

ISSN 1815-6770

Міністерство освіти і науки України

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ОДЕСЬКА МОРСЬКА АКАДЕМІЯ»

Суднові енергетичні установки



Науково-технічний
збірник

Випуск 46

Одеса
2023

ББК 39.46
С 188
УДК 629.123.066

Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник.
Вип. 46 - Одеса: НУ «ОМА», 2023. -188 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.т.н., доц. С.В. Сагін (редактор); к.т.н., проф. М.О. Колегаєв; д.т.н., проф. М.В. Міюсов; д.т.н., проф. В.М. Захарченко; д.т.н., проф. В.А. Голіков; д.т.н., проф. С.І. Горб; д.т.н., проф. В. В. Будашко; д.т.н., проф. О. А. Онищенко; д.т.н., проф. В. В. Афтаниук; д.ф.-м.н., проф. О. В. Малахов; д.т.н., проф. П. С. Суворов; д.ф.-м.н., проф. С. В. Козицький; д.т.н., проф. І. М. Гвоздева; к.т.н, доц. Ю. І. Журавльов; к.т.н, доц. Ю. В. Заблоцький; к.т.н, доц. В. Г. Солодовніков; к.т.н, доц.А. В. Печенюк; doctor in technical sciences, Senior Lectures Class A, Bendahmane Boukhalfa (Algeria)

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

Контактні телефони редакції (067) 558-13-28.

e-mail: ivanovich1zh@gmail.com

Комп'ютерна верстка Журавльов Ю.І.

Затверджене вченою радою НУ «ОМА», протокол №9 від 25.06.2023.

Зміст

<i>Богач В.М., Обертюр К.Л., Довіденко Ю.М.</i> Аналіз умов подачі мастила в циліндри суднових ДВЗ.....	5
<i>Богомолів Е.П., Опарін А.В., Смажило Б.В.</i> Розвиток практичного застосування термодинамічного синтезу що самопоширюється, при відновленні зношених механізмів	17
<i>Голіков В.А., Данілов К.С., Сінюта К.О.</i> Експериментальне визначення показників енергетичної ефективності роботи контейнеровоза класу DNV-GL (13800 TEU)	
<i>Голіков В.А., Крупов І.В.</i> Аналіз ефективності використання земснарядів в експлуатаційних умовах	41
<i>Козак С.В.</i> Онлайн навчання як один з ефективних методів дистанційного вивчення англійської мови.....	47
<i>Козицький С. В., Кіріян С. В.</i> Застосування наночастинок для збільшення ефективності суднових механізмів.....	53
<i>Заблоцький Ю.В.</i> Аналіз особливостей процесу мащення циліндрової групи суднових дизелів	67
<i>Очеретяний Ю.О.</i> Повний факторний експеримент системи кондиціонування повітря пасажирського судна	78
<i>Присянок В.В., Берестовой І.О.</i> Концептуальна модель судна з гібридним пневмоелектричним двигуном і оцінка його ефективності.....	92
<i>Сагін С.В., Бондар С.А.</i> Метод попередження аварійних ситуацій під час експлуатації суднових дизелів за аналізом потоку відмов його основних вузлів.....	101
<i>Сагін С.В., Побережний Р.В.</i> Метод управління факторами ризику виникнення аварійних ситуацій під час експлуатації пропульсивних комплексів засобів водного транспорту.....	110
<i>Сагін С.В., Сагін А.С.</i> Контроль та діагностування надійності та економічності дизелів морських та річкових засобів транспорту	118
<i>Столярик Т.О.</i> Прогнозування якісних характеристик роботи систем циліндрового мащення суднових дизелів.....	132
<i>Lebediev B., Ismailova N., Mohylanets T.</i> Geometric modeling of parts of ship equipment with match surfaces.....	142

<i>Zhuravlov Yu.I., Melnik A.A., Kostyuchenko Ye.F.</i> Estimation of stiffness and displacements by the analytical express method during the operation of "Sliding shaft-bearing" connections.	147
РЕФЕРАТИ.....	158
Правила оформлення і подання рукописів для збірника «Суднові енергетичні установки».....	186

10.31653/smf46.2023. 5-16

Богач В.М., Обертюр К.Л., Довіденко Ю.М.
Національний університет Одеська морська академія

АНАЛІЗ УМОВ ПОДАЧІ МАСТИЛА В ЦИЛІНДРИ СУДНОВИХ ДВЗ

Постановка проблеми в загальному вигляді. Широке використання альтернативних палив усіх видів і низькоякісних сортів палив нафтового походження, поряд з підвищенням економічності, вимагає значного збільшення надійності судових ДВЗ, а також зниження тривовитрат на їх обслуговування.

Виходячи з цього, одночасно з освоєнням дизелів нових поколінь, особливу значущість набуває підвищення техніко-економічних показників судових двигунів шляхом збільшення ефективності систем, що забезпечують їх роботу. Для флоту це найбільш реальний шлях суттєвого скорочення питомих витрат палива та мастила, збільшення ресурсу та підвищення безвідмовності роботи СДВЗ.

Відомо, що ці показники та витрати на обслуговування дизелів насамперед залежать від працездатності циліндропоршневої групи (ЦПГ), тобто вузла, який у двигунах найбільш навантажений і визначає техніко-економічні показники роботи не тільки ДВЗ, а й судна в цілому.

Тому, створення нових поколінь або модернізація існуючих дизелів, збільшення їх потужності та підвищення економічності супроводжується необхідністю постійного пошуку можливостей зниження зносу деталей ЦПГ. Однак, складність та недостатня вивченість умов їх роботи, з урахуванням зазначеної вище спрямованості розвитку дизелів, не дозволяє вважати проблему забезпечення надійності ДВЗ вирішеною.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Тривалі спостереження [1,3] за роботою судових дизельних двигунів показують, що характер розподілу зношування втулок має помітний зв'язок з розподілом мастила по поверхнях тертя.

Підвищений, або інтенсивний знос втулок циліндрів і поршнів, втрата рухливості, знос і поломка поршневих кілець, інтенсивне відкладення нагару та задирання деталей ЦПГ не є рідкістю [1,2].

Для найбільш форсованих дизелів (особливо останніх випусків), у яких питомі витрати циліндрових масел лежать в межах 1,0...1,5 г/квт.г., розтин циліндрів проводиться всього через 2...4 тис. годин,

причому часто із заміною всього комплексу компресійних кілець через їх знос і поломку.

У всіх дизелів з лубрикаторними системами, на головках поршнів навпроти мастильних отворів, є місцеві відкладення нагарів рис.1, а на дзеркалі втулок, які проходять по вертикалях через ці отвори, незмінно існують смуги натирань і місцевого вироблення, що виявляється навіть без вимірювань. Ці загальні ознаки є безперечним свідченням впливу на стан ЦПГ не тільки якості масла, а й досконалості його подачі.

Постановка завдання. Мета дослідження – полягає у встановленні взаємозв'язків процесу подачі мастила лубрикаторними системами з надійністю роботи та станом деталей ЦПГ.

Викладення матеріалу дослідження. Встановлено [1,4], що при постійному протитиску, що створюється в камері, зі штуцера звичайної конструкції відбувається нормальний вихід масла, а падіння протитиску супроводжується значним збільшенням порції з каналу. Після цього подача починається тільки через деякий проміжок часу, необхідний для заповнення штуцера.

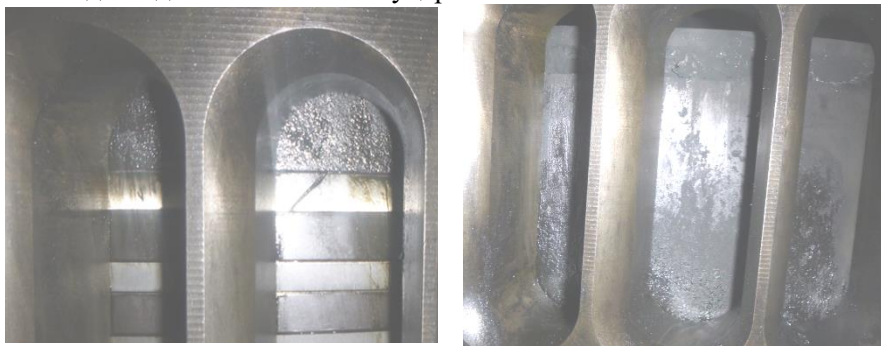


Рис. Характер місцевих відкладень на поверхнях поршня

Отже момент подачі масла і його кількість будуть визначатися не профілем кулака або шайби лубрикатора, а зміною тиску газу в циліндрі. Звідси, розташування мастильних отворів по висоті втулки може виявитися істотно важливим.

Дослідження на прозорій моделі циліндра показують доцільність розташування цих отворів у нижній частині втулки, так як при верхньому їх розташуванні в канали і навіть за безповоротний клапан проникають гази. Це порушує режим витрати масла, крім того, висока температура газів викликає його розкладання.

Вплив газів на зміну якості масла і розподіл його по дзеркалу в залежності від рівня розташування отворів було помічено і рядом інших дослідників. Однак, аналіз існуючих конструкцій лубрикаторних систем показує, що конструкція їх нагнітального тракту не обумовлена будь-якими факторами, що визначають процес надходження масла в циліндр.

Масляні отвори повинні бути розташовані на дзеркалі ЦВ з урахуванням рівномірного розподілу масла по поверхні циліндра. Це особливо важливо для дизелів, що працюють на сірчистих сортах палив і лужних циліндрових мастилах.

Для ефективного захисту втулки від корозійного зносу, нейтралізуючі властивості масляної плівки повинні бути достатніми не тільки в районах виходу масла, а й між ними. Тим часом питання розподілу масла і своєчасної зміни його на дзеркалі циліндра вивчено недостатньо. Вирішення цього питання є кінцевою метою всієї організації змащування циліндра і головним завданням проектування лубрикаторної системи.

Саме в цьому рішенні криється можливість суттєвого зниження зносів, нагароутворень та витрати дефіцитних циліндрових мастил. Це питання залежить від кількості точок змазування. Природно, чим їх більше, тим рівномірніше розподілиться масло по повернях тертя і знос ЦПГ буде меншим. Але збільшення числа штуцерів, при прагненні до мінімальної подачі масла, викликає труднощі в його дозуванні.

За існуючими уявленнями, рівномірність розподілу масла частково вирішується канавками, що виходять від мастильних отворів. Канавки можна зустріти різних розмірів, нахилів і форм. Відомо, що зі зростанням температури інтенсифікуються процеси окислення вуглеводнів мастила. З деякого рівня в ньому зростає вміст смол, асфальтенів, карбенів, карбоїдів і оксикислот, з яких останні при подальшому нагріванні в присутності кисню конденсуються в клейкоподібну масу, що покриває поверхні ЦПГ лаковою плівкою.

Будучи поганим провідником, лак порушує умови теплопередачі. Наприклад, утворення на внутрішній поверхні поршня відкладень товщиною 0,5 мм (при масляному охолодженні) достатньо, щоб підвищити температуру днища на 200°C. Крім того, липка поверхня лакових відкладень на кільцях, втулці і поршні сприяє осіданню продуктів неповного згоряння палива, продуктів зносу, механічних до-

мішок та ін. утворюють щільні абразивні нагари, що погіршують умови роботи циліндра [5,6].

Таким чином, наведені факти ще раз вказують на великий вплив в організації змащування циліндрів кожного елемента системи маслоподачі. У цих умовах недоліки систем не виявляються й не усуваються, а лише компенсуються підвищенням вимог до якості циліндрових масел, створення яких, як відомо, і без того є дорогим і складним завданням у загальній проблемі вдосконалення організації змащування циліндрів двигунів.

При стійкої спрямованості форсування сучасних малооборотних дизелів, незважаючи на помітне зростання питомих витрат і застосування змащувальних матеріалів високої якості, недоліки існуючих систем маслоподачі проявляються все більш виражено.

Це говорить про те, що можливості існуючих мастил компенсувати недосконалість маслоподаючих пристроїв підходять до межі, за якою нормальна робота форсованих дизелів можлива тільки при зниженій потужності, або при використанні будь-яких нових, скажімо, синтетичних мастил, здатних виконувати свої функції в більш жорстких умовах подачі, ніж масла на мінеральній основі. Однак, ефект використання будь-яких мастил в значній мірі залежить від того, як і куди вони подаються системами.

Для поліпшення процесу подачі масла і підвищення ефективності систем, що знаходяться в експлуатації, необхідно спростити геометрію частини нагнітального тракту, розміщену між безповоротним клапаном і дзеркалом циліндра. При цьому особливу увагу необхідно приділити останній ділянці масляного тракту, що розміщена на зрізі дзеркала ЦВ, так званій предкамері.

В умовах різкого наростання тиску зсередини циліндра, рис.2 і послідовним настільки ж різким його падінням, на ділянках предкамери можна очікувати виникнення перепаду, що обумовлює формування потоку газу над вільною поверхнею масла рис.3, деформацію цієї поверхні і, зрештою, виникнення явища "захливання".

Складність гідродинамічних процесів, що відбуваються в передкамері і на стику "нагнітальний тракт системи - циліндр", практично повна недоступність їх для вивчення на двигуні, дуже обмежені уявлення про фактичні умови, що визначають вихід масла в циліндр вимагають експериментальних досліджень роботи системи мащення циліндрів в лабораторних умовах наближених до реальних.

Зародження та розвиток процесу подачі масла в циліндр відбувається переважно в ті періоди, коли у маслопідводних отворів переміщається пояс компресійних кілець, організуючи імпульсне падіння (на стисненні) і наростання (на розширенні) тиску газів, що діють в області зрізу каналу зсередини циліндра. Проте, канали і масляні отвори на дзеркалі втулки приховані від спостережень ще більшою мірою, ніж розпилювачі форсунок. Ця відсутність обумовлює серйозні труднощі в дослідженнях.

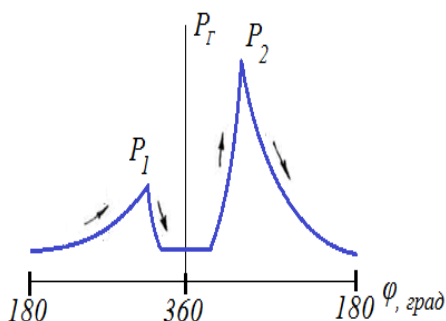


Рис.2. Характер зміни тиску на масло в передкамері

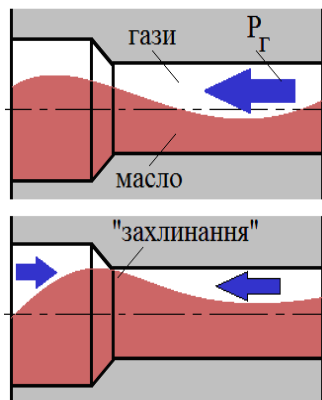


Рис. 3. Характер дії тиску газів на масло в передкамері

Але якщо перед масляними отворами задати такий самий тиск, який виникає перед ними при русі поршня, то вивчення процесу витікання масла в циліндр стає можливим на безмоторному. Дослідження роботи лубрикаторної системи можливо і в умовах реального двигуна якщо приєднати в нагнітальний тракт системи камеру з прозорими стінками і необхідну вимірювальну апаратуру з відповідними датчиками.

Безсумнівно, що в умовах ударної зміни тиску у зрізу вихідного отвору, як це відбувається в передкамері на двигуні, процес "захлинування" рис.4, що призводить по суті до замикання певної газової порожнини і подальшого її стиснення, протікає в багато разів різкіше, а , отже, під іншими перепадами. Тому, в період падіння тиску у вихідного зрізу, стиснуті в передкамері гази здатні зробити метання частини масла, яке потрапляє в порожнину циліндра над поршнем і залишає на його поверхні відповідні сліди.

Для розглянутої ділянки системи, критична швидкість газу, при якій в тонкому шарі рухливої в'язкої рідини, що обдувається газами,

виникає явище «захливання» при малих витратах, справедлива наступна залежність:

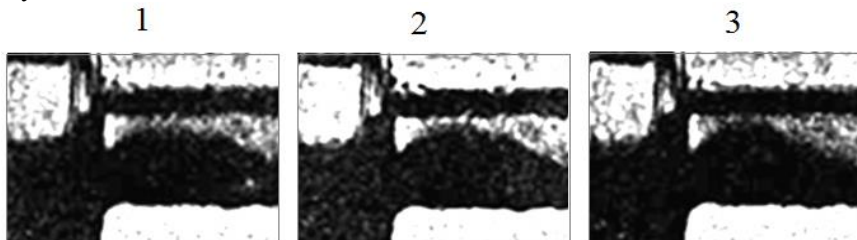


Рис.4. Кінокадри процесу формування «захливання» в каналі

$$g_{кр} = \left[\frac{6 \cdot 10^{-3} \tau_0^8 \sigma^6 \rho^4 Q}{\mu^7 \rho_1^{11}} \right]^{0,045} + K \quad (1)$$

де: σ - коефіцієнт поверхневого натягу; τ_0 - дотичне напруження на межі поділу мастила й газу; μ - коефіцієнт динамічної в'язкості;

ρ - щільність мастила;

$Q = Vc/b$ - витрата мастила, тут: Vc - об'ємна витрата мастила; b - ширина мастила; a_0 - середня товщина шару мастила;

$K = 2,4Q/a_0$ - фазова швидкість хвилі на поверхні шару мастила.

Для визначення дотичного напруження на межі шару мастила й газу можна скористатися наступним виразом:

$$\tau_0 = \frac{\Delta P}{L} a_0, \quad (2)$$

де: ΔP – перепад тиску; L – довжина каналу.

Результати розрахунку (рис.5), показують, що критичне значення швидкості, при якому виникає «захливання» лежить у діапазоні 5...30 см/с.

Визначимо фактичну швидкість потоку газів, що виникає над шаром мастила, обумовлених нестационарними процесами, що відбуваються в циліндрі двигуна. Для дозвукових швидкостей газу розглянуту ділянку нагнітального тракту системи, можна вважати простим соплом, для якого швидкість витікання газу визначається не його формою, а тиском у камері й на зрізі сопла.

