведено валідацію отриманої математичної моделі і показано її відмінні кореляційні можливості. Для корінних і шатунних підшипників десяти основних суднових двигунів отримані можливий діапазон зміни числа Зомерфельда.

Ключові слова. Підшипник ковзання, судновий пропульсивний комплекс, критерій Зомерфельда, математична модель

Kryvyi M. O. Improvement of criteria for determining the operating modes of sliding bearings in marine propulsion systems

Sliding bearings are critical dynamic components of marine propulsion systems. They are present in main and auxiliary power plants and facilitate the transfer of angular movements to the propeller and rudder. Failures occurring in sliding bearings can lead to significant damage to other elements and components of the marine propulsion system, causing substantial losses. These damages are typically irreparable during a voyage. Consequently, continuous monitoring and diagnostics of sliding bearings are vital practical and challenging theoretical tasks. Monitoring and diagnostics of marine sliding pairs are carried out using various methods and approaches, all of which rely on the study of hydrodynamic processes occurring in sliding bearings during operation. These studies are generally based on solving the Reynolds differential equation, which provides the basis

for determining the integral performance indicators of the sliding pair, primarily the dimensionless load and hydrodynamic friction coefficients. These indicators are used in monitoring criteria for the operating modes of sliding pairs, particularly the Sommerfeld criterion $[S_0]$, which is used to determine the boundary operating modes of sliding bearings. This criterion is based on the Sommerfeld number, which is calculated using the technical parameters of the sliding pair. In this work, a new, adequate, and convenient mathematical model for the Sommerfeld number was developed using regression analysis methods. This model made it possible to apply the Sommerfeld criterion to sliding bearings in marine propulsion systems. Validation of the developed mathematical model demonstrated its excellent correlation capabilities. The possible range of variation for the Sommerfeld number was determined for main and connecting rod bearings of ten primary marine engines.

Keywords. Sliding bearing, marine propulsion system, Sommerfeld criterion, mathematical model

Латиш О.М. Мельник О.А. Зниження витрат палива та зменшення забруднення довкілля шляхом використання присадок наноматеріалів до пального

Наслідки використання викопного палива спричиняють небезпечне підвищення рівня незгорілих вуглеводнів (UBHC), оксиду вуглецю (CO) та оксидів азоту (NOx), двоокису вуглецю (CO₂), метану (CH₄), двоокису сірки (SO₂), що призводить до несприятливих екологічних змін. Серед різних альтернативних видів палива привертають велику увагу відновлювальні джерела енергії, включаючи біопаливо, паливні елементи та сонячні технології, щоб зменшити споживання викопного палива та отримати можливість контролювати викиди парникових газів в атмосферу.

Двигуни, які використовують біодизель мають відмінну репутацію завдяки високій надійності та довговічності. Додавання наночастинок до біодизельного палива скорочує затримку займання, покращує швидкість окислення та зменшує викиди вихлопних газів, атоми кисню, що містяться в наночастинках, покращують горіння. Наночастинок диспергуються в паливі і сприяють кращому змішуванню повітря з паливом та покращенню хімічної реактивності під час горіння, що підвищує продуктивність двигуна, покращує згоряння та якість викидів.

Основними цілями додавання наночастинок до дизельного та біодизельного палива є сприяння високому співвідношенню площі поверхні до об'єму та збільшення кількості реакційно здатних поверхонь. Це дозволяє наночастинкам діяти як ефективний хімічний каталізатор, який покращує схему змішування палива з повітрям і ефективність згоряння палива, що згодом призводить до повного згоряння хімічного каталізатора. Нанодобавки слугують носіями вторинної енергії в рідинах та інтенсифікують процес горіння.

Стабільна і однорідна суспензія нанопалива є надзвичайно важливою характеристикою, оскільки вона впливає на її продуктивність як теплоносія та теплофізичні властивості. Властивості процесу згоряння палива можна покращити шляхом додавання до палива наночастинок металів або оксидів металів. Серед доступних варіантів уваги набувають нанодобавки оксиду алюмінію, оксиду церію, оксиду міді, діоксиду титану, вуглецеві нанотрубки. Застосування суміші металевих енергетичних частинок на нанорівні в біодизельних сумішах є перспективним напрямком. Додавання нанорозмірних наночастинок у різних кількостях до біодизельного палива сприяє зниженню питомих витрат палива, покращенню ККД та подальшому зменшенню викидів оксиду вуглецю, незгорілих вуглеводнів та оксиду азоту. Це допомагає подолати недоліки експлуатації двигунів на дизельному та суміші дизельного палива з чистим біодизельним паливом.

Latysh O.M. Melnyk O.A. Reducing fuel consumption and reducing environmental pollution through the use of nanomaterials additives to fuels

The consequences of fossil fuel use cause dangerous increases in unburned hydrocarbons (UBHC), carbon monoxide (CO) and nitrogen oxides (NO_x), carbon dioxide (CO₂), methane (CH₄), sulphur dioxide (SO₂), which leads to adverse environmental changes. Among the various alternative fuels, renewable energy sources, including biofuels, fuel cells and solar technologies, are gaining attention to reduce fossil fuel consumption and control greenhouse gas emissions.

Biodiesel engines have an excellent reputation for reliability and durability. The addition of nanoparticles to biodiesel reduces the ignition delay, improves the oxidation rate and reduces exhaust emissions, while the oxygen atoms contained in the nanoparticles improve combustion. Nanoparticles are dispersed in the fuel and contribute to better mixing of air with the fuel and improved chemical reactivity during combustion, which increases engine performance, improves combustion and emission quality.

The main objectives of adding nanoparticles to diesel and biodiesel fuels are to promote a high surface area to volume ratio and to increase the number of reactive surfaces. This allows the nanoparticles to act as an effective chemical catalyst that improves the fuel-air mixing pattern and combustion efficiency, which subsequently leads to complete combustion of the chemical catalyst. Nanosupplements serve as carriers of secondary energy in liquids and intensify the combustion process.

A stable and homogeneous nanofuel suspension is an extremely important characteristic, as it affects its performance as a heat carrier and thermal properties. Combustion properties can be improved by adding metal nanoparticles or metal oxides to the fuel. Among the available options, nano-additives such as aluminium oxide, cerium oxide, copper oxide, titanium dioxide, and carbon nanotubes are gaining attention. The use of a mixture of metal energy particles at the nanoscale in biodiesel blends is a promising area. The addition of nanoscale

nanoparticles in various quantities to biodiesel helps to reduce specific fuel consumption, improve efficiency and further reduce emissions of carbon monoxide, unburned hydrocarbons and nitrogen oxide. This helps to overcome the disadvantages of operating engines with diesel and diesel/biodiesel blends.

Нікольський В.В., Гузь В. А., Слободянюк М.В., Нікольський М.В. Перспективи використання штучного інтелекту при технічній експлуатації судна

Робота присвячена дослідженню перспектив впровадження мовних моделей штучного інтелекту в процеси технічної експлуатації суден.

Доведено, що сучасні системи моніторингу та управління, незважаючи на їхній прогрес, часто залишаються обмеженими в функціональності, не забезпечують достатньої підтримки прийняття рішень і вимагають значних ресурсів для модернізації. Особливо критичними є такі проблеми, як відсутність оперативного доступу до даних, необхідність ручного аналізу інформації та низька інтеграція з сучасними інструментами штучного інтелекту. Це ускладнює роботу екіпажу в штатних і аварійних ситуаціях, підвищуючи ризик помилок через людський фактор.

В умовах постійного оновлення суднового обладнання та зростання вимог до оперативності й ефективності експлуатації, запропоновано інноваційний підхід, спрямований на вирішення проблем швидкої адаптації екіпажу до нових типів суден та забезпечення доступу до необхідної технічної інформації в реальному часі.

У статті розглянуто можливості використання мовних моделей на основі GPT для вирішення зазначених проблем. Запропоновано алгоритм створення мовної моделі, який включає інтеграцію технічної документації, налаштування бази знань і розробку спеціалізованих prompt для вирішення конкретних завдань екіпажу. Модель забезпечує автоматизовану підтримку рішень, оперативний доступ до знань і зменшує навантаження на членів машинної команди.

Проведено аналіз економічної ефективності впровадження таких рішень. Використання мовної моделі дозволяє модернізувати функціонал існуючих систем моніторингу без значних капіталовкладень, забезпечуючи швидку інтеграцію нових технологій у робочі процеси. Це сприяє оптимізації технічного обслуговування, зменшенню витрат та підвищенню ефективності експлуатації обладнання.

Експериментально доведено, що мовна модель здатна значно скоротити час адаптації екіпажу до нових умов, спрощуючи доступ до інформації та забезпечуючи надійну підтримку прийняття рішень. Використання таких інструментів відкриває нові можливості для вдосконалення технічної експлуатації суден, зокрема в аспектах безпеки, екологічності та ефективності.

Ключові слова: мовна модель; технічна експлуатація суден; машинна команда; штучний інтелект; системи моніторингу; підтримка прийняття рішень.

Nikolskyi V.V., Guz V. A., Slobodyanyuk M.V., Nikolskyi M.V. Prospects for the use of artificial intelligence in the technical operation of a vessel

The work is devoted to the study of the prospects for the implementation of language models of artificial intelligence in the processes of technical operation of vessels.

It is proven that modern monitoring and control systems, despite their progress, often remain limited in functionality, do not provide sufficient support for decision-making and require significant resources for modernization. Particularly critical are such problems as the lack of operational access to data, the need for manual analysis of information and low integration with modern artificial intelligence tools. This complicates the work of the crew in regular and emergency situations, increasing the risk of errors due to the human factor.

In the context of constant updating of ship equipment and increasing requirements for operational efficiency and efficiency of operation, an innovative approach is proposed aimed at solving the problems of rapid adaptation of the crew to new types of vessels and ensuring access to the necessary technical information in real time.

The article considers the possibilities of using language models based on GPT to solve the above problems. An algorithm for creating a language model is proposed, which includes the integration of technical documentation, setting up a knowledge base and developing specialized prompts to solve specific crew tasks. The model provides automated decision support, operational access to knowledge and reduces the burden on members of the engine crew.

An analysis of the economic efficiency of implementing such solutions is carried out. The use of a language model allows you to modernize the functionality of existing monitoring systems without significant capital investments, ensuring rapid integration of new technologies into work processes. This contributes to the optimization of technical maintenance, cost reduction and increased efficiency of equipment operation.

It has been experimentally proven that a language model can significantly reduce the time for crew adaptation to new conditions, simplifying access to information and providing reliable decision-making support. The use of such tools opens up new opportunities for improving the technical operation of vessels, in particular in terms of safety, environmental friendliness and efficiency.

Keywords: language model; technical operation of vessels; machine team; artificial intelligence; monitoring systems; decision-making support.

Очеретяний Ю.О., Шевченко В.А., Романов А.М. Дослідження залежності холодопотребі суднової системи комфортного кондиціонування повітря від коефіцієнта рециркуляції

Відомо, що комфортне кондиціонування повітря на суднах забезпечує процес підтримання у всіх житлових приміщеннях заданих комфортних значень параметрів повітря (найчастіше температури і вологості) незалежно від зміни умов навколишнього середовища та в середині приміщень.

При температурі зовнішнього повітря нижче ніж 10°C ССККП повинна працювати у режимі обігріву, а при температурі вище 23°C – у режимі охолодження. В інтервалі температур від 10°C до 23°C – у режимі вентиляції.

Таким чином кондиціонування включає тепло вологу обробку повітря, забезпечення його нормального хімічного складу, доведення повітря до фізіологічних кондицій (озонування, іонізацію). У суднових приміщеннях параметри повітря змінюються інтенсивніше, ніж у берегових, у зв'язку з їх малим обсягом і високою теплопровідністю огорожувальних поверхонь. Мікроклімат внутрішньосуднових приміщень суттєво впливає на самопочуття людей, що постійно знаходяться в них, тому існує необхідність у підтримці комфортних умов в таких приміщеннях. Це забезпечується за допомогою судової системи комфортного кондиціонування повітря (ССККП). Ці системи здатні підтримувати комфортні значення температури, вологості і рухливості повітря і забезпечують необхідний повітрообмін. Усі ССККП мають установки для приготування тепло і холодоносія, та для тепло вологої обробки повітря і його подачі в приміщення (елементи центрального кондиціонера), повітроводи; розподільників повітря; системи контролю та управління.

Тепло-вологий стан каютного повітря визначається не тільки тепло і волого виділеннями людей, а й теплопритоками (тепловтратами) через огороження приміщень, залежними від зовнішніх кліматичних умов. На тепловідчуття людини впливають температура і відносна вологість повітря, швидкість його руху і температура огорожувальних поверхонь. Чи не будь-яке поєднання цих параметрів забезпечує комфортні умови, кожен параметр може змінюватися тільки в обмежених межах. Так, відносна вологість повинна бути $50 \pm 10\%$, швидкість повітря - $0,15 \text{ м / с}$ (допускається до $0,5 \text{ м / с}$), різниця температур повітря в приміщенні і огорожувальних поверхонь не повинна перевищувати $\pm 4^{\circ}\text{C}$. Зазвичай різниця температур каютного і припливного повітря дорівнює $5 \dots 10^{\circ}\text{C}$. При спрямованих потоках повітря його температура в зоні проживання повинна бути не нижче 22°C і відрізнятися від середньої температури в приміщенні не більше ніж на 5°C . При високій температурі зовнішнього повітря ($34 \dots 40^{\circ}\text{C}$) слід підтримувати в приміщенні температуру не нижче 27°C .

Облік таких кліматичних характеристик, як мінімальні і максимальні температури і вологість повітря, від яких залежить ентальпія, є необхідним для роботи ССККП.

Головним і найбільш енергозатратним серед сукупності процесів тепловогісної обробки повітря при його комфортному кондиціонуванні в літньому режимі є процес його охолодження і сушіння, тобто процес тепломасообміну. Енергозатрати на його здійснення значно більші теплоти, що проникає в кондиціонуємі приміщення, в рази, до того ж вона збільшуються з підвищенням температури і вологості оточуючого повітря.

В роботі пропонується спосіб зменшення енергозатратності в цьому процесі шляхом регенеративного охолодження частки зовнішнього свіжого повітря, яка входить до складу припливного повітря кондиціонуємих приміщень, шляхом застосування змішуючого теплообмінника свіжого та рециркуляційного повітря. Такий спосіб тепло- масообміну придатний при обмеженій контролюємії кількості споживачів припливного повітря кондиціонера, коли мала ймовірність його зараження мікробами і забруднення неприємними запахами. В залежності від ступеня регенерації (k_p) вдається суттєво зменшити холодопотребність кондиціонера і, відповідно, потужність холодильної машини, яка обслуговує кондиціонер: при $k_p=0,6$ її теоретична потужність зменшується на 87%, а при $k_p=0,8$ – в 2,7 рази.

Ключові слова: морський транспорт, тепловогісна обробка повітря; комфорте кондиціонування; рециркуляція; тепловий розрахунок; ентальпія.

Ocheretianiy Iu.O., Shevchenko V.A., Romanov A.M. Research on the dependence of the cooling demand of the ship's comfortable air conditioning system on the recirculation coefficient

It is known that comfortable air conditioning on ships ensures the process of maintaining the set comfortable values of air parameters (most often temperature and humidity) in all living spaces, regardless of changes in environmental conditions and in the middle of the premises.

When the outside air temperature is lower than 10°C, the Heating, Ventilation, & Air Conditioning System (HVAC) should work in the heating mode, and when the temperature is higher than 23°C – in the cooling mode. In the temperature range from 10°C to 23°C - in ventilation mode.