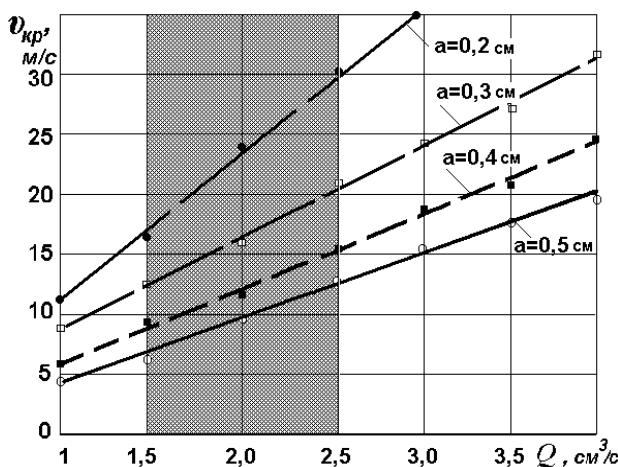


Рис.5. Характер зміни критичної швидкості

З огляду на це, для обчислення величини фактичної швидкості скористаємося формулою:

$$V_{\phi} = \sqrt{\frac{2k}{k+1}} g R T \sqrt{\frac{k+1}{k-1} \left[1 - \left(\frac{P_0}{P} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}, \quad (3)$$

де: g - сила тяжіння; P_0 - тиск під поршневим кільцем; P - тиск газів над поршневим кільцем.

Як показують розрахунки фактична швидкість потоку газів, що виникають над шаром мастила обумовлених нестационарними процесами, що відбуваються в циліндрах суднових двигунів перебуває в межах $V_{\phi} = 30 \dots 40$ м/с.

Таким чином, швидкість потоку газів над вільною поверхнею (V_{ϕ}) значно більше критичної швидкості ($v_{кр}$), що є підтвердженням існування умов, при яких виникає «захливання» в циліндрах суднових двигунів.

На рис.6 наведена осцилограма моментів виходу масла з предкамери в умови циліндра дизеля з синхронізованою системою, що передбачає управління моментом подачі.

З осцилограми випливає, що у цієї системи момент виходу масла з мастильного отвору, лінія M_B визначається не ходом плунжера, а рівнем протитиску газу з боку циліндра, лінія P_T .

Привід синхронізованої системи забезпечує робочий хід плунжера лубрикатора через 2...4 оберти двигуна в проміжку 200... 260° п.к.в., при цьому надходження масла в циліндр відбувається на кожному ході поршня. Регулярне надходження масла обумовлено приготуванням в передкамері газомасляної суміші, яка в проміжках між імпульсами тиску газів розширюється забезпечуючи надходження масла на дзеркало зменшуючимися порціями.

Таким чином, при існуючих конструкціях нагнітального тракту систем змащування, вихід масла в циліндр відбувається тільки при падінні імпульсів протитиску газів, що діють в області мастильних отворів.

Зіставляючи осцилограми процесів подачі масла, отримані на стенді, з осцилограмами дії газів, отриманими безпосередньо на двигунах, з достатнім ступенем точності можна оцінити справжній момент виходу масла в циліндр. В результаті такого зіставлення встановлено, що у дизелів з верхнім розташуванням мастильних отворів подача на висхідному ході поршня (перша фаза) починається в діапазоні 310...320 ° п.к.в., а на низхідному (друга фаза) - в діапазоні 50...60 ° п.к.в..



Рис.6. Осцилограма подачі мастила в циліндри ДВЗ синхронізованою системою

На рис.7 стосовно дизелів з верхнім розташуванням мастильних отворів наведені графічні залежності, які встановлюють кількісний зв'язок процесу подачі масла в циліндр з конструктивними характеристиками предкамери і рядом інших показників, що змінюються від умов експлуатації двигуна.

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 предкамер, а також розробки нових конструкцій мастильних пристроїв, що являють собою заключну частина нагнітального тракту систем змащування циліндрів ДВЗ.

На осі ординат графіка відкладено кількість мастила G , що надходить у циліндр з відривом від зрізу мастильного отвору (а отже, і від дзеркала).

З графіків випливає, що збільшення обсягу предкамери, заповненого газами, призводить до значного зростання кількості масла, що надходить з відривом (так званим «викидом») від дзеркала.

Збільшення діаметра каналу d (лінія 1) призводить до значного зменшення "викиду". Розглядаючи природу явища "викиду" мастила вказувалося, що основними умовами організації цього процесу є вільні поверхні мастила в предкамері, деформація їх під дією ударних імпульсів тиску газу зсередини циліндра з подальшим утворенням гребеня, який замикає канал, замикаючи газові порожнини (див. рис.4) з одночасним їх стисненням, що відбувається до кінця підвищення тиску імпульсу.

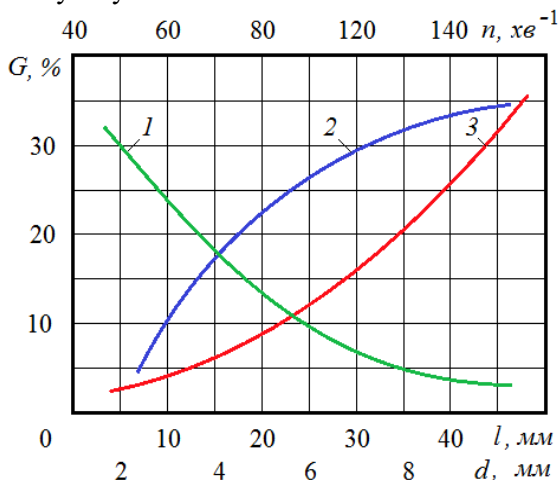


Рис.7. Характер зміни величини "викиду" мастила в порожнину циліндра від геометричних та експлуатаційних факторів.

Наведені фрагменти кінозйомки дають можливість пояснити характер зміни кількості масла, що надходить у циліндр з "викидом"

залежно від діаметра d і довжини каналу l (лінія 2), а також інших умов, що розглядаються нижче.

Збільшення діаметра каналу призводить до зменшення "викиду" мастила 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 в глиб каналу, так і в період розширення в ньому газів.

Це приведе до більш швидкого зрівнювання 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 розвинути 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 та температуру масла в передкамері.

Якщо при русі гребеня вглиб передкамери на його шляху не буде різкого розширення, то у зв'язку з верхньою стінкою каналу виявиться велика маса масла, і тоді (при достатній довжині каналу) зі збільшенням значень імпульсів "викид" прогресуватиме.

Зростання числа обертів двигуна n (лінія 3), за інших незмінних умов, супроводжується збільшенням частоти імпульсів і явища "викиду". 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 кількісну інформацію про ту частину масла, яка обумовлює інтенсифікацію нагаровідкладень.

Висновки і перспективи подальших досліджень. Аналіз умов подачі масла за безповоротний клапан і наслідків процесу надходження його в циліндр дозволяє зробити наступні висновки:

- формування процесу надходження масла в циліндр відбувається не в нагнітальному маслопроводі, а на ділянці між неповоротним клапаном і дзеркалом, в так званій предкамері;

- предкамера заповнена маслом лише частково, в ній присутні газові порожнини та ділянки з вільною поверхнею масла;

- витікання масла в циліндр здійснюється не під дією нагнітального ходу плунжера лубрикатора, а в результаті взаємодії з газами, що надходять в предкамеру з циліндра;

- характеристики подачі масла в циліндр не визначаються конструкцією системи до безповоротного клапана та параметрами в маслопроводі, а залежать переважно від геометричних показників предкамери;

- до стику "кільце-дзеркало циліндра" мастило надходить двома шляхами: по поршню (включаючи неробочі "гарячі" його поверхні) і безпосередньо по дзеркалу;

- вихід масла за межі каналу супроводжується некерованим закиданням його частини в порожнину циліндра над поршнем, яка переважно згоряє і в змазуванні поверхонь тертя не бере участі.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Богач В.М. Підвищення ефективності судових дизелів шляхом удосконалення лубрикаторних систем: Монографія / В.М. Богач – Одеса: НУ «ОМА», 2020. – 294 с.
2. Богач В.М. Дослідження роботи системи «Puls» без акумулювання тиску масла / В.М. Богач, А.М. Шебанов, І.М. Слободянюк // Суднові енергетичні установки: наук-техн. зб. Вип. 39. - Одеса: НУ «ОМА», 2019. – С. 22-29.
3. Богач В.М. Особливості лубрикаторних систем дизельних двигунів MAN-B&W / В.М. Богач, Ю.М. Довиденко, І.М. Слободянюк // Суднові енергетичні установки: наук-техн. зб. Вип. 40. - Одеса: НУ «ОМА», 2020. – С. 22-29.
4. Богач В.М. Аналіз умов подачі масла в циліндри дизелів морських суден / В.М. Богач, І.М. Слободянюк, А.М. Шебанов // Суднові енергетичні установки: наук-техн. зб. Вип. 41. - Одеса: НУ «ОМА», 2020. – С. 20-28.

5. Богач В.М. Вплив газу на рух мастила по дзеркалу циліндра / В.М. Богач, А.М. Шебанов, Ю.М. Довіденко, І.Е.Єлінський. // Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник. Вып. 43. - Одеса: НУ «ОМА», 2021. С.126-139.
6. Богач В.М. Особливості роботи лубрикаторних систем суднових довгоходових двигунів / Богач В.М., Довіденко Ю.М., Дуранов О.П. // Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник. Вып. 44. - Одеса: НУ «ОМА», 2022. С. 53-63.

10.31653/smf46.2023. 17-32

Богомолов Е.П., Опарін А.В., Смажило Б.В.

Одеський національний морський університет

РОЗВИТОК ПРАКТИЧНОГО ЗАСТОСУВАННЯ ТЕРМОДИНАМІЧНОГО СИНТЕЗУ ЩО САМОПОШИРЮЄТЬСЯ, ПРИ ВІДНОВЛЕННІ ЗНОШЕНИХ МЕХАНІЗМІВ

В цієї статті проведено обґрунтовування теоретичних і практичних досліджень використання термітного способу утворення металів з метою зменшення енергетичних і технологічних затрат та коштовних матеріалів.

У техніці прийнято називати термітами порошкоподібні суміші металів з оксидами металів, при згорянні яких виділяється велика кількість тепла та досягається висока температура нагріву, що утворюється на основі взаємо заміщення розплавленого металу. Тип реакції за якою відбувається виділення великої кількості теплоти має назву екзотермічна.

Основне призначення термітів при їх розробці є виробництво металів за рахунок перебігу реакцій, внаслідок яких з оксидів виділяється необхідний метал.

У технічній літературі висвітлено застосування екзотермічного відтворення металів при :

а) виробництві великогабаритних деталей, що складаються з декількох елементів: колінчастих валів, рульових рам суден, приварювання лопотів до гребних валів суден тощо;

б) відновлення циліндрів пресів, поршневих штоків, колон ковальських пресів, роторних валів, валків, а також провідних реверсивних шестерень прокатних станів, всіляких станин-клітин прокатних станів, станин пресів і головних станин кувально-висадкових машин тощо;

в) утворенні на діючих газопроводах, для запобігання їх від руйнування ґрунтовою корозією електро-дренажного захисту – виконується зварювання сталевих стрижнів, які підключаються до джерел постійного струму. Сталеві стрижні приварюють лише термітом.

д) зварюванні залізничних рейок методом проміжного лиття. Відомий (GB, патент 1223977, опубл. 01.04.1971) алюмінотермітна реакційна суміш, що містить у стехіометричному співвідношенні оксиди заліза у вигляді промислових відходів металів, сталевий наповнювач, при цьому для скорочення часу реакції, суміш містить оксид заліза та оксиди інших металів у вигляді пудри.

Для протікання екзотермічної реакції необхідно застосування металів з великою теплотою утворення оксидів, наприклад алюмінію, титану, кремнію та ін. Джерелом кисню при проходженні екзотермічної реакції є оксиди металів з низькою теплотою утворення, такі як оксиди заліза, марганцю та ін.

Процес проходження екзотермічної реакції можливий при нагріванні термітної суміші до температури горіння. Реакція, що почалася, протікає швидко і проходить по всьому об'єму суміші, незалежно від точки її нагрівання. На час згоряння термітної суміші впливає грануляція частинок, що взаємодіють, їх питома поверхня. Чим менше частинки, що становлять термітну суміш, тим швидше закінчується процес їхньої взаємодії. Насправді термітний склад складається з частинок до 1 мм. Протікання екзотермічної реакції можливе при певному співвідношенні складових суміш компонентів. В процесі згоряння термітної суміші виникає реакція відновлення а на швидкість процесу впливає не тільки грануляція компонентів і їх густина, а також тиск газової фази.

Зазвичай метало термічні процеси мають високу швидкість протікання, тому можна припустити, що вони проходять в умовах, близьких до адіабатичних. Але в такому випадку всі компоненти шихти повинні бути однакової фракції і чисті, без шкідливих домішок. Але на практиці, термічна реакція відбувається з викидом шлаків в результаті теплового удару, що може привести до непередбачених обставин. Складність синтезу металу з його оксидів полягає в тому, що екзотермічна реакція згоряння шихти(суміші) може утворити ударну хвилю розплавленого шлаку з тиском до 6 атм. при температурі до 3000°C, і розрізати захисну частину тигля, в якому відбувається екзотермічна реакція. Геометрія фронту горіння шихти повинна забезпечити безпеку процесу. Для виконання такого завдання, використовуючи відновлення фторидів металів, кальцієм або іншими відновниками шляхом взаємного погашення спрямованої енергії, можна запобігти виникненню реактивного розплавленого струменя шлаку, перпендикулярного фронту горіння.

Для виявлення джерела газової фази при згорянні залізо-алюмінієвого терміту і розробки методики запобіганню викидів металу при згорянні існують декілька досліджень російських авторів В.В. Яценко, А.П. Амосова і А.Р. Самборук [3]. Автори роботи провели термодинамічне дослідження горіння термітної суміші яка гранульована на базі піроксиліну. Головне питання стосується до розбі-

жності температури згоряння сумішей на базі Fe_3O_4 , де вона вище ніж на базі Fe_2O_3 і FeO . Метою рішення для авторів стало дослідження впливу температури реакції і методики керування процесом, для зменшення реактивної енергії розплавленого шлаку.

Для визначення температури реакції при сталому значенні тиску використовують відношення:

$$Q_p = \Delta H = \int_{T_1}^{T_2} C_p dT \quad (1)$$

Де Q_p – тепловий ефект реакції;

ΔH – зміна ентальпії системи;

C_p – ізобарна теплоємність продукту реакції;

T_1 і T_2 – відповідно початкова і кінцева температура продукту реакції,

Прийнявши $T_1 = 298,15$ К провели розрахунок T_2 , яке й буде дорівнювати адіабатичної температури реакції.

Але тут не врахована кількість теплоти яка витрачена на фазові переходи при плавленні і випаруванні. Також не врахована зміна теплоємностей продуктів реакції при зміні температури, тому температурну залежність ізобарній теплоємності речовини, можна розрахувати за формулою:

$$C_p = \sum_{\substack{j=-2 \\ j \neq -1}}^3 b_j T^j \quad (2)$$

де b_j – коефіцієнти, які визначають експериментально,

T – температура речовини яка утворилася.

Оглянувши роботу доктора технічних наук Власова Анатолія Федоровича, котрий у своїй дисертації «Развитие научных и технологических основ повышения эффективности применения экзотермических смесей при электродуговой сварке и электрошлаковых процессах»[1] . Провів дослідження з використанням технології екзотермічного відновлення металу і отримав методику подальшого розвитку наукової основи застосування екзотермічної суміші, як енергозберігаючого джерела в електродних покриттях і у флюсах при електрошлакових процесах. Ця методика дозволяє найбільш ефективно використовувати додаткове тепло (до 25% від теплоти, що витрачається на плавлення електрода) і відновленого металу (20-25%

від маси окалини в покритті електродів), що виділяються при протіканні екзотермічної реакції і яке призвело до збільшення масової швидкості плавлення покриття електродів на 30-35% і підвищення продуктивності ручного дугового зварювання в 1,3-1,7 рази. З використанням методу математичного моделювання запропоновані склади флюсів з екзотермічною сумішшю стосовно електрошлакового переплаву сталей 35, 9ХФ, 60Х2СМФ і 9Х2МФ, що містять залізну окалину, алюмінієвий порошок і легуючий елемент, які забезпечать: додаткове легування та збільшення виходу придатного металу на 2-10% за рахунок відновленого металу та усунення часткових втрат застосованого електрода, та отримувати метал, що відповідає хіміко-фізичним та механічним властивостям марочного материнського складу даної сталі.

Іншим прикладом з використанням СВС (само розповсюджений високотемпературний синтез) технологій є розробка авторів проекту А. П. Мухачов, Є. А. Харитонova (Дніпродзержинський державний технічний університет). У своїй роботі авторами проведено аналіз областей застосування рідкісноземельних металів (РЗМ) для отримання високоміцного чавуну та конструкційних сталей. Розроблено фізико-хімічні основи промислової технології та обладнання для отримання сплавів РЗМ на основі СВС-процесу методом позапічної металотермії [8].

Метою їх роботи є дослідження процесу одержання сплавів РЗМ із залізом, нікелем та алюмінієм методом СВС. Отримати високий питомий тепловий ефект екзотермічної реакції, який дозволив би повністю розплавити металічну (Тпл 1300 К) і шлакову (Тпл 1800 К) фази і перегріти систему мінімум на 300оС для забезпечення достатнього часу відстоювання розплавлених сплаву та шлаку з метою їх повного розділення, яке досягається за рахунок значної різниці у питомих терезах;

- забезпечити в процесі реакції утворення сплаву або інтерметалевої сполуки;

- забезпечити безпечну та оптимальну швидкість горіння шихти, щоб не допустити її викиду внаслідок теплового удару.

В ході відновлювальних плавок суміші фторидів РЗМ легкої групи (церій, лантан, неодим, празеодим) з фторидами алюмінію та нікелю, було отримано компактні виливки потрібного сплаву РЗМ-Al-Ni з рівномірним розподілом компонентів. Сплав може бути використаний для отримання виробів із високоміцного чавуну.

Вага злитків коливалася в межах 10-11,5 кг, вага шлаку змінювався в межах 25,0-27,0 кг. З використанням результатів експериментів було розроблено технологічну схему отримання багатоконпонентних сплавів РЗМ.

Аналізуючи публікації, де висвітлено застосування технології СВС, можна зробити висновок, що цей спосіб є перспективним і раціональним для застосування у виробництві судноремонту при виконанні робіт пов'язаних з відновленні геометрії деталі в пошкодженій конструкції, а також зміцнення відновленої поверхні деталей машин і механізмів. Прикладом з відновлення дефектів виливки є наукова праця Кувшиникової Н.Н., яка сформувала можливість усунення поверхневих дефектів сталевого лиття типу відкритих раковин, об'ємом $(10...25) \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$ шляхом екзотермічного наплавлення за допомогою термітної шихти, укладеною у форму, що встановлюється на поверхні оброблюваної деталі. Метою поставленого завдання була розробка технології екзотермічного заварювання малих дефектів та оснащення для його здійснення [4].

Принцип отримання термітного металу досить простий, мобільний і набагато дешевше, ніж при стандартних методах синтезу металу. Тому застосувавши технологію СВС для генерації металу зі складів термітних сумішей, що протікає без впровадження енергоємних технологій, дозволить нам економити витрати на електроенергію та дефіцитні матеріали. Склад термітних сумішей повинен бути підібраний таким чином, щоб кінцевий продукт синтезу був максимально близький за хімічним складом з материнським металом і мав ті ж механічні властивості, а можливо навіть перевершував їх. Розглянувши склади термітних сумішей, це суміші, що застосовуються для легування металу, задіяних у тих чи інших процесах отримання сплавів, можна підібрати необхідний склад для без енергоємного отримання шару наплавленого металу з необхідними механічними та фізичними характеристиками.

Метод отримання заданого складу сплаву на поверхні дефектного металу складається з кількох етапів. По-перше, необхідно сформувати реактор з вогнетривкого матеріалу, де проходитиме реакція СВС відновлення металу. Межа реактора повинна повторювати поверхню деталі для запобігання протіканню розплаву для збереження необхідного обсягу синтезованого сплаву. Цього можна досягти, якщо застосувати напіввідку суміш, що герметизує, виготовлену з діатоміту шлакової вати, вермикуліту і вогнетривкої хромомagneзи-

тової обмазки, здатної витримати температуру 2700оС. Товщина стінок тигелю-реактора, повинні бути не менше 10 мм. Потім завантажують у реактор ущільнену термітну суміш відповідної кількості і в газовому середовищі проводять локальне ініціювання процесу (запалювання). Або застосовуються щільно запаковані стрижні, шашки або таблетки. Все залежить від геометрії дефектної деталі та обсягу пошкоджень. Запал суміші призводить до екзотермічної реакції та мимовільного поширення хвилі горіння, що охоплює всю суміш, завершення реакції та охолодження синтезованого продукту горіння. Однією з переваг процесу СВС є ефект самоочищення - термодесорбція летючих домішок при температурі синтезу. Тому якість шару наплавленого сплаву, що вийшов, може бути чистішим, ніж материнський сплав.

У цій статті спробуємо обґрунтувати можливості застосування СВС наплавлення при ремонті дефектів у вигляді тріщин, дрібних отворів, геометричної не відповідності в деталях, виготовлених з ковкого ливарного чавуну, а також поверхневого зміцнення контактних пар деталей для поліпшення захисних, антифрикційних, стійких до стирання поверхонь т.п. недоліків. Умови протікання дифузії елементів при екзотермічному зміцненні значно відрізняються від нагріву ТВЧ, тому необхідно дотримуватись оптимального співвідношення компонентів, визначених експериментальним шляхом. Необхідно буде визначати товщину шару та рівномірність розподілу дифузійно-активної речовини на поверхні деталі.

Також потрібно застосувати сполучну речовину, яка повинна забезпечувати гарний розподіл та міцне закріплення компонентів дифузійно-активної суміші на поверхні деталі. Компоненти повинні знаходитись у досить близькому контакті з поверхнею деталі для повноти здійснення реакції.

Для вирішення цих завдань необхідно підібрати склад суміші, компоненти якої повинні мати дрібнодисперсну фракцію, а їх кількість і хімічний склад відповідно до марки металу деталі і виконати ряд розрахунків, для визначення їх пайової кількості, і необхідної температури реакції процесу.

Пошкодження поверхні, такі як тріщин, сколи чи абразивне стирання в деталях мають різну форму, глибину і обсяг порожнини представляють додаткові складності для розрахунку розмірів форми реактора як тигель. Оскільки форма поверхневого дефекту може мати різний контур за розмірами, то в такому випадку внутрішня по-

рожнина форми – тигеля в якому синтезуватиметься розплав, який заповнить поверхню дефекту, необхідно робити циліндричною, а внутрішній розмір рівним діаметру кола який межує з контуром дефекту. Висоту форми - тигеля можна визначити за формулою:

$$H = \frac{\rho_{\text{Ме}}^2 \cdot V_{\text{деф}}}{\pi \cdot R^2 \cdot n \cdot \rho_c} \cdot 100, \text{ м}, (3)$$

де R – радіус кола, описаного навколо контуру дефекту, м;

$\rho_{\text{Ме}}$ - питома густина придатного металу, кг/м³;

$\rho_{\text{см}}$ - питома густина суміші термітної шихти, кг/м³;

n – вихід металу із термітної суміші 0,6 $n_{\text{см}}$, кг.

При поверхневому зміцненні екзотермічний склад повинен відповідати таким основним вимогам:

- він повинен забезпечувати температуру нагрівання деталі від 600 до 1500° С ;

- характер горіння суміші має бути плавним при найменшому газозвиділенні, не повинен бути вибухонебезпечним;

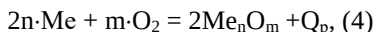
- продукти екзотермічних реакцій не повинні бути щільними, щоб легко відокремлюватися від поверхні деталі, при цьому якість поверхні не повинна погіршуватися;

- процес екзотермічного зміцнення має тривати від 5 до 15 хв;

- компоненти повинні бути недорогими та недефіцитними, підготовка їх до використання не повинна бути трудомісткою.

Основною перевагою такого методу є те, що підбираючи компоненти термітного складу – окислювачі, відновники, каталізатори або інгібітори та легуючі добавки, можна досягти того, що в результаті термохімічної реакції здійснюється утворення металу, з необхідними характеристиками; зокрема з наплавних екзотермічних засобів, повинен виділятися розплав системи Cu-Ni або системи Fe-Cu. Крім того, необхідно, щоб у розплаві була присутня деяка кількість Si для поліпшення процесу графітизації. Цього можна досягти, якщо термохімічна суміш міститиме як окиснювачі CuO, Ni₂ O, Fe₂O₃, а як відновників такі речовини як Al, B, CaSi₂. Такий склад дозволяє отримувати легкоплавкі шлаки, які залишаються рідкими після кристалізації основного металу, що підвищує щільність та чистоту наплавленого металу. Особливу увагу слід звернути на утворення газового середовища під час термітної реакції (випаровування заліза в результаті його кипіння). Поряд з випаровуванням заліза при термітній реакції, можливе утворення газоподібних субоксидів та CO.

У загальному вигляді реакції екзотермічного процесу можуть бути виражені наступним рівнянням:



де Q_p – тепловий ефект екзотермічної реакції;

Me – активний метал;

m, n – кількість атомів.

Величина Q_p визначається як різниця тепломісткості вхідних та кінцевих продуктів реакції. Для переважної більшості металів величина Q_p позитивна, що відповідає екзотермічності реакції окислення та утворення стійкої хімічної сполуки.

Інтенсивні екзотермічні реакції можуть протікати не лише за рівнянням (4). У тих випадках коли окислювач (O_2) знаходиться в поєднанні з іншим елементом (Me), екзотермічні реакції можуть бути описані наступним рівнянням:



де Me активний метал;

M – неактивний метал;

m, n, k – кількість атомів.

Слід зазначити, що тепловий ефект реакції (5) у більшості випадків нижче за тепловий ефект реакції (4).

Для протікання реакції необхідно, щоб ізобарний потенціал оксиду активного металу, віднесений до одного молу O_2 , був значно більшим за ізобарний потенціал оксиду металу, що відновлюється. У цьому випадку тепломіст системи $\text{M}_k\text{O}_m + n\text{Me}$ у процесі реакції буде зменшуватися, відновлювально-окислювальний процес піде з виділенням тепла, викликаючи розігрів продуктів реакції.

Інтенсивне протікання метало-термічної реакції буде спостерігатися тільки в тому випадку, коли тепло, що виділяється, здатне значно підвищити температуру початку реакції і перевищити критичну температуру початку реакції. Так, реакція між порошком оксиду заліза та порошком Al дуже екзотермічна; теплота, що виділяється при цьому, цілком достатня, щоб надалі перевищити критичну температуру 600°C) та забезпечити нормальний перебіг реакції.

У разі застосування системи $\text{SiO}_2 + \text{Al}$ теплота утворення Al_2O_3 більше теплоти утворення SiO_2 , але оскільки теплота реакції цієї системи значно менше, ніж теплота реакції системи $\text{Fe}_2\text{O}_3 + \text{Al}$, нормальний перебіг реакції з відділенням металевого кремнію не спостеріга-

ється. Отже, оксид кремнію можна застосовувати як сповільнювану добавку в складі енерговиділення при термодифузійному зміцненні.

Для оцінки хімічного термічного складу, замість ізобарного потенціалу використовується тепловий ефект реакції, визначений як різниця тепломісткості вихідних та кінцевих продуктів реакції. Оскільки зміна ентропії, суттєвого впливу на процес не надає, тому для оцінки метало термічних процесів може бути використаний тепловий ефект реакції.

При підвищенні температури горіння металів та їх оксидів, що розглядаються, в останніх можуть відбуватися разові перетворення, що супроводжуються зміною їх теплоємності і тепловими ефектами перетворень. Тому теплота утворення оксиду за різних температур буде змінюватися в різних систем залежно від властивостей компонентів.

Тому для того щоб досягти певного результату, важливо виконати усі умови для протікання термодинамічних процесів реакції. І не слід сподіватися на отримання бажаного продукту, високої якості, тому що процес екзотермічного високотемпературного синтезу (ЕВС) є дуже складним фізико-хімічним процесом, та його якісне протікання залежить від багатьох факторів: теплового ефекту реакції, складу та структури вихідної суміші порошків, розміру їх частинок, щільності, розміру та температури зразків, складу та тиску навколишнього газу та інше. Щоб отримати бажаний продукт високої якості, необхідно глибоко знати процес ЕВС і вміти керувати ним. Для цього потрібно знати теорію процесів ЕВС, розуміти механізм їх протікання, вплив різних параметрів. Необхідно вміти підбирати оптимальні технологічні режими, користуватись прийомами регулювання швидкості, температури та повноти горіння, а також складу та структури продуктів горіння. Необхідно знати та правильно вибирати устаткування реалізації процесу ЕВС. Ми повинні знати види та особливості матеріалів, одержуваних методом ЕВС, вміти правильно визначати їх властивості, атестувати кінцеві ЕВС – продукти. Нарешті, ми повинні правильно оцінити технічну та економічну ефективність конкретної технології, щоб прийняти правильне рішення для створення виробництва на основі цієї технології, яке було б рентабельним в умовах ринкової економіки.

В нашому випадку для відновлення пошкодженої поверхні деталі, яка виготовлена з ливарного ковкого чавуна, крім звичайної термітної суміші потрібно додати присадку з значною кількістю крем-

нію. Високий склад кремнію в термітному металі впливає на утворення графіту у зонах переходу і забезпечує отримання міцного з'єднання. Зокрема із відновленого металу шляхом процесу ЕВС, має виділятися розплав системи Cu – Ni або системи Fe – Cu. Крім того, необхідно, щоб у розплаві була присутня деяка кількість Si для поліпшення процесу графітизації. Цього можна досягти, якщо термохімічна суміш міститиме в собі як окиснювачі CuO, Ni₂O, Fe₂O₃, а в якості відновників такі речовини як Al, B, CaSi₂. Такий склад дозволяє отримувати легкоплавкі шлаки, які залишаються рідкими після кристалізації основного металу, що підвищує щільність та чистоту наплавленого металу.

Особливу увагу слід звернути на вихід газового середовища під час термітної реакції (випаровування заліза в результаті його кипіння). Поряд з випаровуванням заліза при термітній реакції, можливе утворення газоподібних субоксидів та CO. Однак обсяги цих газів значно менше обсягу заліза, що випаровується. З виконаних розрахунків можуть бути розроблені заходи, створені задля зменшення обсягу газової фази і зменшення викидів при реакції термітного процесу. До них можна віднести: розведення вихідної суміші інертними добавками, зокрема порошком заліза; збільшення вмісту в окалині FeO; гранулювання суміші на основі нітрату целюлози, під нітратом целюлози розуміється піроксиліновий порошок (піроксилін №1 (13,0 - 13,5% азоту)) із загальною формулою C₂₄ H₂₉ O₄₂ N₁₁.

Всі ці методи забезпечують зниження калорійності термітної суміші та, як наслідок, зниження кількості теплоти, що витрачається на випаровування заліза. Необхідна потужність термохімічної суміші може бути отримана з класичних уявлень зварювання-наплавлення розповсюдженим джерелом тепла, що найбільш повно відповідає випадку наплавлення на ділянці малих розмірів.

Відповідно до цих уявлень, необхідна потужність може бути визначена таким виразом:

$$Q = \frac{41.3 \cdot 10^{-3} \cdot v_{\text{св}} \cdot C \cdot S \cdot \gamma \cdot \eta}{1 - (5 \cdot 10^{-5} \cdot b / 2a)} \quad (6)$$

де : $v_{\text{св}}$ – швидкість розповсюдження джерела тепла, м/с;

C – теплоємність наплавленого металу, Дж/кг К;

γ – щільність наплавленого металу, кг/м³;

b – коефіцієнт температури віддачі деталі, с⁻¹, який дорівнює:

$$b = \frac{2\alpha}{c \cdot \gamma \cdot S} \quad (7)$$

де α - коефіцієнт тепловіддачі, Вт/м² К;

S – Площа перерізу наплавляємої деталі, мм²;

η – к.к.д. термітного реактора, визначаємо за вхідними роботи, як;

$$\eta = \frac{\sqrt{\varepsilon_m}}{\sqrt{\varepsilon_m} + \sqrt{\varepsilon_m}} \quad (8)$$

де ε_m и ε_m – відповідно коефіцієнти теплової активності матеріалу деталі та матеріалу який синтезується в результаті термохімічної реакції в Дж/м²Кс^{0,5}.

Для визначення умов якісного формування наплавленого металу у сплаві з ковким ливарним чавуном необхідно врахувати температуру попереднього підігріву зони наплавлення. Використавши попередні дослідження по нагріву дефектного металу за яким утворюється сплавлення (90-100%) наплавленого металу з материнським, отримали температуру попереднього нагріву 600-700°C. За цією температурою зменшується не провар в центральній частині дефекту і одночасно збільшується якість сплавлення. Однак цілком позбутися від не провару і зниження пористості не вдається. За головну причину утворення не провару можна враховувати нерівномірність динамічного впливу на зону реакції газової фази яка утворюється в процесі екзотермічної реакції і збільшення тиску газів в центрі дефекту. В такому разі, слід рівномірно об'ємно вирізати дефект для запобігання утворення не однакового тиску газової фази по всій ділянці відновлення.

Для умов зниження пористості наплавленого металу можна розрахувати мінімальний допустимий час, коли газові пори вийдуть на поверхню за межу зварної ванни. За основу визначення мінімального часу t_{min} приймаємо вираз Стокса, який визначає швидкість руху кульки у в'язкому середовищі.

$$v = \frac{2R^2(\rho_{me} - \rho_n)}{9\eta} g \quad (9)$$

Для $\rho_{me}=6,7 \cdot 10^{-3}$ кг/м³, $\rho_n=0,00028$ кг/м³, $g=9.8$ м/с², $\eta=0,0029$ кг/м·с

Швидкість виходу пори на поверхню дорівнює $v=4.82 \cdot R^2$

Вираз для визначення сили опору середовища, в якому рухається кулька, вперше була отримана також Стоксом і має такий вигляд:

$$F = 6\pi \cdot \eta \cdot r \cdot v \quad (10)$$

Де η - в'язкість рідини в якій рухається кулька;

r – радіус кульки

v – швидкість руху

Радіус кульки (газова пора) яка рухається у в'язкому середовищі має об'єм:

$$V = 4/3\pi r^3 \quad (11)$$

На неї діє виштовхуюча сила Архімеда:

$$F_A = \rho_p V g = 4/3 \pi r^3 \rho_p g \quad (12)$$

Коефіцієнт в'язкості рідини якщо виміряна швидкість усталеного руху кульки можна обчислити за виразом:

$$\eta = \frac{2}{9} \cdot \frac{r^2 g}{v} (\rho_p - \rho_n); \quad (13)$$

Де r - радіус кульки;

v – швидкість рівномірного руху кульки в рідині;

ρ_p - густина рідкого синтезованого металу кг/м^3 ;

ρ_n - густина кульки (матеріалу пори) кг/м^3 ;

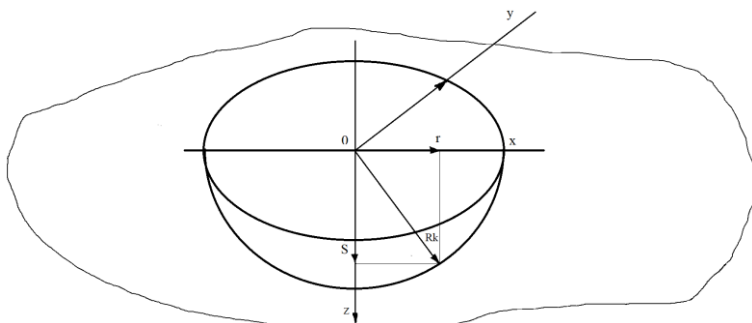


Рис.1 Схема до розрахунку часу виходу кульки газової бульбашки.