Thus, air conditioning includes heat-moist treatment of air, ensuring its normal chemical composition, bringing air to physiological conditions (ozonation, ionization). Air parameters change more intensively in ship spaces than in shore spaces due to their small volume and high thermal conductivity of the enclosing surfaces. The microclimate of onboard spaces significantly affects the well-being of people who are constantly in them, so there is a need to maintain comfortable conditions in such spaces. This is ensured with the help of the ship's comfortable air conditioning system. These systems are able to maintain comfortable values of temperature, humidity and air mobility and provide the necessary air exchange. All HVAC systems have installations for preparing heat and coolant, and for heat-moist treatment of air and its supply to the premises (elements of the central air conditioner), air ducts; air distributors; control and management systems.

The warm-moist state of the cabin air is determined not only by the heat and moisture released by people, but also by heat inflows (heat losses) through the enclosure of the premises, depending on the external climatic conditions. The temperature and relative humidity of the air, the speed of its movement and the temperature of the enclosing surfaces affect a person's thermal sensation. Not every combination of these parameters provides comfortable conditions, each parameter can change only within limited limits. So, the relative humidity should be $50 \pm 10\%$, the air speed - 0.15 m/s (up to 0.5 m/s is allowed), the temperature difference between the air in the room and the surrounding surfaces should not exceed $\pm 4^\circ \text{C}$. Usually the temperature difference cabin and supply air is equal to $5 \dots 10^\circ \text{C}$. With directed air flows, its temperature in the living area should not be lower than 22°C and differ from the average temperature in the room by no more than 5°C . At high outside air temperature ($34 \dots 40^\circ \text{C}$) the room temperature should be maintained at no lower than 27°C .

Accounting for such climatic characteristics as minimum and maximum temperatures and air humidity, on which the enthalpy depends, is necessary for the operation of the HVAC.

The main and most energy-consuming process among the set of heat-intensive air treatment processes during its comfortable air conditioning in the summer is the process of its cooling and drying, that is, the process of heat and mass exchange. The energy consumption for its implementation is much higher than the heat that penetrates into the air-conditioned rooms, and it also increases with the increase in temperature and humidity of the surrounding air.

The paper proposes a method of reducing energy consumption in this process by regenerative cooling of a portion of the outside fresh air that is included in the supply air of air-conditioned premises, by using a mixing heat exchanger of fresh and recirculating air. there is a low probability of its contamination with microbes and contamination with unpleasant odors. Depending on the degree of regeneration (kr), it is possible to significantly reduce the cooling demand of the air conditioner and, accordingly, the capacity of the refrigerating machine that serves the air conditioner: at $kr=0.6$, its theoretical capacity is reduced by 87%, and at $kr=0.8$ - by 2, 7 times.

Keywords: marine transport, thermal and moisture treatment of air; comfortable air conditioning; recirculation; thermal calculation; enthalpy

Руснак Д.Ю. Особливості комплектації суднових систем підготовки палива

Розглянути питання щодо забезпечення підготовки суднових важких палив з підвищеним вмістом сірки під час знаходження морських суден в зонах спеціального екологічного контролю. Розглянути особливості модульних схем побудови систем підготовки палива. Визначено, що в залежності від фракційного та структурного складу палива, а також в залежності від його густини та в'язкості можливо використання окремих додаткових мо-

дулів, які впливають на функціонування підсистем очищення, підготовки та подачі палива. Розглянути додаткові модулі, що можуть бути включені до системи підготовки палива, які забезпечують утворення стійких водопаливних емульсій, гомогенізацію палива, ультразвукове опромінювання палива. Визначено, що незважаючи на велику кількість досліджень, виконаних як окремими вченими, так і науковими організаціями, переважна більшість із них стосується оптимізації стандартних способів підготовки палива та відносяться безпосередньо з підтриманню функціональних характеристик палива. Тому завданням дослідження було визначення впливу окремих модулів підготовки палива на екологічні показники роботи суднових двигунів внутрішнього згоряння. Зазначено, що підвищену актуальність використання додаткових модулів підготовки палива набуває під час знаходження суден морського та внутрішнього водного транспорту в особливих екологічних районах, зокрема в районах контролю викидів сірки – Sulphur emissions control areas. Під час експериментальних досліджень, які проводились на судні класу Bulk Carrier водотоннажністю 73320 тонн енергетичну установку якого складали головний двигун 6S60ME-C MAN-Diesel & Turbo, три допоміжних двигуна 6EY22ALW Yanmar та допоміжний котел Kangrim MB02 (випускні гази яких очищувались від домішок сірки в скрубєрі), підтверджено, що використання додаткових модулів підготовки палива, які засновані на ультразвуковому опромінюванні палива призводить до підвищення екологічної стійкості роботи суднових дизелів. Це відображається в зменшенні головного критерію, що враховується в разі використання палива з підвищеним вмістом сірки та подальшим очищенням випускних газів в скрубєрах SOX, а саме відношення SO_2/CO_2 .

Ключові слова: вміст сірки в паливі, екологічна стійкість, емісія оксидів сірки, модульні схеми побудови систем підготовки палива, морський транспорт, паливо для суднових дизелів, системи підготовки палива

Rusnak D.Y. Features of the configuration of ship fuel preparation systems

To consider the issue of ensuring the preparation of ship heavy fuels with an increased sulfur content during the presence of seagoing vessels in special environmental control zones. To consider the features of modular schemes for building fuel preparation systems. It was determined that depending on the fractional and structural composition of the fuel, as well as depending on its density and viscosity, it is possible to use separate additional modules that affect the functioning of the fuel cleaning, preparation and supply subsystems. To consider additional modules that can be included in the fuel preparation system, which ensure the formation of stable water-fuel emulsions, fuel homogenization, ultrasonic irradiation of fuel. It was determined that despite the large number of studies carried out by both individual scientists and scientific organizations, the vast majority of them concern the optimization of standard fuel preparation methods

and are directly related to maintaining the functional characteristics of the fuel. Therefore, the task of the study was to determine the impact of separate fuel preparation modules on the environmental performance of ship internal combustion engines. It is noted that the use of additional fuel preparation modules becomes increasingly relevant when sea and inland waterway vessels are located in special environmental areas, in particular in Sulphur emissions control areas. During experimental studies conducted on a Bulk Carrier class vessel with a displacement of 73,320 tons, the power plant of which consisted of the main engine 6S60ME-C MAN-Diesel & Turbo, three auxiliary engines 6EY22ALW Yanmar and an auxiliary boiler Kangrim MB02 (the exhaust gases of which were cleaned of sulfur impurities in a scrubber), it was confirmed that the use of additional fuel preparation modules based on ultrasonic irradiation of fuel leads to an increase in the environmental sustainability of the operation of marine diesel engines. This is reflected in a decrease in the main criterion taken into account in the case of using fuel with a high sulfur content and subsequent cleaning of exhaust gases in SOX scrubbers, namely the SO_2/CO_2 ratio.

Keywords: environmental sustainability, fuel for ship diesel engines, fuel preparation systems, modular schemes for building fuel preparation systems, sea transport, sulfur content in fuel, sulfur oxide emissions.