Відстань яку пройде газова пора визначимо, як :

$$S_k = \sqrt{R_k^2 - r^2} = R_k \sqrt{1 - \left(\frac{r}{R_k}\right)^2} \quad (14)$$

Мінімум часу виходу кульки газової пори на поверхню, розрахуємо, нехтуючи впливом різностей густини під впливом збільшення температури:

$$t_{min} = S_k / v \quad (15)$$

Підставивши показники відстані S_k , та швидкості v вираз набуде такий вигляд:

$$t_{min} = \frac{R_k}{4.82 \times R^2} \sqrt{1 - \left(\frac{r}{R_k}\right)^2} \quad (16)$$

Поверхневий шар рідкого металу який синтезувався після реакції відновлення має температурне поле яке складається з значень температури підігріву та температури джерела горіння термітної суміші. Час горіння шихти дуже мале (≤ 25 с), але якщо використовується закис заліза Fe_3O_4 , тепловий ефект якого складає приблизно 3345,2 кДж/моль, може збільшити час перебування металу в рідкому стані і підвищити технологічні характеристики металургійних процесів в режимі плавлення. Як можна підвищити час за яким температурне поле від розповсюдженого джерела буде впливати на час перебування металу в рідкому стані. Першочергово можна підігріти зону по всій площині дефекту, а за час підігріву $t_{\text{п}}$, потужне джерело тепла потужністю $Q_{\text{під}}$ утворить температурне поле:

Температура рідкого сплаву $T_{\text{спл}}$, яка розповсюджена у сфері радіуса R_k , у будь який час буде дорівнюватися суми температур підігріву та температури плавлення від розповсюдженого джерела екзотермічної реакції. За довідковими даними температура розплавленого термітного металу, який утворився за екзотермічної реакції $T_{\text{т.м.}} = 2700^\circ\text{C}$. далі температура буде зменшуватися і через деякий час досягне температури плавлення (для ковкого чавуна $T_{\text{пл}} = 1250^\circ\text{C}$). Виконавши розрахунки часу перебування металу в рідкому стані, відносно $T_{\text{т.м.}} > T_{\text{пл}}$ виявили що в центральній частині зварної ванни $t_{\text{рід}} = 21,43$ с., а на її межі $t_{\text{рід}} = 9,27$ с., тоді як час виходу газової буль-

башки Ø 0,1 мм складає 1,66 с. й 0,11 с відповідно. Отже часу перебування синтезованого металу в рідкому стані достатньо щоб практично всі газові бульбашки вийшли за межі поверхні зварної ванни. Але в складі синтезованого термітного металу є окремі пори Ø 0,1...0,2 мм, які утворилися завдяки нестабільному характеру процесу, завдяки перемішуючим бурхливим рідким металом, який може захоплювати гази.

$$T_{\pi} = \frac{T_{\text{під}}}{\operatorname{erfc}\left(\frac{R_k}{\sqrt{4at}}\right)} \int_{\frac{R_k}{\sqrt{4at}}}^{\infty} \operatorname{erfc}\left(r \cdot \sqrt{\frac{t}{t_n}}\right) \cdot \left[\exp\left[-\left(r - \frac{z}{\sqrt{4at}}\right)^2\right] - \exp\left[-\left(r + \frac{z}{\sqrt{4at}}\right)^2\right] \right] dr \quad (17)$$

Слід враховувати, що при стабільному перебігу процесу екзотермічної реакції наплавлений метал може бути вільним від газових пор. Робимо висновок, що технологічні умови по зниженню утворення газових пор повинні бути спрямовані на стабілізацію екзотермічної реакції.

Істотне збільшення продуктивності розплавлення досягається при введенні до складу шихти термітної суміші, феробору та феротитану (ПЛ-2 та ПЛ-3). Використання феробору та феротитану в термітній суміші дозволяє збільшувати кількість заліза в металі шва. Крім того, під час екзотермічної реакції залізо відновлюється з гематиту, що у поєднанні із залізом, що переходить з феросплавів, забезпечує збільшення α_n (коефіцієнта наплавлення). Для збільшення якості синтезованого металу у термітну суміш необхідно ввести чавунну стружку і значну кількість кремнію (феросиліцій) і вуглецю, високий вміст кремнію у термітному металі сприяє утворенню графіту в зварної і перехідної зонах. Експериментально встановлено, що середній вихід металу до маси термітної суміші становить 50,5 %, спостерігається при використанні як вхідних компонентів термітних композицій окислювача і відновника з фракцією 0,2-1,5 мм, що мають середню насипну щільність 1500 кг/м³.

Хімічний склад синтезованого металу в якості відновника відповідає материнському складу, має мікроструктуру на феритній основі

з розміром зерна меншим на 4-20%, ніж у традиційному випадку. Глибина плавлення основного металу склала 0,5...0,8 мм і після повної кристалізації виявилось що межа міцності термітного металу вища ніж материнського. На підвищення твердості впливають два фактора. Перший полягає в термодинамічному процесі протікання екзотермічної реакції за якою відбувається відносно повільне охолодження під товстим шаром шлаку на поверхні, яке сприяє утворенню феритно-цементитної структури що володіє більшою твердістю і міцністю. Другий фактор пов'язаний з наявністю великої кількості алюмінію в наплавленому металі в вигляді інтерметалевих вкраплень типу Fe_nAl_m , мікротвердість яких в два рази більша ніж мікротвердість феритної основи 947,8...1030 кгс/мм² проти 412...458 кгс/мм².

Таким чином наплавлення технологією СВС дефектів чавунних деталей забезпечує достатню міцність утвореного термітного металу і металу зони термічного впливу. При цьому СВС технологія екзотермічного наплавлення забезпечує можливість виходу на поверхню зварювальної ванни бульбашок газу діаметром понад 0,02 мм. Пористість наплавленого металу не перевищує регламентних норм, що забезпечує його щільність у межах допуску на лиття. Технологічні заходи щодо зменшення пористості мають бути спрямовані на підвищення стабільності екзотермічної реакції.

ВИКОРИСТАНА ЛІТЕРАТУРА:

1. Власов А. Ф. Развитие научных и технологических основ повышения эффективности применения экзотермических смесей при электродуговой сварке и электрошлаковых процессах /Диссертация. – 2016. – с. 172–214.
2. Амосов А. П., Боровинская И. П., Мержанов А. Г. Порошковая технология самораспространяющегося высокотемпературного синтеза материалов. М.: Машиностроение-1, 2007. 568 с. [Amosov A. P., Borovinskaya I. P., Merzhanov A. G. Powder technology of the self-propagating high-temperature synthesis of materials. Moscow: Mashinostroenie-1, 2007. 568.]
3. В.В Яценко, А.П. Амосов, А.Р. Самборук. Термодинамические исследования горения железо-алюминиевого термита. Вестник Самарского государственного технического университета. Серия «Физико-математические науки», 2011, выпуск 2(23).- с.123-128

4. Кувшинова Н. Н. Технология устранения дефектов стального литья экзотермической наплавкой: Автореф. дисертации канд. техн. наук. Тольятти: ТолГУ, 2004. 17 с. [Kuvshinova N. N. Defect removal technology for exothermic welding of steel castings: Ph. D. (Techn.) Thesis. Togliatti: TolGU, 2004. 17 pp.]
5. Медовар Б. И. Электрошлаковая технология на пороге XXI века // Современное материаловедение XXI век. — Киев: Наук, думка, 1999. — с.656.
6. [М.Д. Костюк, В.В. Козак, В.О. Яковлев та ін.] Будівництво та реконструкція залізничної мережі України для збільшення пропускної спроможності та запровадження швидкісного руху поїздів /— К.: ІЕЗ ім. Є. О. Патона, 2010. — с. 216.
7. Лебедев Б.В. Анализ возможности и целесообразности использования экзотермических смесей для разработки новых перспективных технологий восстановления сопряжений деталей СТС // Матеріали Міжнародної науково- методичної конференції "Сучасні проблеми суднової енергетики 2005". - Одеса: ОНМА. 2005. с. 53-54.
8. А. П. Мухачев, Е. А. Харитонов. Физико-химические основы СВС-процесса получения сплавов на основе редкоземельных металлов. *Металлофизические новейшие технологии.* / Metallofiz. Noveishie Tekhnol. 2017, т. 39, № 10, с. 1395–1409
9. Лебедев Б. В., Богомолов Э. П. Аналитическое определение количества теплоты, необходимого для сварки стальных конструкций на воздухе экзотермическими стержнями / Проблемы техники. — 2017. — С. 21–29.
10. Е. П. Богомолов. Підвищення ефективності ремонту та зміцнення дизельної газовипускної системи, застосовавши високо розповсюджуваний високотемпературний синтез отримання сплавів. IV Міжнародна науково-практична морська конференція кафедри суднових енергетичних установок та технічної експлуатації (СЕУ та ТЕ) Одеського національного морського університету (MPP&O-2022). — с. 94-102.

10.31653/smf46.2023. 33-40

Голіков В.А., Данілов К.С., Сінюта К.О.

Національний університет Одеська морська академія

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ВИЗНАЧЕННЯ ПОКАЗНИКІВ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ КОНТЕЙНЕРОВОЗА КЛАСУ DNV-GL (13800 TEU)

Постановка проблеми в загальному вигляді. За даними інформаційно-розважального журналу «Морський» [1] світовий парк контейнерів у 2021 році збільшився на 7,2 млн. TEU (14%), тобто до 50,5 млн. TEU. Разом з тим, зростання попиту на контейнерні перевезення водним транспортом характеризується різким зниженням продуктивності та сповільненням обертання контейнерів. Як наслідок, строк обертання контейнерів у 2021 році в середньому збільшився на 30% з причин затримання суден у порту, перебоїв на земних кордонах і роботі морських ліній.

Запит практики пов'язаний з підвищенням попиту (майже 100%) на навігаційну та експлуатаційну ефективність роботи контейнеровоза на найбільш напружений міжконтинентальний міжнародний лінії «шовковий шлях» в різноманітному оперативному просторі (відкриті моря й океани; вузкості та замкнуті простори; тощо) з різноспрямованою схемою руху та маршрутизацією погоди.

Об'єктом дослідження став контейнеровоз для перевезення 13850 TEU (Пост-Пана-Макс).

Предметом дослідження – параметри руху судна: коефіцієнти корисної дії (ККД) та ефективності його роботи.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. У дослідженні [2] були проведені експерименти для оцінки продуктивності контейнеровозів в природних морських умовах. Зокрема, автори досліджували вплив хвиль і вітру на контейнеровози різних типів і розмірів. Результати показали, що деякі параметри, такі як мореплавність і стійкість, можуть значно варіюватися залежно від погодних умов.

У статті [3] автори досліджували вплив умов навантаження на продуктивність контейнеровозів. Були оцінені такі параметри, як швидкість, потужність та глибина занурення при різному розподілі вантажів на борту. Дослідження показало, що оптимальний розподіл вантажів може значно підвищити ефективність роботи контейнеровоза.

Стаття [4] присвячена дослідженню параметрів експлуатації контейнеровозів в екстремальних погодних умовах. Були проаналізовані такі параметри, як мореплавність, стійкість, опір води, тощо. Зокрема, дослідження показало, що правильний вибір швидкості та напрямку руху може підвищити ефективність роботи контейнеровоза в додаткових умовах.

У дослідженні [5] було проаналізовано вплив торсійних вібрацій на систему пропульсії контейнеровозів. Була проведена експериментальна перевірка наслідків вібрації на механічні компоненти, такі як гребні гвинти і двигуни. Результати показали, що навіть слабкі вібрації можуть викликати значні проблеми з пропульсією та витратою енергії.

У статті [6] автори досліджували процес планування маршруту суден. Вони використовували моделювання та симуляцію при визначенні найкращого маршруту для контейнеровозів різного розміру та типу. Результати показали, що коректне планування маршруту може значно підвищити ефективність роботи контейнеровоза.

У дослідженні [7] автори використовували методи оптимізації для визначення оптимального розкладу руху контейнеровозів у лінійних судноплавних мережах. Була проведена експериментальна перевірка ефективності різних стратегій розкладу. Результати показали, що оптимальний розклад може значно скоротити час перевезення вантажів та збільшити обсяг перевезень.

У статті [8] автори розглядають проблему енергоефективності контейнеровозів. Були розроблені різні методи оптимізації для визначення оптимальних планів маршруту з метою зменшення споживання палива. Результати показали, що певні методи можуть привести до значного зниження витрат на паливо та зменшення викидів в навколишнє середовище.

У статті [9] досліджувалося вплив корабельного водоохоронного водоохоронення та глибини занурення на ефективність роботи контейнеровозів. Були проведені експериментальні та теоретичні дослідження для визначення оптимальних значень занурення та трапеції корпусу для різних типів контейнеровозів. Результати показали, що правильний вибір цих параметрів може значно підвищити продуктивність та економічну ефективність контейнеровозів.

Аналіз цих наукових статей підтверджує, що оптимальне планування маршруту, оптимізація розкладу руху, енергоефективність та правильний вибір параметрів судна відіграють важливу роль у підвищенні ефективності роботи контейнеровозів на маршрутах. Ці дослідження надають цінну інформацію та рекомендації для розробки алгоритмів і стратегій та методик, які можуть бути використані у практиці судноплавства для поліпшення роботи контейнеровозів.

Мета дослідження – задоволення попиту населення у товарному споживанні шляхом розширення та удосконалення суднових транспортних мереж.

Робоча гіпотеза дослідження полягала у встановленні достовірності між експериментом, обробкою його даних, передачею даних та їх сприйнятті, що забезпечує відсутність похибок в процесі верифікації.

Постановка завдання. Головне завдання дослідження полягало у плануванні та здійсненні багатофакторного експерименту з використанням е-навігації та гідро-пропульсивного комплексу судна, результати роботи якого були відображенні у навігаційних та машинних журналах контейнеровоза «THALASSA HELLAS» на протязі 3-х місяців.

Допоміжні завдання дослідження представлені:

- програмою проведення експерименту;
- активним експериментом;
- обробкою результатів іспитів графічним, табличним та аналітичним способами;
- зрівнянням паспортних характеристик судна з експлуатаційними;
- визначенням експлуатаційних характеристик судна;
- встановленням показників ефективності роботи судна;
- перевірка остійності судна під впливом хвилювання.

По завершенні досліджень запланована розробка рекомендацій по ефективному та безпечному плаванню судна по лінії «шовкового шляху».

Виклад основного матеріалу. Рейсові дослідження виконувалися в зимовий період на протязі 5-ти місяців з листопада 2021 р. по березень 2022 р. в наступних умовах:

параметри зовнішнього середовища:

- сила вітру від 2-х до 8-ми балів;

- сила хвилювання: від 1-го до 6-ти балів;
 - напрямок хвилювань: від NNN до SSS;
 - хмарність: від 1 до 5 миль;
 - напрямок вітру: від NNN до SSS;
 - видимості: від 2-х до 10 миль;
 - течії: від 0,1 до 3,6 вузлів;
 - часові пояси: від 3-го до 8-го;
 - параметри шляху:
 - інтервал обсервації: 4-и години;
 - курс: дійсний, гіро, магнітний;
 - координати точок: широта, довгота;
 - параметри судна «THALASSA HELLAS»:
 - маневрування в порту (на тихій воді): при ході «ВПЕРЕД»; CMX (частота обертів 27 хв-1, швидкість 6,99 вузлів); MX (частота обертів 35 хв-1, швидкість 10,06 вузлів), CX (частота обертів 48 хв-1, швидкість 14,63 вузлів), PX (частота обертів 60 хв-1, швидкість 17,79 вузлів);
 - експлуатаційні: (оберти 76,7 хв-1 при потужності головних двигунів 45262 кВт);
 - максимальні: (оберти 81,0 хв-1 при потужності двигунів у 53250 кВт);
 - обмежувальні: критичні оберти двигуна від 38 до 42 хв-1, швидкісна константа дорівнює 0,29 відн.один., граничний коефіцієнт ефективності при повному завантаженні складає 0,671 відн.один;
 - габарити судна:
 - довжина: максимальна 368,47 м, вздовж вартажної марки 355,07 м (по КВЛ),
 - ширина: по мідель-штангоуту 51,0 м,
 - осадка: в грузу по літню вантажну марку 15,8 м, в баласті (ніс 5,2 м, корма 10 м),
 - висота судна: реєстрова 25,63 м, по мідель-шпангоуту 29,85 м.
- Всього за рейс здійснено 158 експериментів та 3792 виміри.

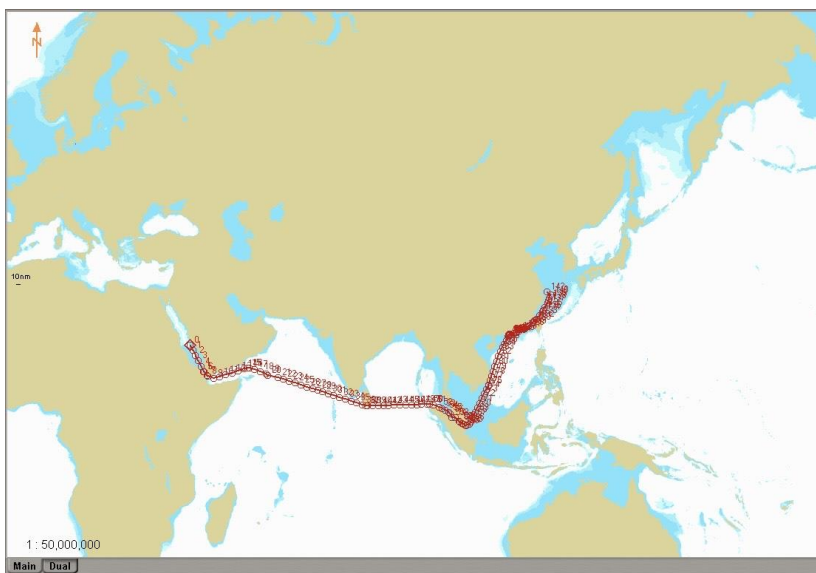


Рис. 1. Маршрут контейнеровозу "THALASSA HELLAS" по "шовковому шляху"

Аналіз результатів експериментальних даних та спостереження за станом судна. Зрівняння паспортних характеристик судна з експлуатаційними даними, проведені в ході дослідження, розкрили наступні результати. Експлуатаційна швидкісна константа судна була визначена на рівні 0,3 відн.один., що перевищує паспортне значення на 3,2%. Це свідчить про те, що судно досягає більшої швидкості, ніж передбачено в паспортних даних. Крім того, виявлено, що коефіцієнт вантажної ефективності коливався від 0,61 до 0,669, що відповідає варіації від 0,4% до 9%. Цей показник вказує на ефективність перевезення вантажу та його режим оптимального використання.

Дослідження також зосередилося на співвідношенні між обсервованою швидкістю судна та обертами його ГД. Встановлено, що це співвідношення коливалося в діапазоні від 0,75 до 0,99 з максимальним розкидом у 20%. Ці варіації можуть бути пов'язані з різними умовами експлуатації, включаючи навігаційну обстановку, швидкісні режими та завантаження судна. Аналіз таких факторів може допомогти визначити оптимальні умови експлуатації, що забезпечують ефективну роботу судна.

Під час спостережень за хитавицею судна було виявлено, що судно "заливає" в баласті незалежно від напрямку вітру та хвиль. Однак, при зустрічному хвилюванні з висотою хвилі понад 3 метри, було помічено невелику кільову хитавицю. Ці спостереження можуть мати важливе значення для планування маршрутів судна та визначення оптимальних умов плавання з метою забезпечення безпеки та комфорту на борту.

В результаті верифікації паспортних характеристик судна була визначена його ефективність роботи. Середня географічна ефективність склала 65%, навігаційна - 67% , пропульсивна - 61%. Ці показники вказують на рівень ефективності різних аспектів роботи судна відповідно до його паспортних характеристик, стратегії прогнозу та планування (прокладки) маршруту, а також зовнішніх умов, і взагалі склали (0,2667), тобто 26,7%. Ці дані можуть бути використані для подальшого удосконалення технічних параметрів судна, розробки стратегій експлуатації та планування морських перевезень з метою досягнення оптимальної ефективності та безпеки [10].

Висновки і перспективи подальших досліджень.

Результати проведеної верифікації показали, що ефективність роботи контейнеровоза залежить від різних факторів. Один з головних чинників, що впливає на ефективність, - це складність берегової лінії. Умови навколишнього середовища, такі як: наявність проток, річок або портових обмежень, можуть суттєво впливати на безпечний шлях судна та його час доставки вантажу. Крім того, рельєф дна, виражений у формі ізобат, також впливає на ефективність роботи контейнеровоза, оскільки може створювати перешкоди для плавання та збільшувати опорний опір, що призводить до збільшення витрат палива та зниження швидкості.

Важливим аспектом визначення оптимального маршруту є інтенсивна обсервація шляху судна з використанням електронної навігації (е-навігація). Технологічні розробки в цій галузі дозволяють забезпечувати точність контролю за маршрутом судна майже без похибок, в межах від 1% до 5%. Це значно полегшує процес планування та керування рухом судна, дозволяючи оперативно реагувати на зміни умов плавання та забезпечувати оптимальну траєкторію руху.

Гідропропульсивні характеристики контейнеровоза виявилися ключовими для забезпечення надійності та працездатності судна.

Використання гідродинамічних систем пропульсії дозволяє забезпечувати практично необмежену ефективність роботи судна, забезпечуючи необхідну тягу та маневреність при різних умовах плавання. Такі характеристики роблять контейнеровози ефективними та надійними засобами морського транспорту.

Досягнуті результати дослідження підкреслюють важливість подальшого розвитку та удосконалення методик проведення виробничих іспитів для різних типів суден. Розробка загальнодоступної методики дозволить проводити комплексну перевірку технічних характеристик суден за станом, що сприятиме вдосконаленню їх роботи та визначенню оптимальних режимів експлуатації. Такі дослідження є важливим кроком у напрямку підвищення ефективності роботи суден та зменшення негативного впливу від його роботи на навколишнє середовище.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. «Морський» «Що відбувається коли контейнери губляться в морі», Випуск 126 – Одеса, 2022. с. 24-27
2. Liu, S., Deng, Z., Zhou, Y., Zhang, J., Ma, Q., & Chen, S. (2018). Experimental Study of a Container Ship's Performance in Realistic Sea States. *Journal of Marine Science and Engineering*, 6(4), 129.
3. Sutulo, S., Shafik, M., & Khalil, A. (2019). Effect of Loading Condition on Container Ship Performance. *Journal of Navigation*, 72(5), 947-962.
4. Ahmad, M., Elkamel, A., & Ben-Mansour, R. (2019). Investigating Parameters of Container Ship Operation in Harsh Weather Conditions. *Journal Marine Engineering & Technology*, 18(4), 212-225.
5. Park, J., Lee, S., & Lim, J. (2017). A Study on the Effects of Torsional Vibration on Container Ship Propulsion System. *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*, 18(11), 1453-1460.
6. Rinkenbaugh, J., Gao, S., Athalye, R., & Brown, M. (2018). Modeling and Simulation of the Ships Route Planning Process. *Journal of Navigation*, 71(2), 1-18.
7. Zhang, X., Guan, X., Li, X., & Liu, Y. (2019). Optimal Dynamic Scheduling of Container Ships in Liner Shipping Networks. *IEEE Access*, 7, 123110-123120.

8. Wu, J., Wong, K., & Cheu, R. (2017). Energy-Efficient Planning for Container Ships. *Transportation Research Part E: Logistics and Transportation Review*, 106, 29-45.
9. Kim, S., Lee, C., & Choi, J. (2016). A Study on Optimal Trim and Draught Conditions for Container Ships. *Journal of Marine Science and Engineering*, 4(3), 63.
10. Розвиток сучасної теорії і практики технічної експлуатації морського і річного флоту: концепції, методи, технології: монографія/ Буракос А.Ю., Волянська Я.Б., Волянський С.М. та ін.; за наук. ред. В.А. Голікова та О.А. Онищенко. – Миколаїв: Інїон, 2022. – 396 с.

10.31653/smf46.2023. 41-46

Голіков В.А., Крупов І.В.

Національний університет «Одеська морська академія»

АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ЗЕМСНАРЯДІВ В ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ УМОВАХ

Постановка проблеми у загальному вигляді та її зв'язок із важливими науковими та практичними завданнями. Щорічно для підтримання нормальних судноплавних умов на зовнішніх шляхах, підхідних каналах і в акваторіях портів проводяться днопоглиблювальні роботи, які вимірюються десятками мільйонів кубічних метрів ґрунта. Ці роботи супроводжуються багатократними замірами глибин по площині та об'єму. Вказані фігури у вигляді багатокутників та фігур розбивають на відповідні інтервали таким чином, щоб різниця між найбільшими та найменшими розмірами в межах одного інтервалу були декілька більше ціни поділки шкали вимірювального пристрою. Цим компенсуються похибки виміру.

Різноманітні роботи по днопоглибленню здійснюються суднами днопоглиблювального флоту. Сучасні земснаряди уявляють собою складні технічні споруди, оснащені новітніми судовими гідропропульсивними комплексами, агрегатами і системами з контрольно-вимірювальними приборами та засобами дистанційного й автоматичного управління з включенням елементів обчислювальної техніки.

На останні наукою покладене вирішення завдань призначення оптимальних режимів роботи земснарядів, контролю за якістю виконання днопоглиблювальних робіт, а також сумісного проведення допоміжних процедур, профілактичних навігаційних ремонтів й усунення наслідків аварій.

Головною науковою проблемою математичного опису явищ енерго та масопереносу залишається форма їх представлення: векторна ($E = MV_T$) або скалярна ($E = 0,5MV_T^2$), де V_T – швидкість руху тіла (судна), M та E – його маса і енергія [1].

На теперішній час з причин бойових дій в країні та браку бюджетних коштів стратегічне планування днопоглиблювальних робіт на період війни тимчасово припинене. Тому актуальними залишаються наукові завдання тактико-технічного і оперативного характеру, які пов'язані з інтенсифікацією, ефективністю, екологічністю, економіч-

ністю та модернізацією днопоглиблювальних суден та їх технічних засобів [2].

Запит практики полягає у тому, щоб задовольнити умови технічного завдання на днопоглиблення шляхом оптимального протистояння природним збуренням та навантаженням, просторового орієнтування днопоглиблювального судна технічними засобами управління.

Об'єкт дослідження представляють технологічні процеси днопоглиблення.

Предмет дослідження представляє земснаряд каравану, якому притаманні усі атрибути транспортного судна.

Аналіз останніх досліджень і публікацій.

В монографії [3] розглядається сучасний стан геоінформаційних систем, які доцільно використовувати при забезпеченні мореплавства. Розглянуті методичні основи супутникових методів отримання гідрометеорологічної та навігаційно-гідрографічної інформації. Особливий акцент приділяється оцінюванню якості даних, аналізу похибок, можливості застосування інформації геоінформаційних систем в оперативному режимі.

В статті І.І. Гладких та В.О. Дворецького [4] наведені роз'яснення того, за яких механізмів можна використовувати природні процеси в напрямку складання прогнозу зміни рельєфу дна на мілководді в умовах судноплавства. Ключовим фактором визначена розробка програм, які дозволяють відстежувати зміни природних процесів з відображенням і фіксацією їх на електронних носіях. Будь-яке дослідження переважно проводити з урахуванням зміни стану об'єкта в часі і під впливом різних факторів одночасно і динамічно.

В статті В.В. Шиловського та І.В. Крупова [5] запропонований алгоритм, який дозволяє привести всі референсні системи координат, що використовують придунайські країни, до гармонізованого стану шляхом введення постійно діючих величин на кордоні цих країн. Наведений приклад реалізації алгоритму гармонізації прикордонних геодезичних систем між Україною, Румунією та Болгарією з використанням програмного продукту DaWAT.

Обґрунтуванню вибору складу земкарavana були присвячені роботи [6-8], в яких показано, що тип земснаряду визначається родом ґрунта на ділянці робіт в межах заданої глибини черпання. Чим міцніше ґрунт, тим більш потужним повинен бути снаряд. Тому в

більшості випадків найбільш ефективними при виконанні днопоглиблювальних робіт на не зв'язних ґрунтах залишаються землесоси. Разом з тим, на ґрунтах 1-5 груп по важкості розробки без твердих включень на захищених від вхилювання ділянках, найбільш ефективні якорні землесоси з механічними розпушувачами.

Багаточерпакові шаландо-рефулерні снаряди найбільш ефективні при шаландовому способі віддалення ґрунта 5-6 груп по важкості.

Штангові, грейферні та/або багаточерпакові снаряди застосовуються при розробці скельних ґрунтів з обов'язковим попереднім рихленням скелі.

Об'єм ґрунта, що виймається та строки виконання днопоглиблювальних робіт, визначають потрібну потужність земснарядів та їх кількість. Слід зазначити, що при великих об'ємах робіт треба брати до уваги навігаційний період та метеорологічні фактори при їх виконанні.

Виклад основного матеріалу дослідження.

Метою дослідження став спосіб пошуку оптимального використання земснарядів каравану найбільш точно узагальнюючого особливості їх умов експлуатації, режимів маневрування, способів днопоглиблення, тощо.

Гіпотезою дослідження стала теза про те, що показник мусить бути чисельним, зрозумілим для обліку, а його аргументи – натурні, які підлягають вимірюванню та моніторингу у реальному часі.

Головне завдання дослідження полягає у розробці методики оцінки якості синхронізму в роботі земснаряду каравану.

Для вирішення головного завдання розподілялись допоміжні завдання, пов'язані з описом: стану об'єкту та предмету дослідження, характером протікання днопоглиблення та його обліку.

Днопоглиблювальні роботи виконувались згідно технічного завдання на проведення експлуатаційного поглиблення в акваторії морського порту Ізмаїл з дозволу природоохоронних органів та попереднім обсягом днопоглиблення 153000 м³ зі швидкістю не більше 8 км/год при русі вгору і не більше 12 км/год при русі вниз по р. Дунай відносно берега.

Всі перестановки днопоглиблювального обладнання, включаючи перекидання якорів, а також, маршрути руху ґрунтовідвізних шаланд узгоджувались відповідним чином.

Попередні, проміжні та контрольні проміри глибин ділянок днопоглиблення проводились із застосуванням ехолоту Echotrac CV100

та GNSS прибору Trimble SPS 461. Промір глибин виконано згідно НД 31.7.002.-2005. Профілі розташовувалися через 10 метрів, глибини на профілях – через 5 метрів. В окремих вимірах застосований ехолот Echotrac E20 та обладнання фірми «NOVATEL». Система координат WG8-84, проекція UTM.

Ділянка поглиблення №7 (акваторія причалів №12-14) складалась з 4-х прорізів і представлена ситуаційно на площині зорієнтованої відносно N-норда.

Караван днопоглиблювальних суден складався з: самохідної землечепалки «Дунай» розмірами (73,6x12,8x3,85) метри, висотою борту 5,2 метри, валової місткості 1543 р.т., чистої місткості 463 р.т., дедвейтом 716 т., швидкість ходи 9,0 вузлів, потужністю 1940 кВт при частоті обертів дизелів у 480 хв⁻¹, глибиною черпання від 5 до 24 м і продуктивністю 750 м³/год, 2-х самохідних дизельних барж типу «Ізмаїлівка» 56,2x11,0x3.7x4,4 метри, швидкість ходи 9 вузлів, загальна потужність 600 кВт, об'єм бункера (для ґрунта) 600 м³, якорезаводний буксир «МЗ-9».

Термін виконання днопоглиблювальних робіт склав один місяць з 01.05 по 31.05.2022 року. Караван працював у звичайному режимі – 8 годин за добу без вихідних або 240 годин. Тому спланована продуктивність земснаряду складала 625 м³/год, що складає біля 80% від номіналу.

Абсолютна похибка між попереднім та виконавчим вимірами склала 200 м³, а відносно виконавчих – 0,9%. Загальний обсяг днопоглиблення в п.Ізмаїл склав 79109,5 м³, за становить 51,7% від запланованого. Отримані результати дозволяють застосувати продуктивність видалення ґрунту як одну з основних характеристик роботи кожного земснаряда. За часом вона змінюється від проектної до фактичної крізь технічну та розрахункову.

Проектна – задається завданням на днопоглиблення. Технічна представляє конструктивні особливості суден каравану. Розрахункова продуктивність враховує особливості властивостей ґрунту, а фактична – визначається часом роботи земснаряду за увесь період днопоглиблення і описується як:

$$W_{\phi} = V / T_p \quad (1)$$

де W_{ϕ} – фактична продуктивність земснаряда, м³/год; V – об'єм ґрунту, що виймається, м³; T_p – робочий час, який витрачений на вийомку ґрунту, год.

Розрахунковий коефіцієнт ($k_{розр}$) використання земснаряду по продуктивності представляє співвідношення ($W_{розр}$) розрахункової продуктивності (яку треба виконувати) до технічної (W_{tex}):

$$k_{розр} = W_{розр} / W_{tex} \quad (2)$$

Фактичний коефіцієнт (k_{np}) описується як:

$$k_{np} = W_{\phi} / W_{tex} \quad (3)$$

Ефективність використання земснаряда в конкретних умовах характеризується коефіцієнтом експлуатації: $k_{ef} = k_{np} / k_{ep} = k_{np} T_p / T_e$ (4)

або

$$k_{ef} = V / T_e / W_{tex} \quad (5)$$

де $k_{np} = T_p / T_e$ – коефіцієнт використання земснаряда на ділянці роботи, відн. один; T_e – валовий час, який складається з робочого (T_p) та додаткового часу

($T_{доd}$) зупинок для буксировки; пропуску суден; плотів, навігаційного ремонту до 5-ти діб, здійснення допоміжних операцій.

Висновки. Ефективність використання земснарядів в експлуатаційних умовах описується продуктивністю, як засобом «бухгалтерського обліку» при переході маси та енергії з одного місця в друге. Треба також враховувати, що енергія або передається іншому тілу при зіткненні, або розсіюється при терті.

Обсяг днопоглиблювальних робіт в територіальному морі України визначається Кабінетом Міністрів, які реалізуються у вигляді стратегій Міністерством інфраструктури та підпорядкованими йому адміністративними органами.

Судна днопоглиблювального флоту проектується та побудовані за принципами теорії корабля, але відрізняються тихою ходою, підвищеною енергоємністю, чутливістю до збурень, гарними морехідними якостями та технікою виміру фізичних величин.

Подальші дослідження вимагають проведення більш ретельного експериментування для розробки засобів обчислення продуктивності земснарядів на кожному етапі їх роботи з можливостями широкого коригування інформаційних потоків.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. І.М.Кучерук, І.Т.Горбачу, П.П.Луцик. «Загальний курс фізики (том 1)». - 1999.
2. Національна транспортна стратегія України на період до 2030 року [текст] / Ukraine-EuroAid/136284/DH/SER/UA, травень 2017. – К.: Мінінфраструктури України, 2017. – 145 с.
3. Перспективи розвитку оперативної океанографії в Україні: [монографія]/ авт. І.І. Гладких, С.В. Симоненко, В.І. Михайлов [та ін.]– Одеса: Астропринт, 2017. – 116 с. ISBN978-966-927-261-4.
4. I.Gladkykh, V.Dvoretzky Taking into account the dynamics of the bottom relief for technologies ris// Shipping&Navigation. – Odessa: NU"OMA", 2020, Nr.30, 66-77pp, DOI:10.31653/2306-5761.30.2020.67-77.
5. V.Shpilevsky, I.Krupov Coordinates systems harmonization in the frontier districts of the Dunabe// Shipping & Navigation. – Odessa: NU"OMA", 2020, Nr.30, 152-163 pp., DOI:10.31653/2306-5761.30.2020.152-163.
6. Горбунов Д.І. Днопоглиблення, М: "Транспорт", 1984. – 232 с.
7. Сергійчик В.С. Організація виробництва днопоглиблювальних робіт. - Одеса: "Аспект", 1998. -140 с.
8. Горбулін Я.Ф. Днопоглиблювальний флот і днопоглиблювальні роботи, М: "Транспорт", 1973. - 436 с.