Сазін С.В., Заблоцький Ю.В. Сазін А.С. Визначення впливу антифрикційних покриттів на технічний стан підшипників ковзання дизелів морських суден

Метою дослідження було визначення впливу антифрикційних покриттів на технічний стан підшипників судових дизелів. Дослідження з визначення впливу органічних покриттів (епіламів) на технічний стан вкладишів підшипників судових дизелів виконувалися в такій послідовності: розробка технології нанесення епіламу на поверхні вкладишів підшипників ковзання; визначення товщини нанослою епіламу, адсорбованого на металевій поверхні вкладишів підшипників ковзання; вивчення впливу нанослою епіламу на утворення граничного шару мастила; визначення зміни технічного стану вкладишів підшипників ковзання у разі нанесення на їхню поверхню нанослою епіламу. Як антифрикційні покриття використовувалися різні епілами, тонкий шар яких наносився на поверхні вкладишів підшипників судових дизелів 12V32/40 MAN-Diesel&Turbo. Два дизелі 12V32/40 MAN-Diesel&Turbo були встановлені на спеціалізованому морському судні, призначеному для перевезення контейнерів. Дизелі передавали свою потужність через редуктор на один гребний гвинт. V-подібна компоновка дизеля дозволила обробити вкладиші підшипників одного з рядів циліндрів дизеля антифрикційним покриттям (епіламом). При цьому вкладиші підшипників іншого ряду циліндрів не оброблялися епіламом. Було встановлено, що товщина шару епіламу на поверхні вкладишів підшипників судових дизелів може досягати 11,2...17,4 нм. Показано, що наночастинок епіламу, нане-

сений на металеву поверхню, призводить до збільшення товщини граничного шару мастила (від 12,3 мкм до 15,2...18,3 мкм), та крайових кутів змочування мастила (від 10,2° до 15,8...17,4°). Експериментально підтверджено, що епіламування поверхонь вкладишів підшипників дозволяє значною мірою знизити їх зношування. Для суднового дизеля 12V32/40 MAN-Diesel&Turbo експериментально встановлено, що епіламування забезпечує 1,1...1,4 кратне зниження зносу поверхні вкладишів підшипників, а також їх кращий технічний стан.

Ключові слова: антифрикційні покриття, вкладиш підшипника, граничний шар, знос, моторне мастило, система мащення, судновий дизель, підшипник ковзання, технічний стан, епіламування

Sagin S.V., Zablotskyi Y.V., Sagin A.S. Determination of the influence of antifriction coatings on the technical condition of sliding bearings of marine diesel engines

The purpose of the study was to determine the effect of antifriction coatings on the technical condition of marine diesel engine bearings. Studies to determine the effect of organic coatings (epilams) on the technical condition of marine diesel engine bearing liners were carried out in the following sequence: development of a technology for applying epilam to the surface of plain bearing liners; determination of the thickness of the epilam nanolayer adsorbed on the metal surface of plain bearing liners; study of the effect of the epilam nanolayer on the formation of a boundary layer of lubricant; determination of changes in the technical condition of plain bearing liners when an epilam nanolayer is applied to their surface. Various epilams were used as antifriction coatings, a thin layer of which was applied to the surface of the bearing liners of 12V32/40 MAN-Diesel&Turbo marine diesel engines. Two 12V32/40 MAN-Diesel&Turbo diesel engines were installed on a specialized seagoing vessel intended for transporting containers. Diesel engines transmitted their power through a gearbox to one propeller. The V-shaped layout of the diesel engine allowed the bearing liners of one of the rows of diesel cylinders to be treated with an antifriction coating (epilam). At the same time, the bearing liners of the other row of cylinders were not treated with epilam. It was found that the thickness of the epilam layer on the surface of the bearing liners of marine diesel engines can reach 11.2...17.4 nm. It was shown that a nanolayer of epilams applied to a metal surface leads to an increase in the thickness of the boundary layer of the lubricant (from 12.3 μm to 15.2...18.3 μm), and the edge wetting angles of the lubricant (from 10.2° to 15.8...17.4°). It was experimentally confirmed that epilam coating of the surfaces of the bearing liners allows to significantly reduce their wear. For the 12V32/40 MAN-Diesel&Turbo marine diesel engine, it has been experimentally established that epilation provides a 1.1...1.4-fold reduction in the wear of the bearing liner surface, as well as their better technical condition.

Keywords: anti-friction coatings, bearing liner, boundary layer, engine oil, epilam, lubrication system, marine diesel, sliding bearing, technical condition, wear.

Сазін С.В., Куропятник О.А., Разінкін Р.О. Визначення впливу системи рециркуляції випускних газів на експлуатаційні показники роботи суднового малообертового дизеля

Розглянути питання щодо забезпечення екологічних показників суднових дизелів шляхом використання систем рециркуляції випускних газів високого тиску. Проаналізовано механізм утворення оксидів азоту під час згоряння в суднових дизелях нафтових палив. Виконано стислий аналіз основних способів, що сприяють зниженню емісії оксидів азоту з випускними газами суднових дизелів. Висвітлені особливості систем рециркуляції випускних газів високого тиску, що встановлюються на суднових малообертових дизелях високої потужності. Наведені результати досліджень, що виконувались на судновому малообертовому дизелі 8G60ME MAN Diesel, обладнаного системою рециркуляції випускних газів високого тиску. Завданням дослідження було визначення впливу системи рециркуляції випускних газів високого тиску на екологічні, енергетичні та економічні показники роботи суднового малообертового дизеля. Експериментально встановлено, що зміна ступеня рециркуляції випускних газів у діапазоні 5...20 % забезпечує зниження концентрації оксидів азоту у випускних газах відповідно на 6,8...27,3 % залежно від частоти обертання та навантаження дизеля. Також виявлено, що використання системи рециркуляції випускних газів високого тиску призводить до зниження енергетичних та економічних показників роботи суднових дизелів. Експериментально встановлено, що при цьому питома ефективна витрата палива, що характеризує економічність роботи дизеля, підвищується пропорційно зростанню ступеня рециркуляції випускних газів і для різних швидкісних режимів роботи дизеля у відсотковому співвідношенні становить 0,85...4,34 %. Ефективна потужність дизеля, що характеризує його енергетичні показники, знижується на 1,2...3,43 % з підвищенням ступеня рециркуляції випускних газів. Незважаючи на погіршення економічних та енергетичних показників дизеля, застосування способу рециркуляції випускних газів високого тиску на судах морського та внутрішнього водного транспорту має широкі перспективи, тому що його використання забезпечує виконання міжнародних вимог щодо захисту навколишнього повітряного середовища від забруднення та сприяє підтримці екологічної безпеки суден та їх енергетичних установок.

Ключові слова: екологічна безпека, екологічність роботи дизеля, економічність роботи дизеля, емісія оксидів азоту, морський транспорт, рециркуляція випускних газів, питома витрата палива, потужність дизеля, судновий дизель

Sagin S.V., Kuropyatnyk O.A., Razinkin R.O. Determining the impact of the exhaust gas recirculation system on the operational performance of a marine low-speed diesel engine

The issue of ensuring the environmental performance of marine diesel engines by using high-pressure exhaust gas recirculation systems is considered. The mechanism of formation of nitrogen oxides during combustion of petroleum fuels in marine diesel engines is analyzed. A brief analysis of the main methods that contribute to reducing the emission of nitrogen oxides with exhaust gases of marine diesel engines is performed. The features of high-pressure exhaust gas recirculation systems installed on high-power marine low-speed diesel engines are highlighted. The results of research carried out on a 8G60ME low-speed marine diesel engine from MAN Diesel, equipped with a high-pressure exhaust gas recirculation system, are presented. The task of the study was to determine the impact of the high-pressure exhaust gas recirculation system on the environmental, energy and economic performance of the marine low-speed diesel engine. It has been experimentally established that changing the degree of exhaust gas recirculation in the range of 5–20 % provides a decrease in the concentration of nitrogen oxides in exhaust gases by 6.8–27.3 %, respectively, depending on the speed and load of the diesel engine. It has also been found that the use of a high-pressure exhaust gas recirculation system leads to a decrease in the energy and economic performance of marine diesel engines. It has been experimentally established that the specific effective fuel consumption, which characterizes the efficiency of the diesel engine, increases in proportion to the increase in the degree of exhaust gas recirculation and for different speed modes of diesel engine operation in percentage terms is 0.85–4.34 %. The effective power of the diesel engine, which characterizes its energy performance, decreases by 1.2–3.43 % with an increase in the degree of exhaust gas recirculation. Despite the deterioration of the economic and energy performance of diesel engines, the use of the high-pressure exhaust gas recirculation method on ships of maritime and inland waterway transport has broad prospects, since its use ensures the fulfillment of international requirements for the protection of the ambient air from pollution and contributes to the maintenance of the environmental safety of ships and their power plants.

Keywords: diesel engine efficiency, diesel engine power, environmental friendliness of diesel engines, environmental safety, exhaust gas recirculation, marine diesel, maritime transport, nitrogen oxide emissions, specific fuel consumption.