10.31653/smf46.2023. 47-52

Козак С.В.

Національний університет Одеська морська академія

**ОНЛАЙН НАВЧАННЯ ЯК ОДИН З ЕФЕКТИВНИХ МЕТОДІВ
ДИСТАНЦІЙНОГО ВИВЧЕННЯ АНГЛІЙСЬКОЇ МОВИ**

У зв'язку зі зростанням популярності інтернет-технологій з'являється можливість вивчати іноземні мови, зокрема англійську, по-новому, переглядаючи традиційні методи вивчення англійської мови з урахуванням використання інтернет-ресурсів. Представлено 4 ефективні методики вивчення іноземної мови з використанням інтернет-технологій. Наводиться таблиця на вивчення однієї з тем англійською мовою з переліком тих онлайн-технологій, які можна використовувати по даній темі, і завданнями на кожному етапі вивчення.

Ключові слова: дистанційне навчання, інтернет технології, онлайн ресурс, ефективний метод, англійська мова.

UDC: 811.111:37.018.43-027.236**Online teaching English as one of effective method of distance learning.****Kozak S.V.**

Candidate of Pedagogical Science, Assistant Professor at English Department of NU"OMA".

Didrichsona 8, Odesa, Ukraine.

svkozak0210@gmail.com

Internet technologies used for English learning today give the opportunity to correct the ways of learning foreign languages. There are 4 effective methods of English learning. But all of them are now rewritten, reviewed and improved with the application of different online technologies that make English learning more interesting and effective. The table reflects the application of internet technologies on the topic "Giving directions" and the tasks that students can do at the lesson or at home.

Key words: distance learning, internet technologies, online resource, effective method, English.

Постановка проблеми в загальному вигляді .

Дистанційне навчання є невід'ємною частиною сучасної освітньої моделі, що вимагає від навчального закладу і кожного вчителя зокрема перегляду прийомів і методів навчання відповідно до нових стандартів і технологій. Технології дистанційного навчання з вико-

ристанням мережі Інтернет використовуються сьогодні як для розробки індивідуальних курсів підвищення кваліфікації користувачів, так і для здобуття вищої освіти. Дистанційні заняття, конференції, семінари, ділові ігри, лабораторні роботи, практикуми та інші форми навчальних занять, що проводяться з використанням телекомунікацій та інших можливостей Всесвітньої павутини, дозволяють підвищити мотивацію студентів з дисципліни та якісно покращити результати навчання.

Аналіз останніх досліджень і публікацій.

Використання методів дистанційного навчання при вивченні іноземних мов широко використовується в сучасній вищій освіті. Дистанційне навчання іноземних мов передбачає використання сучасних інформаційних технологій. І якщо ще вчора лінгвісти всього світу намагалися створити комп'ютерні програми для вивчення тих чи інших аспектів мови, то в сучасній освіті в зв'язку з процесами інтеграції та глобалізації головну роль серед медіа джерел відіграє інтернет. Завдяки інтернету мільйони людей постійно спілкуються в соціальних мережах, різних месенджерах, інтернет-форумах, а також в програмах відеоконференцій, таких як Skype, ZOOM. Нас цікавлять люди, які живуть в інших країнах, працюють за кордоном, навчаються, подорожують - це факт! Вивчення іноземної мови стає необхідним, адже без тісної взаємодії і розуміння один одного буде неможливо не тільки вирішити глобальні проблеми сучасного суспільства, а й звичайне спілкування між людьми.

Постановка завдання.

Сьогодні інтернет пропонує найрізноманітніші способи вивчення іноземних мов. Особливою варіативністю є вивчення англійської мови як основної мови спілкування світової спільноти. Це пов'язано з багатьма факторами, але це не те, про що ми зараз говоримо. Які методики викладання англійської мови через інтернет вибрати на різних етапах оволодіння цією мовою як іноземною? Постараємося розібрати найбільш ефективні методики навчання англійської мови за допомогою деяких онлайн-ресурсів.

Виклад основного матеріалу.

На сьогоднішній день існує 4 основні методики викладання англійської мови:

Grammar Translation – классическая методика по изучению английского языка.

Direct Method – прямой метод.

Audio-lingualism – один из первых современных методов.

Communicative Language Teaching – современный стандартный метод.

Кожен з методів має свою спрямованість і пріоритети [1].

Сьогодні, з огляду на темпи глобалізації, використання інформаційних технологій і можливості інтернету, можна переглянути всі існуючі методи з метою використання їх для вивчення англійської мови онлайн. Розглянемо варіанти використання існуючих традиційних методів вивчення англійської мови за допомогою інформаційних технологій.

Один з найбільш традиційних методів з кінця дев'ятнадцятого століття. Спочатку він використовувався для навчання «мертвим мовам», таким як латинська та грецька. Основною характеристикою цього методу є вивчення граматичних правил і їх застосування при перекладі тексту з рідної мови на іноземну [2]. Класичний метод з використанням інтернету фактично нівелюється, так як розробка перекладацьких програм або просто перекладачів, які сьогодні дуже популярні серед студентів, роблять цей метод малоефективним. Крім перекладачів, цей спосіб також передбачає перегляд іноземних фільмів, спочатку з субтитрами, потім без субтитрів. Цей спосіб особливо ефективний при перегляді улюблених фільмів. Ось ми і підбираємо кілька улюблених фільмів в інтернеті, які ніколи не набридне дивитися - і вперед, до нового знайомства мовою оригіналу. Перегляд дитячих серіалів дуже допомагає на початкових етапах вивчення англійської мови, коли словниковий запас ще невеликий, а навички аудіювання кульгають. Справа в тому, що в програмах для дітей використовуються самі звичайні слова і прості мовні звороти, а це дуже підходить для іноземних студентів. Далі бажано максимально зануритися в англійську мову: дивитися кліпи, новини, серіали, слухати пісні та аудіокліпи, головне, щоб все це було цікаво особисто вам.

Другий метод вивчення англійської мови, також відомий як «природний» метод, виник на початку 1900-х років як альтернатива традиційному методу перекладу. Основна увага приділяється гарній вимові, спонтанному використанню мови без використання перекладу, мало уваги приділяється аналізу граматики. Цей метод заснований на безпосередній практиці студента в розмовній англійській мові, розумінні іноземної мови в загальнопобутових ситуаціях. Для роботи цього методу будуть потрібні невеликі групи учнів, а також їх висока мотивація, адже в штучному середовищі складно генерувати

природні ситуації, а також гарантувати розуміння і достатню практику для всіх учасників [3]. В інтернеті зараз представлені великі можливості для використання цього методу як для дистанційного вивчення англійської мови, так і для самостійного і для навчання на уроках. Цей метод передбачає використання вебінарів, онлайн-конференцій.

Метод аудіолінгвізму - це метод вивчення і запам'ятовування стандартних фраз. Такий підхід сягає своїм корінням в США, коли під час Другої світової війни виникла необхідність навчити ключових співробітників швидко і ефективно володіти іноземною мовою. На той момент цей метод вважався досить вдалим, але знову ж таки за умови роботи в малих групах і високого рівня самомотивації. Цей метод спрямований на формування механічної звички, яка формується за допомогою повторення основних шаблонів. Така ж спрямованість на повторення і запам'ятовування Стандартні фрази повністю ігнорують роль контексту в процесі вивчення мови. Сьогодні цей спосіб передбачає використання таких сайтів, як www.engvid.com, www.manythings.org та інших подібних ресурсів. Тобто це сайти, де можна дізнатися різні аспекти англійської мови, потренуватися у використанні і запам'ятовуванні окремих слів, фраз і пропозицій.

Метод викладання комунікативної мови заснований на ідеї, що успішне вивчення іноземної мови відбувається через його вивчення в реальних ситуаціях, що, в свою чергу, призводить до природного оволодіння і вмінню користуватися іноземною мовою. У педагога є дві основні функції: перша роль полягає в полегшенні процесу спілкування між усіма учасниками класу, а також використання різних видів діяльності; Друга роль полягає в тому, щоб виступати в ролі лідера цієї групи, контролювати процес навчання, а також мотивувати учнів. Цей метод передбачає використання Skype, соціальних мереж для спілкування з носіями мови для створення ситуативних діалогів, коли учень як би занурений в розмовну обстановку.

Висновки і перспективи подальших досліджень.

Дослідив 4 основних метода вивчення іноземної (англійської) мови :Grammar Translation; Direct Method; Audio-lingualism та Communicative Language Teaching, ми дійшли висновку, що останній метод є найбільш ефективним в сучасних умовах навчання іноземної (англійської) мови, за допомогою інтернет ресурсів ,під час дистанційного навчання. Також наводимо приклад організації роботи в

аудиторії та самостійно, під час вивчення Англійської мови студентами, за допомогою інтернет технологій.

Вправи для організації роботи іноземною мовою за допомогою використання інтернет-технологій

Назва інтернет-технології	Теми вправ
	Giving directions (Як дістатися до пункту призначення)
«Різні канали» (chat-channels)	Знайдіть онлайн-групу чату, в якій обговорюється географічне розташування місця в країні, і візьміть участь в обговоренні, зв'язавшись принаймні з двома-трьома учасниками. Роздрукуйте журнал чату та проаналізуйте його на наявність певної лексики
Аудіо та відео конференції	Обговоріть з партнером улюблене місце в місті, дайте один одному поради, які пам'ятки відвідати у вашому місті
Соціальні мережі	Напишіть пост в блозі про недавню поїздку і поділіться враженнями від вподобаного міста або країни в цілому. Запрошуйте інших користувачів до обговорення. Відвідайте інші туристичні блоги в різних країнах і прокоментуйте принаймні два-три з них
Електронна пошта	Розкажіть своєму другові по листуванню про історію вашого міста. Попросіть його розповісти про історію міста, в якому він живе
Списки розсилки (mailing list)	Створіть розсилку про цікаві місця у вашому місті (країні). Підпишіться на аналогічну розсилку про країну мови, що вивчається
Веб-форуми (web forums)	Створіть форум на тему «Пам'ятки мого міста» і візьміть участь в його роботі
Групи новин (newsgroups)	Знайдіть новини минулого року про своє місто та міста тих друзів, з якими ви вже познайомилися під час веб-форуму.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.

1. Козак С.В. Особливості мотивування студентів вузів при навчанні англійської мови в умовах дистанційного навчання. // Матеріали наукової конференції «Експлуатація і Ремонт» НУ» ОМА», 2023. - 247
2. Kozak S. V. How to increase the motivation for learning English // European Academic Science and Research .2021-35p.
3. Мільруд Р.П. Методика викладання англійської мови. уч. Посібник / М.: - Дрофа, 2005 - 255с.
4. Обзор основных образовательных технологий [Электронный ресурс] / С. Паринов. – Режим доступа: <http://rvles.ieie.nsc.ru/parinov/in-tech.htm>.

10.31653/smf46.2023. 53-66

Козицький С. В., *Кіріян С. В.

Національний університет “Одеська морська академія”

*Технологічний Інститут Британської Колумбії, Ванкувер, Канада

ЗАСТОСУВАННЯ НАНОЧАСТИНОК ДЛЯ ЗБІЛЬШЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ СУДНОВИХ МЕХАНІЗМІВ

Постановка проблеми в загальному вигляді. Розвиток матеріалознавства в двадцять першому столітті спрямовано на отримання матеріалів з особливими властивостями, які вивчаються на молекулярному рівні при дослідженні характеристик макрооб'єктів. Ця область науки і техніки має назву нанотехнологія [1].

У діапазоні розмірів 1 -100 нанометрів (10^{-9} - 10^{-7} м) виникає новий світ, в якому суттєво змінюються фізичні та хімічні властивості будь-яких речовин, і де сходяться предмети дослідження різних галузей наук.

Аналіз досліджень та публікацій. Особливості поведінки нанорозмірних частинок не можуть бути описані в рамках класичної фізики та фізики рівноважних процесів [2]. Це пов'язано з розмірами наночастинок (НЧ), що приводить до великої долі поверхневих атомів (при розмірі сферичної частинки 10 нм, частка поверхневих атомів складає 30% [3]), надлишку поверхневої енергії (у 1 г речовини з НЧ зазначеного розміру її значення сягає 5-10 Дж [2, 4]) та прояву квантовомеханічного характеру поведінки [2].

Суттєва нерівноважність НЧ, яка зумовлена як методами отримання [2, 5] так і надлишковою поверхневою енергією [4], вимагає для пояснення особливостей їх поведінки застосовувати [2, 4] нерівноважну термодинаміку [6], а особливість руху таких мікроскопічних об'єктів – квантову механіку [7].

НЧ надають зробленим з них матеріалам абсолютно нові властивості і поведінку [1, 5]. Для усіх НЧ спостерігається [8] зміна фундаментальних фізичних параметрів: істотне зниження температури плавлення, збільшення міцності, одночасне зростання міцності та пластичності [9]. У порівнянні з традиційними матеріалами наноматеріали (НМ) характеризуються підвищеною твердістю в 2...7 разів, межею міцності в 1,5...8 разів, межею плинності в 2...3 рази [1, 4].

Постановка завдання. При експлуатації суднових механізмів виникає велика кількість проблем, які вимагають ефективного вирішення. Серед основних зазначимо: збільшення ресурсу суднових механізмів; збільшення ККД механізмів і захист довкілля від викидів.

В роботі розглядаються питання перспективи використання НЧ та НМ з метою ефективного вирішення зазначених вище проблем.

Виклад основного матеріалу.

Розмірності наночастинок.

Особливість наночастинок полягає в тому, що вони можуть існувати з різною розмірністю [5, 9]. Продемонструємо це на прикладі наноалмазів.

Точкові - 0D - мірні (фулерени рис. 1, а) – це нанокластери, які мають форму близьку до кулі $r \sim 1$ нм і утворені 12 пентагональними і 20 гексагональними симетрично розташованими осередками. Фулерени можуть з'єднуватися один з одним в твердому тілі та утворювати гранецентровану кристалічну ґратку суттєво збільшуючи як міцність, так і пластичність.

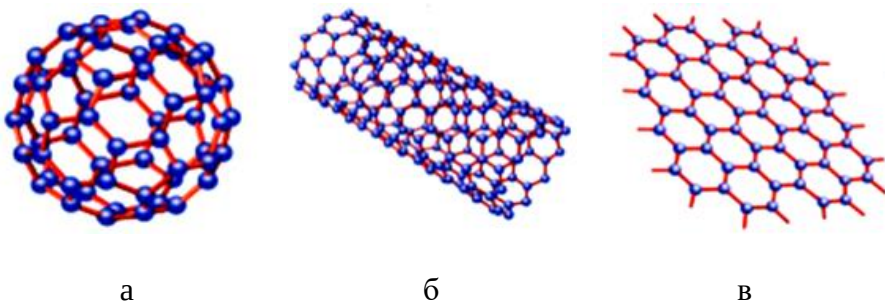


Рис.1. Три форми існування вуглецевих наноматеріалів різної розмірності:
(а) фулерени C₆₀, (б) вуглецеві нанотрубки, (в) листи графену [8]

1D-мірні: нанострижні, нанотрубки (рис. 2, б). Для усіх багатошарових нанотрубок характерне значення відстані між сусідніми графеновими шарами близьке до величини 0,34 нм. Діаметр одношарових та багатошарових нанотрубок лежить в межах від одного до декількох десятків нанометрів, а довжина досягає кількох міліметрів. В даний час подібні структури отримані не лише з вуглецю, але з нітриду бору, карбїду кремнію, оксидів перехідних металів і деяких інших сполук.

Вуглецеві нанотрубки дуже міцні. Модуль Юнга вуглецевих нанотрубок змінюється від 1280 до 1800 ГПа, для сталі він 210 ГПа. Вони не ламаються при вигині, оскільки стінки трубки утворені правильними шестикутниками, які при вигині деформуються, але не руйнуються. Характерною властивістю геометрії нанотрубок є значення їх питомої поверхні (в середньому $\sim 1600 \text{ м}^2/\text{г}$ для одностінних трубок) і відношення довжини до діаметра (10^7 і вище).

Плоскі 2D-мірні (графен рис. 1, в): двовимірний атомний кристал розміром $l \sim 10 - 100 \text{ нм}$, що складається з атомів вуглецю збудованих у гексагональну решітку, що є плоскою сіткою з правильними однаковими шестикутними осередками. Графен гнучкий, еластичний, стабільний при кімнатній температурі, володіє високою теплопровідністю та електропровідністю. Це один з найміцніших у світі матеріалів, який у 100 разів перевершує міцність сталі.

Надзвичайно висока рухливість електронів у ньому робить графен перспективним матеріалом для використання у нанoeлектроніці як заміна кремнію в інтегральних мікросхемах.

Графен може виступати в якості надпровідника, а це означає, що електричний струм може проходити через нього з нульовим опором.

Нанесена плівка графена і робить поверхню деталі надміцною, тобто безмежно довгою при використанні.

Об'ємні 3D - мірні наноструктури на поверхні або в об'ємі матриці (рис. 2): їх характерний розмір $r \sim 10\text{-}100 \text{ нм}$.

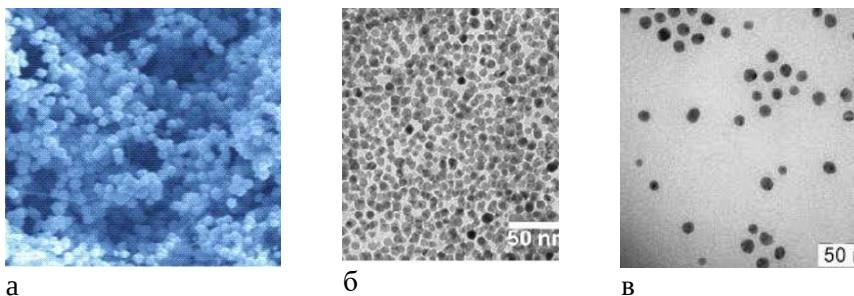


Рис. 2. Світлини НЧ отриманих з електронного мікроскопу при збільшенні X30000: (а) нікелю $d_{cp} = 10 \text{ нм}$; (б) заліза $d_{cp} = 8 \text{ нм}$; (в) срібла $d_{cp} 20 \text{ нм}$ [9]

Зауважимо, що структура фулеренів, нанотрубок та графенів може бути як одношаровою, що зображено на рис. 1, так і багатшаровою.