Хлієва О.Я., Константинов О. І. Енергетична ефективність суднової установки на основі органічного циклу Ренкіна для рекуперації теплоти води охолодження двигуна Wärtsilä 12V46F

Актуальність роботи пов'язана з необхідністю підвищення ефективності суднових енергетичних установок з метою зниження споживання палива та емісії парникових газів усім судном. Робота присвячена енергетичному

аналізу установки на основі органічного циклу Ренкіна (ОЦР), яка живиться теплою води охолодження суднового двигуна Wärtsilä 12V46F (максимальна тривала потужність 14400 кВт). Проаналізовано конфігурацію ОЦР при змінній температурі заборотної води тзв (приймач теплоти) з урахуванням регенеративного теплообміну у циклі для двох робочих тіл: пентану (R601) та R134a. Показано, що при наявності регенеративного теплообмінника в установці на основі ОЦР, яка живиться теплою води з температурою на вході 93 °C та 74 °C на виході, температура кипіння R134a варіюється від 74 до 77 °C (в залежності від тзв), та від 71 до 73 °C для пентану. Масова витрата R134a як робочого тіла у контурі установки на основі ОЦР приблизно в два рази вище, ніж пентану, що пояснюється більшим значенням теплоти фазного переходу останнього. Індикаторний ККД ОЦР при однакових температурах джерела та приймача теплоти практично однаковий для пентану та R134a та змінюється від 0,07 до 0,14 при зменшенні температури заборотної води від 30 °C до 2 °C. Електричний ККД установки на основі ОЦР для пентану вище на 8...14 %, ніж для R134a, що пов'язане з значними витратами на роботу живильного насоса R134a у порівнянні з пентаном. Вихідна електрична потужність установки на основі ОЦР при застосуванні як робочого тіла пентану варіюється від 290 кВт при тзв=30 °C до 520 кВт при тзв=2 °C. Пентан є більш раціональним робочим тілом у розглянутій системі на основі ОЦР, ніж R134a. Основний його недолік як робочого тіла – горючість, що буде потребувати додаткових мер по забезпеченню безпеки розглянутої установки.

Ключові слова: суднова енергетична установка; рекуперація вторинної теплоти; органічний цикл Ренкіна; термодинамічний аналіз; енергоефективність; технологічне обмеження; регенеративний теплообмінник; робоче тіло

Khlieva O.Ya., Konstantinov O.I. Energy Efficiency of a Marine Organic Rankine Cycle Unit for Heat Recovery of Wärtsilä 12V46F Engine Cooling Water

The study's relevance is related to the need to improve the efficiency of marine power plants to reduce fuel consumption and greenhouse gas emissions by the vessel. The study is devoted to the energy analysis of an Organic Rankine Cycle (ORC) unit that consumes the heat of the Wärtsilä 12V46F marine engine (maximum continuous power of 14400 kW) cooling water. The ORC configuration at a changing seawater temperature tsv (heat receiver) taking into account the presence of a regenerative heat exchange in the cycle is analyzed for two working fluids: pentane (R601) and R134a. It is shown that in the presence of a regenerative heat exchanger in the ORC unit fed by the heat of water with an inlet temperature of 93 °C and an outlet temperature of 74 °C, the boiling point of R134a varies from 74 to 77 °C (depending on tsv) and from 71 to 73 °C for pentane. The mass flow rate of R134a as a working fluid in the ORC unit circuit is approxi-

mately two times higher than that of pentane, which is explained by the higher value of the phase transition heat of the pentane. The indicator efficiency of the ORC at the same temperatures of the heat source and receiver is almost equal for pentane and R134a and varies from 0.07 to 0.14 with a decrease in the seawater temperature from 30 to 2 °C. The electrical efficiency of the ORC unit for pentane is 8...14% higher than for R134a, which is due to the significant electricity consumption of the R134a feed pump compared to pentane. The output electrical power of the ORC unit when using pentane as the working fluid varies from 290 kW at $t_{sv} = 30^{\circ}\text{C}$ to 520 kW at $t_{sv} = 2^{\circ}\text{C}$. Pentane is a more appropriate working fluid in the considered ORC unit than R134a. Its main disadvantage as a working fluid is flammability, which will require additional measures to ensure the safety of the considered unit.

Key words: ship power plant, waste heat recovery; Organic Rankine Cycle; thermodynamic analysis; energy efficiency; technological limitations; regenerative heat exchanger, working fluid

Черемісін В.І., Ігнатенко О.А. Урахування процесу дроселювання в циклі комбінованого суднового двигуна

В статті розглянуті два варіанти теоретичного циклу суднового комбінованого двигуна, що складається з дизеля та газотурбонагнітача.

При побудові теоретичного циклу комбінованого двигуна на підставі відомих допущень замінюють розімкнені робочі процеси ДВЗ і ГТН термодинамічними циклами. Вони побудовані для дуже поширеної ізобарної системи наддування коли газу, що відпрацювали в циліндрах ДВЗ, спрямовуються у випускний колектор великого об'єму, а звідти практично при постійному тиску - в газову турбіну.

У першому варіанті, має місце ізохорне відведення теплоти від газу. Який відпрацював у ДВЗ, та її ізобарне підведення до газу перед турбіною. Вони побудовані для дуже поширеної ізобарної системи наддування коли газу, що відпрацювали в циліндрах ДВЗ, спрямовуються у випускний колектор великого об'єму, а звідти практично при постійному тиску - в газову турбіну. При цьому ГТН використовується як для забезпечення наддування ДВЗ, так і для здійснення додаткової роботи.

При випуску в колектор газу розширюються без теплообміну, але при цьому не виконують роботу, тобто має місце необоротне адіабатне дроселювання. Цей процес зазвичай замінюють двома оборотними процесами: ізохорним відведенням теплоти від газу після його розширення в циліндрах ДВЗ і ізобарним підведенням тієї ж кількості теплоти до газу перед його ізентропним розширенням в турбіні.

Представляє інтерес зміна циклу комбінованого двигуна шляхом заміни умовних оборотних процесів ізохорного відведення теплоти і ізобарного підведення теплоти реальним процесом адіабатного дроселювання. У другому варіанті, ці два процеси замінені адіабатним дроселюванням. Як

відомо, процес дроселювання протікає при постійному значенні ентальпії. У ідеального газу ентальпія залежить тільки від температури, тому процес дроселювання протікає при постійній температурі.

В статті показано, що в обох випадках вирази для розрахунку термічного ККД циклу комбінованого двигуна однакові.

Відмічена обставина свідчить про те, що заміна безповоротного процесу дроселювання для ККД двома оборотними процесами (ізохорним відведенням теплоти і ізобарним підведенням теплоти) є цілком коректною процедурою.

Необхідно підкреслити, що термічний ККД циклу комбінованого двигуна істотно вище ККД звичайного ДВЗ. При включенні до складу установки газової турбіни, що використовує енергію газів, що відпрацювали в ДВЗ, термічний ККД установки підвищується на 14-18 % порівняно з ефективністю ДВЗ.

Отже, аналіз циклу комбінованого двигуна з урахуванням реального процесу дроселювання при випуску газів, що відпрацювали в ДВЗ показав, що це урахування не впливає на розрахунок термічного ККД циклу. Тому заміна вказаного безповоротного процесу дроселювання при виведенні виразу для ККД двома оборотними процесами ізохорного відведення і ізобарного підведення теплоти цілком допустима.

Ключові слова: цикл комбінованого двигуна, двигун внутрішнього згоряння, газотурбінна установка, термічний ККД, наддув ДВЗ, процес дроселювання.

Chemerisin V.I., Ignatenko O.A. Registration process of throttling at cycle of combined ship engine

The article considers two variants of the theoretical cycle of a combined engine consisting of a diesel engine and a gas turbine unit.

When constructing a theoretical cycle of a combined engine based on known assumptions, the open working processes of the ICE and GTU are replaced by thermodynamic cycles. They are constructed for a very common isobaric supercharging system, when the gases exhausted in the ICE cylinders are directed to a large-volume exhaust manifold, and from there, at virtually constant pressure, to a gas turbine.

In the first variant, there is an isochoric heat removal from the gas exhausted in the ICE and its isobaric supply to the gas before the turbine. In this case, the GTU is used both to provide supercharging of the ICE and to perform additional work.

When released into the manifold, the gases expand without heat exchange, but do not perform work, i.e. irreversible adiabatic throttling occurs. This process is usually replaced by two reversible processes: isochoric heat removal from the gas after its expansion in the ICE cylinders and isobaric supply of the same amount of heat to the gas before its isentropic expansion in the turbine.

Of interest is the change in the cycle of a combined engine by replacing the conventional reversible processes of isochoric heat removal and isobaric heat supply with a real process of adiabatic throttling.

In the second variant, these two processes are replaced by adiabatic throttling. As is known, the throttling process occurs at a constant enthalpy. For an ideal gas, the enthalpy depends only on the temperature, so the throttling process occurs at a constant temperature.

The article shows that taking into account the throttling process in the combined engine cycle does not affect the value of the thermal efficiency, i.e. in both cases the expressions for calculating the thermal efficiency of the combined engine cycle are the same.

The noted circumstance indicates that replacing the irreversible throttling process with two reversible processes (isochoric heat removal and isobaric heat supply) is a completely correct procedure.

It should be emphasized that the thermal efficiency of the combined engine cycle is significantly higher than the efficiency of a conventional ICE. When including a gas turbine in the installation, the thermal efficiency increases by 14-18% compared to the efficiency of a diesel engine.

Thus, the analysis of the combined engine cycle taking into account the actual throttling process during exhaust gas release from the internal combustion engine showed that this consideration does not affect the calculation of the thermal efficiency of the cycle. Therefore, the replacement of the specified irreversible throttling process when deriving the expression for the efficiency by two reversible processes of isochoric removal and isobaric supply of heat is entirely acceptable.

Keywords: cycle of combined engine, internal combustion engine, gas turbine plant, thermal coefficient of efficiency, supercharge of ICE, process of throttling.

Лебедев Б., Уминський С., Королькова М., Мельнік О. Підвищення довговічності прецезійних пар застосуванням технологій нанокompозиційного електролітичного залізнєння

Метою роботи є обґрунтування технологій збільшення міжремонтного ресурсу прецезійних пар застосуванням наноматеріалів при відновленні електролітичним залізнєнням.

Об'єктом дослідження є режими електролізу і концентрації нанорозмірних частинок в електроліті для отримання нанокompозиційних електролітичних покриттів.

Основною формою управління технічним станом будь-якого технічного комплексу є технічне обслуговування, проведене виконавцями експлуатації з метою підтримання технічного комплексу в справному (працездатному) стані.

Вихід з ладу гідравлічної системи призводить до простою техніки, що є причиною вагомих економічних витрат. Найбільш інтенсивно в процесі експлуатації гідроустаткування зношуються золотникові пари. Високий

ступінь зносів зазначеного сполучення обумовлена знакозмінними навантаженнями, високим тиском гідравлічної рідини, наявністю в ній абразивних частинок, конструктивними особливостями сполучення, корозійною активністю поверхневих шарів деталей і іншими факторами. Висока вартість гідророзподільників і частоті його відмови через зношування золотникових пар визначають необхідність відновлення даного сполучення, що в свою чергу забезпечить економічну ефективність експлуатації обладнання. Існуючі технології відновлення прецезійних пар гідророзподільників мають суттєві недоліки, їх застосування обмежене необхідністю використання складного і дорогого обладнання або вони не забезпечують необхідного ресурсу сполучення. Найбільш перспективними є способи відновлення, що забезпечують ресурс деталей на рівні нових, що передбачають автоматизацію процесів, що зводять до мінімуму подальшу механічну обробку, що протікають при низьких температурах. До таких способів в першу чергу відносяться електролітичні. При відновленні прецезійних пар гідрообладнання електролітичними способами виділяють залізнення і хромування, при цьому для деталей із зносом, що перевищує 0,1 мм, кращим є електролітичне залізнення як більш продуктивний і економічний спосіб, що дозволяє отримувати покриття товщиною до 1,5 мм з вихідною мікротвердістю до 495 HV. Однак при всіх перевагах спосіб відновлення прецезійних пар із застосуванням електролітичного залізнення має значний недолік, що обмежує його застосування-ресурс відновлених даним способом деталей не досягає 80% від ресурсу нових, що призводить до підвищення собівартості внаслідок частих відмов сполучення. Причиною недостатнього ресурсу є невисока мікротвердість, зносу і корозійна стійкість одержуваних покриттів.

Обґрунтовано спосіб підвищення ресурсу прецезійних пар. Досліджено вплив концентрації нанорозмірних частинок і режимів нанесення наноконпозиційного електролітичного залізнення на його мікротвердість. Досліджено режими електролізу і концентрації нанорозмірних частинок в електроліті наноконпозиційних покриттів з високими фізико-механічними властивостями, які можуть бути використані при розробці ремонтно-обслуговуючих заходів прецезійних пар.

Розроблено технологічний процес зміцнення та відновлення прецезійних пар гідравлічних систем, що дозволяє підвищити збереженість і довговічність гідрообладнання за рахунок формування на робочих поверхнях деталей покриттів.

Ключові слова: технічний стан, технологія, прецезійна пара, покриття, зносостійкість, навантаження, відновлення деталей, тиск.

Lebedev B., Uminsky S., Korolkova M., Melnik O. Increasing the durability of precision pairs using nanocomposite electrolytic iron plating technologies

The purpose of the work is to substantiate the technologies for increasing the service life of precision pairs using nanomaterials during electrolytic iron plating restoration.

The object of the study is the modes of electrolysis and the concentration of nanosized particles in the electrolyte to obtain nanocomposite electrolytic coatings.

The main form of management of the technical condition of any technical complex is maintenance carried out by the operators in order to maintain the technical complex in a serviceable (working) condition.

Failure of the hydraulic system leads to downtime of the equipment, which is the cause of significant economic costs. The spool pairs wear out most intensively during the operation of hydraulic equipment. The high degree of wear of the specified connection is due to alternating loads, high pressure of the hydraulic fluid, the presence of abrasive particles in it, design features of the connection, corrosion activity of the surface layers of the parts and other factors. The high cost of hydraulic distributors and the frequency of its failure due to wear of the spool pairs determine the need to restore this connection, which in turn will ensure the economic efficiency of the equipment operation. Existing technologies for restoring precision pairs of hydraulic distributors have significant drawbacks, their application is limited by the need to use complex and expensive equipment or they do not provide the required resource of the connection. The most promising are restoration methods that provide the resource of parts at the level of new ones, which provide for the automation of processes that minimize further mechanical processing that occur at low temperatures. Such methods primarily include electrolytic ones. When restoring precision pairs of hydraulic equipment by electrolytic methods, iron plating and chrome plating are distinguished, while for parts with wear exceeding 0.1 mm, electrolytic iron plating is preferred as a more productive and economical method, which allows obtaining a coating with a thickness of up to 1.5 mm with an initial microhardness of up to 495 HV. However, with all the advantages, the method of restoring precision pairs using electrolytic iron plating has a significant drawback that limits its application - the resource of parts restored by this method does not reach 80% of the resource of new ones, which leads to an increase in cost due to frequent failures of the connection. The reason for the insufficient resource is the low microhardness, wear and corrosion resistance of the resulting coatings.

A method for increasing the resource of precision pairs is substantiated. The influence of the concentration of nano-sized particles and the modes of application of nanocomposite electrolytic iron plating on its microhardness is studied. The electrolysis regimes and concentration of nanosized particles in the electrolyte of nanocomposite coatings with high physical and mechanical properties have been studied, which can be used in the development of repair and maintenance measures for precision pairs.

A technological process for strengthening and restoring precision pairs of hydraulic systems has been developed, which allows increasing the safety and durability of hydraulic equipment by forming coatings on the working surfaces of parts.