Механізм дії наноматеріалів.

За останні кілька десятиліть дослідники виявили різні механізми, що пояснюють причини розвитку покращеного змащування. Механізм дії визначається рядом факторів: розміром наночастинок, їх формою, відносною твердістю у порівнянні з покриттям тощо.

Форма НЧ, які використовуються у присадках до мастил і змащувальних матеріалів, є важливим параметром, який впливає на їх ефективність, оскільки безпосередньо визначає тиск, який зазнають НЧ при навантаженні. Наприклад, при якомусь заданому навантаженні найбільший тиск відчують саме НЧ сферичної форми (фулерени), менший – у випадку лінійного контакту (нанотрубки), а найменший – нанолисти (графени), тому що в той час як наносфери здійснюють точковий контакт з поверхнею, нанотрубки – лінійний, а нанопластинки здійснюють плоский контакт (рис. 3). Таким чином, при заданому навантаженні НЧ форми листа мають найменшу ймовірність бути «втиснутими» у поверхню та найменшу ймовірність призвести до деформації поверхонь тертя.



Рис. 3. Відображення впливу форми НЧ на їхню поведінку і властивості в зоні контакту поверхонь тертя під навантаженням [10]

Наведемо основні механізми взаємодії наночастинок з парами тертя [10]. Процес згладжування зводиться до того, що наночастинок неорганічних матеріалів запобігають утворенню зварних швів між поверхнями зсуву шляхом переносу матеріалу наночастинок на зсувні поверхні (рис. 4).

Таке «штучне згладжування» призведе до поліпшення трибологічних властивостей, в першу чергу завдяки зменшенню шорсткості поверхні.

Процес формування трибоплівки (утворення плакувальної плівки) полягає у тому, що в граничних умовах змащення наноча-

стинки, дисперговані у мастильний матеріал, можуть вбудовуватися у матеріал пар тертя [11,12], утворюючи захисну плівку на поверхнях, що труться (рис. 5).

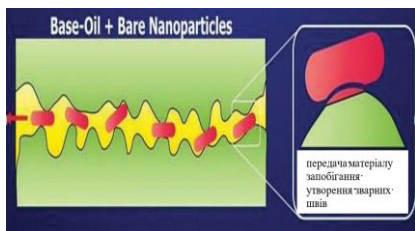


Рис. 4. Ілюстрація процесу згладжування наночастинками [10]

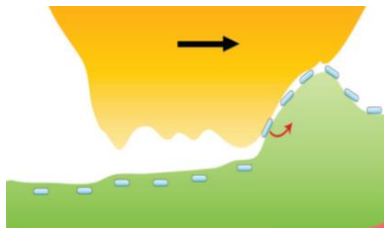


Рис. 5. Схема вбудовування твердих наночастинок у покриття [10]

Утворена з наночастинок плівка володіє унікальними властивостями: вона має велику міцність і одночасно велику пластичність, гарну теплопровідність, збільшує фактичну площу контакту, знижує коефіцієнт тертя й зношування, захищає поверхні від схоплювання [10]. Як відомо, поєднання міцності і пластичності, що проявляється лише для НМ, є необхідною умовою для збільшення ресурсу пар тертя.

Механізм дії кулькового ефекту (рис. 6) при застосуванні НЧ виникає, коли вони мають сферичну або квазісферичну форму.

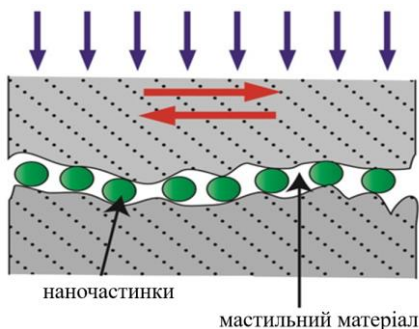


Рис. 6. Ілюстрація кулькового механізму [13]

Сферичні наноматеріали сприяють коченню вздовж поверхні зношування та перетворюють чистий ковзний рух у комбінацію руху ковзання-кочення [13, 14] за умови, що їх розмір перевищує шорсткість поверхні (рис. 6). Для того щоб цей механізм мав місце,

потрібно підтримувати умови низького навантаження між тертям поверхонь, щоб зберегти форму і жорсткість наночастинок.

Якщо НЧ сферичної форми багатоподібні (цибулеподібні), то дослідження механізму тертя таких фулереноподібних наночастинок за допомогою електронної мікроскопії високої роздільної здатності показало [14], що в залежності від навантаження виникають наступні механізми тертя наночастинок: кочення, ковзання та відшаровування (рис. 7).

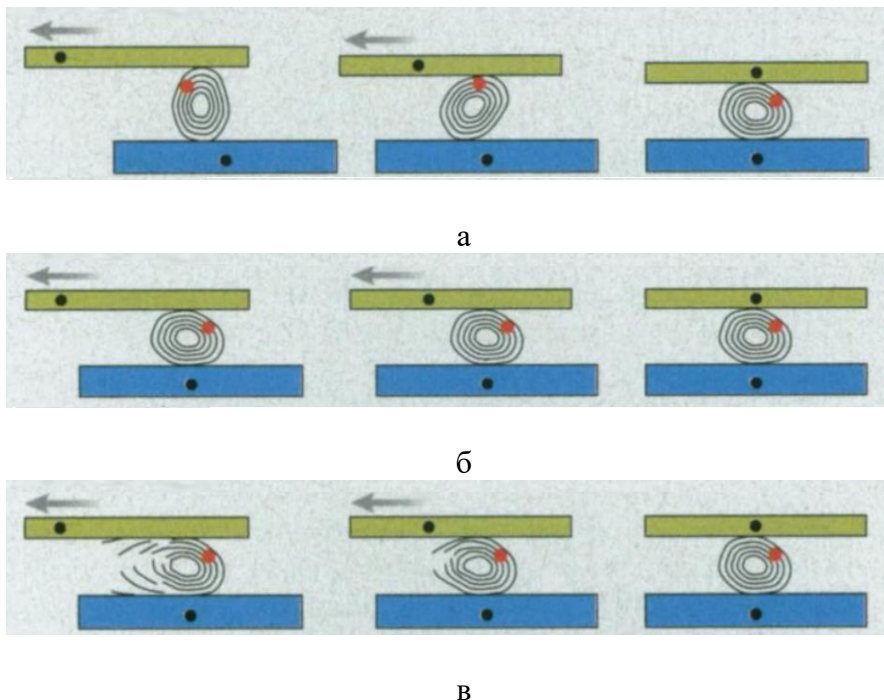


Рис. 7. Три механізми тертя багатоподібної НЧ WS₂ [15]:

(а) кочення, (б) ковзання, (в) відшаровування.

Нижня поверхня пари нерухома, верхня рухається ліворуч.

Концентрація наночастинок.

Добавки НЧ до базового мастильного матеріалу суттєво впливають на трибологічні властивості мастильних систем [12]. Існує оптимальна концентрація, при якій коефіцієнт тертя досягає мінімуму і вважається, що це виникає коли площа НЧ покриває контактуючі поверхні. Оскільки площа поверхні одного граму частинок розміром

10-15 нм складає величину 100-200 квадратних метрів в залежності від матеріалу наночастинки [4], стає зрозумілим чому присадки наночастинок на 1-2 порядки менші, ніж присадки мікронних матеріалів, що використовуються для аналогічних цілей.

Коли концентрація наночастинок занадто низька, покриття наночастинами може бути недостатнім для запобігання зачеплення поверхонь у місцях контакту, однак, коли концентрація наночастинок занадто висока, тоді можлива їх агрегація, при якій утворюються великі скупчення, які можуть діяти як абразивні тіла [12].

Зменшення тертя та зношування при застосуванні НЧ.

Зменшення тертя та зносу має важливе значення для підвищення енергоефективності та надійності механічних систем. Дослідження антифрикційних та протизношувальних властивостей НЧ оксиду 4-валентного титану (IV) – TiO_2 , розміром від 18 до 21 нм, на кульках сталі довели [16], що ефективність присадки починає діяти з концентрації 0,025% за масою. При температурі 23°C спостерігається зниження середнього значення коефіцієнта тертя з 0,15 до 0,05 в діапазоні зміни концентрації присадки від 0,01% до 0,075% за масою НЧ TiO_2 , а при температурі 75°C ще більше зниження коефіцієнта тертя з 0,095 до 0,015 в діапазоні від 0,01% до 0,075% вмісту TiO_2 за масою. При подальшому збільшенні концентрації присадки покращення не спостерігалось [17]. Результати проведених досліджень зображені на рис. 8.

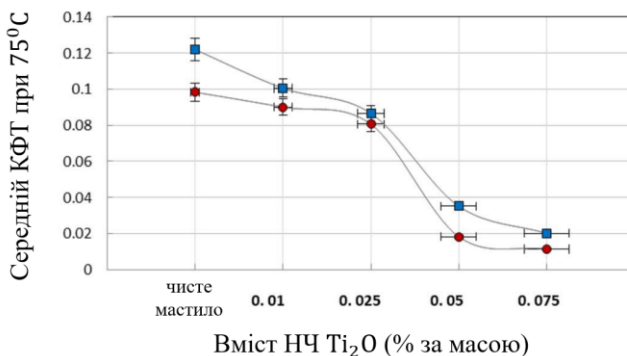


Рис. 8. Середній коефіцієнт тертя (КФТ) для різної кількості присадки НЧ TiO_2 при температурі 75°C [16]

Було виявлено [16], що суспензія мастильного матеріалу, що містить TiO_2 , підвищує здатність витримувати навантаження до 35%

порівняно з базовим мастилом. Крім того, для похідної цієї суспензії також було виявлено зниження шорсткості поверхні до 81%, зниження коефіцієнта тертя на 15% та зменшення рубців зносу на 11%.

Розроблено [18] спеціальний склад із суміші порошків на основі нанотехнологій, внесення якого в мастило редукторів сприяє утворенню на поверхні деталі молекулярного шару, який знижує коефіцієнт тертя до значень 0,003-0,007, а твердість цього покриття становить HRC-70 та температура плавлення 1582°C.

Було виявлено [19], що суспензія мастильного матеріалу, яка містить наночастинки Al_2O_3 та TiO_2 , найбільш ефективно (до 50%) знизилася зношування в умовах граничного та змішаного змащування, тобто в області ВМТ та НМТ, та до 30% знизилася швидкість зношування поршневих кілець.

Процесами самоорганізації [2] можна пояснити експериментальні дані по утворення зносостійкого покриття при використанні наноприправок Al_2O_3 до мастильних матеріалів [20]. На рис. 9 наведені результати випробувань на реальному двигуні при високих навантаженнях підшипника: вгорі підшипник, який експлуатувався 1000 годин з використанням стандартних присадок до мастильного матеріалу мікронних розмірів, а внизу такий самий підшипник при експлуатації протягом 6000 годин з використанням присадки 30 мг нанопорошку оксиду алюмінію на 1 літр мастильного матеріалу.

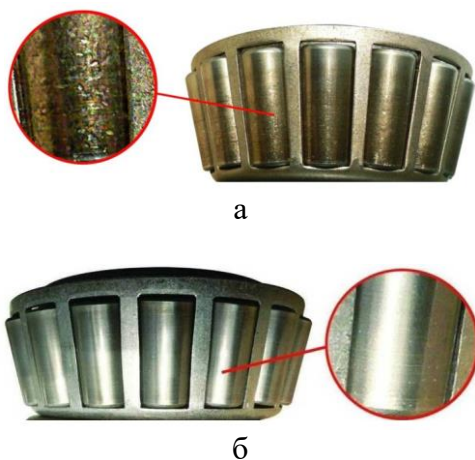
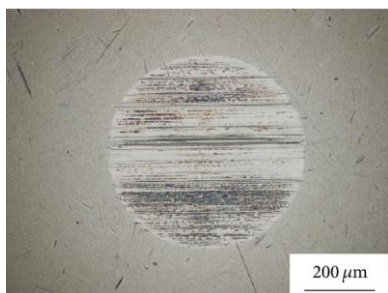


Рис. 9. Зношування підшипників кочення: (а) після 1000 годин експлуатації, (б) з використанням нанопорошку Al_2O_3 після 6000 годин експлуатації

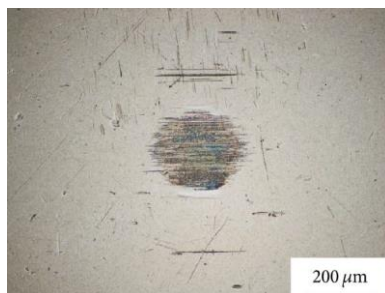
Ефект зменшення зношування на порядок зумовлений зміною механізму взаємодії наноприсадок з сувними поверхнями у порівнянні з механізмом дії традиційних присадок мікронних розмірів.

Дослідження виконані авторами [21, 22] встановили, що нанопорошок оксиду алюмінію Al_2O_3 , що вводиться в систему змащення двигуна, збільшує термін служби мастила та зменшує швидкість зносу компонентів шляхом формування трибошару на поверхнях тертя. Нерівноважність нанопорошків викликає процеси самоорганізації при взаємодії між нанодобавками та поверхнями тертя [24], в результаті чого утворюються трибопокриття з чудовою контактною міцністю, підвищеною пластичністю та хорошою теплопровідністю.

Експериментальне дослідження зношення на плоскій поверхні [24] проведене з використанням синтетичного базового поліальфаолефіну (ПАО) та його суміші з Al_2O_3 показало значне зменшення зносу поверхонь, що взаємодіють – суттєве зменшення утвореної плями контакту (рис. 10).



а



б

Рис. 10. Оптичні мікрофотографії рубців на поверхні:
(а) ПАО, (б) ПАО + нано Al_2O_3 [24]

Полікристали дисульфідіду молібдену мікронного розміру широко застосовувалися як тверде мастило і присадка до мастил завдяки своїй шаруватій структурі: в шарі діє сильний іонно-ковалентний зв'язок, а між шарами – слабкі сили Ван-дер-Ваальса. У наноструктурному виді дисульфід молібдену як і дисульфід вольфраму утворюють фулереноподібні структури та широко вивчалися як мастильні добавки [25] оскільки чудово зменшують коефіцієнт тертя до 0,05–0,06 при високих контактних тисках, що пояснюється їх стабільністю

(Табл. 1). Зменшення тертя, яке здійснюється за допомогою мастильних добавок MoS_2 та WS_2 є найбільш вираженим.

Таблиця 1. Ефективність фулереноподібних наномастильних матеріалів

Компонента	Діаметр (Нм)	Концентрація вг. %	Розчин	Коефіцієнт тертя
MoS_2	8-20	0,2 вг. %	РАО	0,059
WS_2	100	1 вг. %	РАО	0,05

Дослідження показали, що нанопорошок дисульфиду молібдену може утворювати трибопокриття на взаємодіючих поверхнях [26, 27]. Сформовані плівки виявляють високу еластичність і пластичність в зоні контакту з робочим середовищем. Зносостійкість взаємодіючих поверхонь підвищується від 4 до 20 разів (залежно від умов експлуатації) порівняно з кристалами MoS_2 мікророзміру за рахунок фізичної адсорбції частинок MoS_2 , викликані силами Ван-дер-Ваальса, а також за рахунок механічної імплантації нанорозмірних кристалів MoS_2 в металеві поверхні з утворенням покриттів товщиною 4 нм.

Нові наномастильні матеріали із додаванням багат шарового графену (MLG) та багат шарового графену просоченого міддю (MLG-Cu) [28] успішно застосовуються у автомобільних ДВЗ. Властивості таких мастил вимірювали при масовій концентрації присадки 0,5% та температурі 100 °C і було виявлено значне зниження коефіцієнта тертя до 43% та зносу 63% у випадку моторного мастила з графеном, просоченим міддю. Склади MLG, MLG-Cu не показали жодного осаду при диспергуванні в моторному маслі навіть через три місяці після виробництва.

У дослідженні авторів [29] вивчалися протизносні властивості моторного мастила SAE-20W50, що містить сферичні наночастинки фулерену, вуглецеві нанокуюльки та нанотрубки оксиду ванадію. Три види випробувань на знос, у тому числі випробування чотирма кульками, випробування штифтом на диску та триботест двигуна, проводилися на базовому мастилі та наномастильних матеріалах, які були виготовлені з концентрацією 0,1% маси.

Результати досліджень показали зниження швидкості зношування наномастильних матеріалів на 5-15% та якість поверхні підшипників у наномастильних матеріалах значно покращилися порівняно з базовим мастилом.

Вплив наночастинок на теплофізичні параметри нанофлюїдів.

Додавання наночастинок Al_2O_3 до рідин сприяє зміні їх теплофізичних властивостей, перш за все – покращенню теплопровідності [30]. Збільшення інтенсивності тепловіддачі при кипінні робочих тіл холодильних машин в присутності в них наночастинок показано в роботі [31] та пояснюється в основному модифікацією поверхні теплообміну наночастинками, а не їх впливом на теплофізичні властивості.

Зниження втрат на тертя у компресорі при додаванні до холодильних компресорних мастил фулерена C_{60} показано у дослідженні [32], де експериментально доведено зниження енергоспоживання компресором холодильної машини при практично незмінній холодопродуктивності та зниження питомої ізобарної теплоємності і таке зниження зростає зі збільшенням концентрації наночастинок. Такий результат буде сприяти зниженню енергоспоживання холодильною машиною без її модернізації за рахунок впровадження компресорних “нано-мастил”.

Висновки.

Аналіз експериментальних досліджень підтверджує, що основними методами збільшення ресурсу пар тертя є використання наночастинок шляхом присадок до змащувальних матеріалів.

Впровадження наночастинок збільшує ресурс пар тертя, покращує антифрикційні властивості мастильних матеріалів, зменшує коефіцієнт тертя і діаметр плями зносу.