Keywords: technical condition, technology, precision pair, coating, wear resistance, load, restoration of parts, pressure..

Міусов М.В., Нікольський В.В., Левінський М.В., Левінський В.М., Сахаров А.А. Розробка комплексної моделі для оцінки викидів парникових газів для різних видів палива на морському транспорті

Морська галузь відповідає за перевезення приблизно 80% світових товарів за обсягом та значно сприяє глобальним викидам парникових газів (ПГ) через свою залежність від викопних палив. У цій роботі представлено комплексну модель, розроблену для оцінки викидів ПГ, пов'язаних із різними видами палива, що використовуються на морському транспорті, включаючи дизельне паливо, зріджений природний газ (ЗПГ), водень, метанол та аміак. Модель використовує метод моделювання Монте-Карло для врахування невизначеностей у споживанні палива та факторах викидів, надаючи ймовірнісний аналіз екологічних впливів. Для кожного виду палива визначено основні параметри, такі як фактори викидів та норми споживання, а також враховано варіабельність через фактори, які вносять невизначеність. Результати моделювання показують, що водень та аміак можуть досягати до 100% зниження викидів CO₂ порівняно з дизелем, хоча аміак вимагає обережного поводження через його токсичність та потенційні викиди NO_x. Метанол забезпечує значне зниження викидів CO₂, але може збільшувати викиди NO_x, що вимагає додаткових технологій контролю. ЗПГ забезпечує помірне зниження викидів як CO₂, так і NO_x, що робить його перспективним перехідним паливом. Модель служить інструментом прийняття рішень для зацікавлених сторін у морській галузі, полегшуючи вибір оптимальних палив для зниження викидів ПГ. Надаючи надійну оцінку екологічних впливів різних палив, це дослідження сприяє глобальним зусиллям з пом'якшення зміни клімату та підтримує розробку політики, спрямованої на декарбонізацію морського транспорту.

Ключові слова: викиди парникових газів; морський транспорт; оцінка палива; моделювання Монте-Карло; альтернативні палива; викиди CO₂; викиди NO_x; реалізація моделі.

Miyusov M.V., Nikolskiy V.V., Levinskiy M.V., Levinskiy V.M., Saharov A.A. Development of a comprehensive model for assessing greenhouse gas emissions for various fuel types in maritime transport

The maritime industry is responsible for transporting approximately 80% of the world's goods by volume and significantly contributes to global greenhouse gas (GHG) emissions due to its reliance on fossil fuels. This paper presents a

comprehensive model developed to assess the GHG emissions associated with various types of fuels used in maritime transport, including diesel fuel, liquefied natural gas (LNG), hydrogen, methanol, and ammonia. The model employs the Monte Carlo simulation method to account for uncertainties in fuel consumption and emission factors, providing a probabilistic analysis of environmental impacts. For each type of fuel, key parameters such as emission factors and consumption rates are defined, and variability is considered due to factors that introduce uncertainty. The simulation results show that hydrogen and ammonia can achieve up to 100% reduction in CO₂ emissions compared to diesel, although ammonia requires careful handling due to its toxicity and potential NO_x emissions. Methanol offers significant reductions in CO₂ emissions but may increase NO_x emissions, necessitating additional control technologies. LNG provides moderate reductions in both CO₂ and NO_x emissions, making it a promising transitional fuel. The model serves as a decision-making tool for stakeholders in the maritime industry, facilitating the selection of optimal fuels to reduce GHG emissions. By providing a reliable assessment of the environmental impacts of different fuels, this study contributes to global efforts to mitigate climate change and supports the development of policies aimed at decarbonizing maritime transport.

Keywords: greenhouse gas emissions; maritime transport; fuel assessment; Monte Carlo simulation; alternative fuels; CO₂ emissions; NO_x emissions; model implementation.

Журавльов Ю.І., Корх М.В., Обертюр К.Л. Технологічні критерії для оптимальної роботи пар Вал-полшипник ковзання деталей суднових технічних засобів (СТЗ)

В статті показано, що підвищення довговічності деталей СТЗ безпосередньо пов'язане зі зносостійкістю деталей машин. Таким чином, підвищення зносостійкості деталей машин СТЗ є актуальним напрямком досліджень. Довговічність багатьох машин визначається зносостійкістю деталей, що мають внутрішні циліндричні поверхні, що працюють в умовах тертя ковзання.

Відомо, що завдання підвищення зносостійкості конкретного виробу часто не передбачає якісної модифікації структурного складу використовуваного матеріалу в усьому його об'ємі, а переноситься на видозміну поверхневого шару матеріалу, оскільки захист деталей від зносу в ряді випадків вирішується поверхневим зміцненням. У загальному випадку під поверхневим зміцненням розуміється підвищення твердості робочої поверхні деталі, що дозволяє збільшити зносостійкість.

Підвищенню механічних характеристик, що труться, присвячена велика кількість робіт, у яких запропоновані різні способи зміцнення. Перспективні напрямки розвитку поверхнево-зміцнюючих технологій припускають використання нових методів отримання зносостійких покриттів, в основному з використанням зносостійких матеріалів, тобто покриттів на основі сполук

типу оксидів, нітридів і карбідів. Використання зміцнюючих покриттів із різномірних матеріалів призводить не тільки до модифікації поверхневого шару, але й до утворення, у ряді випадків принципово нового композиційного матеріалу поверхневого шару, що володіє як високою міцністю й достатньою пластичністю, так і підвищеною зносостійкістю.

Дослідження термомеханічних процесів у виробках із покриттям при їх обробці й експлуатації для визначення умов утворення дефектів відшарування покриттів від основного матеріалу і їх усунення з урахуванням фізико-механічного стану поверхневого шару, технологічних параметрів фінішної обробки та спадкових дефектів, що виникають у процесі нанесення покриттів, показують, що при поступальному русі різального інструменту в циліндрі, що має некруглість δ (або шорсткість Ra) на ділянці $(-a; a)$, на його робочій поверхні формуються зони часткового відшарування покриття. Ці ділянки під дією робочих дотичних напружень можуть досягати таких значень, при яких відбувається відшарування покриття від матриці циліндричної поверхні.

Знайдемо, при яких параметрах відшарування, пов'язаних із шорсткістю робочої поверхні циліндра і його геометричною похибкою, а також фізико-механічними властивостями покриття й матеріалу циліндра, відбувається руйнування власного покриття.

Ключові слова: суднові технічні засоби, дефекти суднових деталей, сполучення «вал-підшипник ковзання», зношування поверхонь.

Zhuravlov Yu.I., Korh M.V., Obertiur K.L. Technological criteria for optimal operation of shaft-bearing joints of ship technical equipment parts (STE)

The article shows that increasing the durability of STE parts is directly related to the wear resistance of machine parts. Thus, increasing the wear resistance of STE parts is a relevant area of research. The durability of many machines is determined by the wear resistance of parts with internal cylindrical surfaces operating under sliding friction conditions.

It is known that the task of increasing the wear resistance of a particular product often does not involve a qualitative modification of the structural composition of the material used throughout its volume, but is transferred to a modification of the surface layer of the material, since the protection of parts from wear in some cases is solved by surface strengthening. In the general case, surface strengthening is understood as increasing the hardness of the working surface of the part, which allows increasing wear resistance.

A large number of papers are devoted to increasing the mechanical characteristics of friction, in which various methods of strengthening are proposed. Promising directions of development of surface-hardening technologies assume use of new methods of obtaining wear-resistant coatings, mainly with use of wear-resistant materials, i.e. coatings based on compounds such as oxides,

nitrides and carbides. Use of strengthening coatings from dissimilar materials leads not only to modification of the surface layer, but also to formation, in some cases, of fundamentally new composite material of the surface layer, possessing both high strength and sufficient plasticity, and increased wear resistance.

Studies of thermomechanical processes in coated products during their processing and operation to determine the conditions for the formation of defects in the delamination of coatings from the base material and their elimination, taking into account the physical and mechanical state of the surface layer, technological parameters of finishing and hereditary defects that arise in the process of coating application, show that during the translational movement of a cutting tool in a cylinder with non-circularity δ (or roughness R_a) in the area $(-a; a)$, zones of partial delamination of the coating are formed on its working surface. These areas, under the action of working tangential stress, can reach such values at which the delamination of the coating from the matrix of the cylindrical surface occurs.

The delamination parameters, associated with the roughness of the working surface of the cylinder and its geometric error, as well as the physical and mechanical properties of the coating and the cylinder material were found, at which the destruction of the coating itself occurs.

Keywords: ship technical equipment, defects in ship parts, shaft-sliding bearing combination, surface wear.

ПРАВИЛА ОФОРМЛЕННЯ І ПОДАННЯ РУКОПИСІВ ДЛЯ ЗБІРНИКА «СУДНОВІ ЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ»

Науково-технічний збірник національного університету «Одеська морська академія» «Суднові енергетичні установки» є науковим виданням, в якому можуть публікуватись основні результати дисертаційних робіт зі спеціальностей 271 «Морський та внутрішній водний транспорт» та 275 «Транспортні технології (за видами)».

Стаття повинна відповідати правилам оформлення наукових статей і містити постановку проблеми в загальному вигляді та її зв'язок з важливими науковими або практичними завданнями, аналіз останніх досліджень і публікацій за темою статті, формулювання цілей статті (постановку завдання), виклад основного матеріалу з необхідними обґрунтуваннями, висновки та перспективи подальших досліджень.

Рукопис подається на електронному носії у форматі *.doc з паперовою копією і рефератами на українській та англійській мовах, підписаною всіма авторами, з контактною інформацією: адреси, телефони. Обсяг статті — до 0,5 авторського аркуша з урахуванням ілюстрацій, підписуваних підписів і реферату.

Реферат двома мовами — українською та англійською — наводиться наприкінці рукопису та повинен містити: ФІО авторів, назву статті, скорочений зміст та ключові слова. Обсяг реферату кожною мовою повинен складати не менше 1800 знаків (з пробелами), включаючи ключові слова.

Формат паперу А5 (148×210) Усі поля — 16 мм. Текст - через 1 інтервал, Times New Roman, 11 пт; таблиці, заголовки таблиць, підписуваних підписи — 10 пт.

На першій сторінці рукопису повинні бути вказані наступні елементи: ФІО авторів; найменування закладу, в якому виконувалася робота; назва статті. Заголовок статті оформляти за стилем Заголовок 1, кегль 11 пт, без переносу слів, усі прописні.

При необхідності робиться перенос тексту, але не в заголовку статті.

Усі формули повинні бути набрані в Mathtype. Змінні, функції, вектори, матриці і т.п. оформляються латинським шрифтом. Змінні виконуються похилим шрифтом, вектори — напівжирним, без нахилу; грецькі символи — у всіх випадках без нахилу; індекси: латинські — з нахилом, кириличні — без нахилу. Розміри в Mathtype: основ-

ний — 11 пт, збільшений — 16,5 пт, індекс — 7 пт, субіндекс — 6 пт. Нумеруються тільки ті формули, на які є посилання в тексті. Формули відділяються від тексту рядками висотою 2 пт. Одиниці фізичних величин повинні відповідати ДСТУ 3651.0-97, ДСТУ 3651.1-97, ДСТУ 3651.2-97 "Метрологія. Одиниці фізичних величин" і мати загальноприйняті позначення.

Таблиці слід розташовувати на одній сторінці крім випадків, коли таблиця займає більше 1 сторінки. Заголовок — 10 пт, без переносу, інтервал перед — 8 пт, після — 2 пт, основний шрифт таблиці — 10 пт.

Рисунки відділяються від тексту зверху інтервалом 8 пт, від назви — 2 пт. Назва рисунку — кегль 10 пт, без переносу, інтервал після — 8 пт. На всі таблиці і рисунки повинні бути посилання в тексті статті у скороченому вигляді (рис., табл.).

Ілюстрації, які підготовлені в графічних редакторах, додаються в якості окремих файлів у вихідному форматі. Розмір написів повинен забезпечувати їхню читаність (8-10 пт).

Посилання на літературні джерела у тексті оформлюються у квадратних дужках з вказанням номера джерела.

Бібліографічний опис оформлюється з урахуванням Національного стандарту України ДСТУ 8302:2015 «Інформація та документація. Бібліографічне посилання. Загальні положення та правила складання».

Приклад оформлення списку літератури наведено нижче:

Книги одного, двох або трьох авторів

Заблоцький Ю.В., Сагін С.В. Робочий цикл суднових двигунів внутрішнього згоряння. Теорія та розрахунок основних параметрів: навчальний посібник. Одеса: НУ «ОМА», 2018. 108 с.

Книги чотирьох і більше авторів

Колегаєв М.О., Парменова Д.Г., Мамкічев М.А., Ніколаєва Г.В., Розлуцький О.М., Роман Г.Г., Сваричевська А.П., Осадчук Д.Д. Безпека та охорона на морі: навчальний посібник. Одеса: Фенікс, 2020. 832 с.

або

Безпека та охорона на морі: навчальний посібник / М.О. Колегаєв та ін. Одеса: Фенікс, 2020. 832 с.

Стаття у періодичному виданні, розділ книги

Сагін С.В., Столярик Т.О. Аналіз експлуатаційних характеристик моторних мастил суднових дизелів. *Суднові енергетичні установк.*

2021. Вип. 43. С. 69-80. <https://doi.org/10.31653/smf343.2021.69-80>.

Shestopalov K., Khliyeva O., Ierin V., Konstantinov O., Khliiev N., Neng G., Kozminykh M. Novel marine ejector-compression waste heat-driven refrigeration system: technical possibilities and environmental advantages. *International Journal of Refrigeration*. 2024. Vol. 158. P. 202-215. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2023.11.015>

Праці конференції

Голіков В.А., Данілов К.С., Сінюта К.О. Експлуатація і ремонт транспортних засобів морського та річкового флоту. *Науково-техн. конф. «Морський та річковий флот: експлуатація і ремонт»*, Одеса, 22-23 березня 2023 р. Одеса: НУ "ОМА". С. 10-13.

Дисертації

Будашко В. В. Підвищення ефективності функціонування суднових енергетичних установок комбінованих пропульсивних комплексів: дис. д-ра техн. наук: 05.22.20. Одеса, 2017. 422 с.

Законодавча та нормативна документація, стандарти

Міжнародна конвенція про підготовку і дипломування моряків та несення вахти 1978 року (консолідований текст з манільськими поправками). К.: ВПК «Експрес-Поліграф», 2012. 568 с.

ДСТУ 7152:2010 (ISO 8:2019, NEQ; ISO 18:1981, NEQ; ISO 215:1986, NEQ). Видання. Оформлення публікацій у журналах і збірниках. Київ: ДП «УкрНДНЦ», 2020. 11 с. (Інформація та документація)

Електронні ресурси

Marine Environment Protection Committee progress on GHG Strategy and next set of GHG reduction measures, adopts SOx control area. *International Maritime Organisation: website*. URL: <https://www.imo.org/en/MediaCentre/PressBriefings/pages/MEPC-79.aspx> (date: 01.12.2023)

Про освіту: Закон України від 01.07.2014 р. № 1556-VII. Дата оновлення: 28.09.2018. URL: <http://zakon2.rada.gov.ua/laws/show/1556-18> (дата звернення: 15.11.2018).

Контактна інформація - e-mail: ivanovich1zh@gmail.com

Суднові енергетичні установки:
науково-технічний збірник.
Випуск 49.

Підписано до друку 26.12.2024. Формат 60×84/16.
Ум. друк. арк. 12,80. Наклад 100. Зам. № И12-12 52.

НУОМА, центр „Видавінформ”
Свідчення ДК № 1292 від 20.03.2003
65029, м. Одеса, вул. Дидрихсона, 8
тел./факс: 048-234-14-12
publish@ma.odessa.ua