В залежності від розмірності, форми та розмірів наночастинки проявляють різні механізми та поведінку в зоні контакту поверхонь тертя, суттєво збільшуючи ресурс та зменшуючи енергоємність механізмів.

Наукові розробки по нанотехнології широко впроваджуються у військову та автомобільну техніку, і є надія, що черга дійде і до суднової техніки.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Ch. Pul and F. Outsen. Introduction to nanotechnology. London: John Wiley & Sons, 2003. 336 p.

2. Kozytzkyi S. V. Properties and behavior of nanoparticles / S. V. Kozytzkyi, S. V. Kirlian. // Фізика аеродисперсних систем. – 2022. – №60. – С. 17–30.

3. Козицький С. В. Особливості дії наночастинок / С. В. Козицький, С. В. Кіріян. // Матеріали науково-технічної конференції «Морський та річковий флот: експлуатація і ремонт». – Одеса, 2019. – С. 49–52.

4. Kozyskyi S. V. Effectiveness of nanomaterial utilization in ship's mechanisms / S. V. Kozyskyi, S. V. Kirian. // Суднові енергетичні установки. – 2019. – №39. – С. 101–106.

5 Наноматеріали і нанотехнології / Азаренков М. О., Неклюдов І. М. та інші. – ХНУ ім. В. Н. Каразіна, 2014. – 316 с.

6. Сугаков В. Й. Основи синергетики /В.Й Сугаков – К.:Обереги. 287с.

7. Глауберман А. Ю. Квантова механіка / А. Ю. Глауберман. – Одеса: Астропринт, 2017. – 526 с. – (2 видання).

8. Козицький С. В. Властивості наноструктурованих матеріалів / С. В. Козицький, С. В. Кіріян. // Суднові енергетичні установки. – 2022. – №45. – С. 123-133.

9. Наноматеріали і нанотехнології: підруч. для студентів ВНЗ / під заг. ред. В. О. Богуслаєва. – Запоріжжя: АТ "Мотор Січ", 2015. – 202 с.

10. Iso-steric design of friction-reduction and anti-wear lubricant Iso-steric design of friction-reduction and anti-wear lubricant additives with less sulfur content additives with less sulfur content / G. Xinlei, L. Denghui, Z. Song, D. Kang. // Friction. – 2018. – №6. – С. 164–182.

11. Omrani E. Effect of Micro- and Nano-Sized Carbonous Solid Lubricants as Oil Additives in Nanofluid on Tribological Properties / Emad Omrani, Pradeep L. Menezes & Pradeep K. Rohatgi. Journal Lubricants, Volume 7, Issue 3, 2019 [Electronic resource]. – Access mode: <https://doi.org/10.3390/lubricants7030025>].

12. Bassem A. Tribological Properties of Nanoparticle-based Lubrication Systems / Bassem A. – Texas A&M University, 2013. – 181 p.

13 Dispersity, stability and tribology behavior of modified nanoserpentine in lubricating oil / [Y. Yan, X. Yan, C. Yang та ін.]. // Industrial Lubrication and Tribology. – 2022. – №74. – P. 698–705.

14. Akbulut M. Nanoparticle-Based Lubrication Systems [Електронний ресурс] / Mustafa Akbulut // Powder Metallurgy & Mining. – 2012. – Режим доступу до ресурсу: <http://dx.doi.org/10.4172/2168-9806.1000e101>.

15. Friction mechanism of individual multilayered nanoparticles / O.Tevet, P. Von-Huth, R. Popovitz-Biro, R. Tenne. // Proceedings of the National Academy of Sciences. – 2011. – №108. – С. 19901–19906.

16. Birleanu, C. «Effect of TiO₂ nanoparticles on the tribological properties of lubricating oil: an experimental investigation» / Corina Birleanu, Marius Pustan, Mircea Cioaza, Andreia Molea, Florin Popa & Glad Contiu. Journal «Scientific Reports», Volume 12, Article No: 5201, 2022 [Electronic resource]. – Access mode: <https://doi.org/10.1038/s41598-022-09245-2>.

17. Козицький С.В. Використання наночастинок оксиду титану (IV) – TiO₂ для покращення трибологічних властивостей змащувального мастила / С.В. Козицький, І.А. Дем'яненко. // Суднові енергетичні установки. – 2022. №45. – С. 134–144.

18. Сучасні аспекти трибології у транспортних засобах / В. А. Косенко, О. Г. Добровольський, Н. Ф. Кушевська, В. В. Малишев. – Київ: Ун-т "Україна", 2016. – 365 с.

19. M.K.A. Ali, H. Xianjun, L. Mai, C. Qingping, R.F. Turkson, C. Bicheng, Improving the tribological characteristics of piston ring assembly in automotive engines using Al₂O₃ and TiO₂ nanomaterials as nano-lubricant additives // Tribol. Int. 103, 540–554 (2016)

20. ТКАЧ О. П. Наноматеріали і нанотехнології в приладобудуванні / О. П. ТКАЧ. – Суми: СумДУ, 2014. – 127 с.

21. Improving the Tribological Characteristics of Piston Ring Assembly in Automotive Engines using Al₂O₃ and TiO₂ Nanomaterials as Nano-Lubricant Additives / M.Ali, H. Xianjun, R. F. Turkson, L. Mai. // Tribology International. – 2016. – №103. – С. 540–554.

22. Thakur A. Study of behaviour of aluminium oxide nanoparticles suspended in SAE20W40 oil under extreme pressure lubrication / A. Thakur, A. Thakre. // Industrial Lubrication and Tribology. – 2015. – №67. – С. 328–335.

23. Kozyskyi S.V. Self-organization of nano-sized metal-containing lubricant additives / S.V. Kozyskyi, S.V. Kiriiian // Суднові енергетичні установки. – 2022. – №44. – С. 10–27.

24. Experimental evaluation of oxide nanoparticles as friction and wear improvement additives in motor oil [Електронний ресурс] / N. Demas, A. Lorenzo-Martin, O. Ajayi, G. Fenske // Journal of Nanomaterials. – 2017. – Режим доступу до ресурсу: <https://doi.org/10.1155/2017/8425782>.

25. Fullerene-like MoS₂ Nanoparticles and Their Tribological Behavior / R. Rosentsveig, A. Gorodnev, N. Feuerstein, H. Friedman. // *Tribology Letters*. – 2009. – №36. – С. 175–182.
26. Solid Lubrication with MoS₂: A Review. *Lubricants* [Електронний ресурс] / M. Vazirisereshk, A. Martini, D. Strubbe, M. Baykara. – 2019. – Режим доступу до ресурсу: <https://www.mdpi.com/2075-4442/7/7/57>
27. Prabhakar Vattikuti S. V. Synthesis and Characterization of Molybdenum Disulfide Nanoflowers and Nanosheets: Nanotribology / S. V. Prabhakar Vattikuti, C. Byon // *Journal of Nanomaterials*. – 2015. – Режим доступу до ресурсу: <https://doi.org/10.1155/2015/710462>.
28. Development of nanolubricant based on impregnated multilayer graphene for automotive applications: Analysis of tribological properties / [E. D. Ramón-Raygoza, C. I. Rivera-Solorio, E. Giménez-Torres та ін.]. // *Powder Technology*. – 2016. – №302. – С. 363–371.
29. Investigation of the anti-wear properties of nano additives on sliding bearings of internal combustion eng / E. Ettefaghi, H. Ahmadi, A. Rashidi, S. Mohtasebi. // *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*. – 2013. – №14. – С. 805–809.
30. An influence of Al₂O₃ nanoparticles on the caloric properties and parameters of the phase transition of isopropyl alcohol in solid phase / V. Zhelezny, I. Motovoy, O. Khliyeva, N. Lukianov. // *Thermochimica Acta*. – 2019. – №671. – С. 170–180.
31. A new approach for predicting the pool boiling heat transfer coefficient of refrigerant R141b and its mixtures with surfactant and nanoparticles using experimental data / [O. Khliyeva, V. Zhelezny, T. Lukianov та ін.]. // *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*. – 2020. – С. 2327–2339.
32. An experimental investigation of the influence of fullerene C60 additives in compressor oil on the coefficient of performance of the refrigeration system / [V. Zhelezny, G. Chen, O. Khliyeva та ін.]. // *Proc. 25th IIR International Congress of Refrigeration*. Montreal, Canada. – 2019. – С. P. 1030–1037.

10.31653/smf46.2023. 67-77

Заблоцький Ю.В.

Національний університет «Одеська морська академія»

АНАЛІЗ ОСОБЛИВОСТЕЙ ПРОЦЕСУ МАЩЕННЯ ЦИЛІНДРОВОЇ ГРУПИ СУДНОВИХ ДИЗЕЛІВ

Постановка проблеми в загальному вигляді. Двигуни внутрішнього згоряння морських суден (дизелі) є найпоширенішим типом теплових двигунів суднових енергетичних установок. Сьогодні дизелі використовуються на всіх типах суден, включаючи як вітрильні, так і судна з ядерною установкою. При цьому за своїм призначенням вони можуть бути головними (якщо їхня потужність передається на гребний гвинт) та допоміжними (коли їхня потужність використовується електричним генератором). Функціонування суднових дизелів забезпечується різними системами, однією з яких є система мащення. Головним компонентом даної системи вважається моторне мастило, яке виконує функції як мащення, також і охолодження деталей, які воно поділяє. Для суднових дизелів одним із відповідальних вузлів є циліндрова група, подача моторного мастила до якої здійснюється окремою системою [1, 2].

Аналіз основних досліджень і публікацій. Забезпечення процесів мащення основних вузлів суднових дизелів (пар тертя поршневе кільце – втулка циліндра та вкладиш підшипника – колінчатий вал) є одним з основних завдань, що розв'язуються під час експлуатації суднових дизелів [3, 4]. Підтримання необхідних режимів мащення в цих вузлах забезпечує надійність [5, 6], ефективність [7, 8] та економічність [9, 10] роботи дизеля та суднової енергетичної установки. Якість процесу мащення забезпечується своєчасною подачею необхідної кількості мастила на дзеркало циліндрової втулки [11, 12] та підтриманням необхідного тиску в системі циркуляційного мащення [13, 14]. При цьому через змінні динамічні та температурні навантаження виникають постійні зміни експлуатаційних показників мастила, насамперед в'язкості, густини, лужного числа та температури спалаху. Несвоєчасно встановлення цих змін, або ігнорування їх виникнення призводить до погіршення процесу мащення, збільшенню механічних контактів поверхонь, які поділяє мастило, що з часом сприяє підвищенню зносу цих елементів та виникненню аварійних ситуацій.

Постановка завдання. Завданням дослідження було визначення діапазону зміни в'язкості мастила (як однієї його з його експлуата-

ційних характеристик) під час зміни частоти обертання колінчатого валу дизеля та, відповідно, зміни зсувних зусиль, яким піддається мастило на поверхні циліндрової втулки з боку поршня.

Виклад основного матеріалу дослідження. Робота моторного мастила у суднових дизелях супроводжується зміною його фізико-хімічного стану, у тому числі деформацією. Для мастильного матеріалу, що знаходиться в зоні контакту циліндрової групи, характерні основні ознаки деформації: наявність доданої ззовні механічної сили та зміна форми, що полягає у зміщенні частинок тіла (у даному випадку молекул мастила) щодо один до одного. У разі розгляду пари поршневе кільце – втулка циліндра як механічна сила на молекули мастила діє нормальна сила, що притискає поршень до стінки циліндра. При цьому прикладене навантаження викликає появу внутрішніх сил, що протидіють зовнішнім зусиллям, які рівні, але протилежні їм у напрямку. У мастильному шарі виникає напруга P , що дорівнює відношенню сили F до одиниці площі S :

$$P = \frac{F}{S}.$$

Силу та напругу можна поділити на нормальні (тиск) та дотичні (напруга зсуву). Для пари тертя поршневе кільце – циліндрова втулка деструктуючу дію на мастильний шар, що сприяє зриву молекул мастила з поверхонь, які контактують, надає саме напругу зсуву, що визначається як

$$\tau = \frac{F}{S}. \quad (1)$$

Закон Ньютона для так званих істинно-в'язких (ньютонівських) рідин пов'язує зовнішню напругу та швидкість переміщення окремих шарів:

$$P = \frac{F}{S} = \eta \frac{du}{dx}, \quad (2)$$

де η – динамічна в'язкість;

$\frac{du}{dx}$ – градієнт швидкості [10, 14].

З урахуванням (1) вираз (2) можна записати як

$$\tau = \eta \cdot \gamma', \quad (3)$$

де γ' – швидкість зсуву.

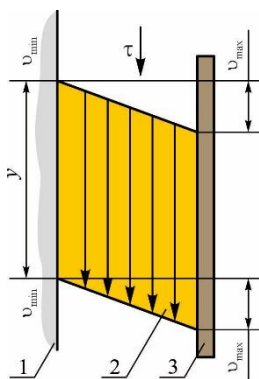


Рис. 1. Модель течії рідини між паралельними площинами:

1 – нерухома площина; 2 – рідина; 3 – площина, що рухається

У міру віддалення від рухомої площини швидкість течії знижується та на відстані y від неї (на межі з нерухомою площиною) $v_{\min}=0$. Швидкість зсуву γ' являє собою градієнт швидкості поперек зазору та математично виражається у вигляді диференціала

$$\gamma' = \frac{dv}{dy}, \quad \frac{m/c}{m} = c^{-1}. \quad (4)$$

Більшість технічних рідин (зокрема моторне мастило) відносяться до дисперсних систем і мають аномальний характер в'язкості, тобто вони не підпорядковуються закону Ньютона. Такі системи рідини називаються неньютонівськими. Їхня в'язкість є функцією напруги та зсуву. До подібних систем можна віднести структуровані тонкі шари мастильного матеріалу, що знаходиться у вузькому зазорі пари тертя втулка циліндра – поршневе кільце. Наявність просторової структури надає цим системам своєрідні механічні властивості, а саме пружність, міцність, пластичну в'язкість. Відмінною характеристикою мастильного матеріалу, що поділяє металеві поверхні пар тертя, є його здатність утворювати структурно впорядковані граничні мастильні шари, що мають властивості рідких кристалів. При цьому відбувається відмінність деяких індивідуальних властивостей тонких шарів рідини від їх аналогічних властивостей у великому об'ємі [17]. Рідкокристалічний стан граничного шару мастильного матеріалу

Напруга зсуву та швидкість зсуву можуть бути проілюстровані моделлю паралельних площин (рис. 1), аналогічною до процесів тертя в парі поршневе кільце – циліндрова втулка.

Напруга зсуву τ викликає характерну картину пошарового розподілу швидкостей у шарі рідини [15].

Максимальна швидкість течії спостерігається біля межі розділу рідини з площиною, що рухається [16].

призводить до анізотропії ряду його властивостей, зокрема таких як оптична та діелектрична проникність, в'язкість, міцність [18, 19].

Основними режимами тертя та пов'язаного з ним змащування, що відбуваються в судових дизелях, є гідродинамічний та граничний. Незважаючи на прагнення забезпечити гідродинамічний режим мащення в трибосполученні поршневе кільце – циліндрова втулка судового дизеля, процес мащення цього вузла відбувається в умовах граничного тертя. Це обумовлюється рядом причин, основна з яких – мінімізація зазору в парі тертя поршневе кільце – циліндрова втулка для забезпечення герметичності камери згоряння з метою максимального перетворення енергії газів, що розширюються в циліндрі, на корисну роботу. Крім того, в процесі експлуатації на поверхнях названої пари тертя відбуваються утворення окислів та відкладення нагарів, що також сприяє зменшенню зазору та переходу з гідродинамічного в режим змішаного та граничного тертя. Уявлення про режими мащення циліндрової групи судових дизелів можна проілюструвати з прикладу моделі, показаної на рис. 2.

Гідродинамічний режим мащення спостерігається в тих місцях, де мастильний матеріал поділяє поверхні поршня та втулки. У парі тертя поршневе кільце – циліндрова втулка режим тертя та мащення змінюється на граничний. Це пов'язано з тепловим розширенням кільця (завдяки наявності «кільцевого» замку), а також з виконанням кільцем компресійної дії, коли на верхню та

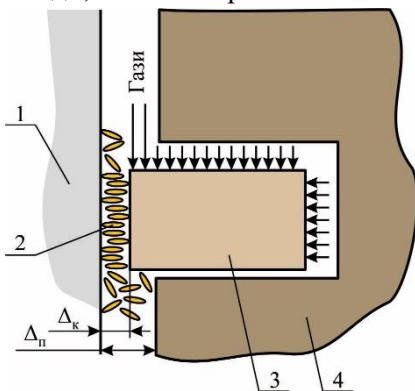


Рис. 2. Модель трибологічної системи циліндрова втулка – мастильний матеріал – поршневе кільце: 1 – втулка циліндра; 2 – мастильний матеріал; 3 – кільце; 4 – поршень

внутрішню частину кільця діють гази, а зовнішня поверхня кільця притискається до поверхні циліндрової втулки. При цьому зазори в парах тертя поршень – втулка Δ_n та кільце – втулка Δ_k мають різне значення та відповідають різним режимам змащування.

Характеристики мастильного матеріалу, що входить до трибологічної системи поршневе кільце – мастильний шар – втулка циліндра, як правило, описуються з точки зору гідродинамічної теорії мащення. При цьому враховуються лише «об'ємні» властивості мастильного матеріалу та не розглядаються аномалії цих властивостей, що відбувається в тонких граничних шарах та яка обумовлена їхній рідкокристалічною структурою.

Під час експлуатації моторного мастила відбувається зміна його фізичних і хімічних властивостей. З іншого боку, змінюються також реологічні характеристики мастила та у першу чергу в'язкість.

Неодноразово зазначалося, що характеристики тонких шарів мастила, що утворюються в умовах граничного тертя, залежать не тільки від структурного стану мастила, але також від дії твердої підкладки, поблизу якої вони знаходяться [20, 21]. Утворення поблизу твердої поверхні (особливо металевої) структурованих рідкокристалічних шарів з анізотропною формою молекул призводить до помітної відмінності фізичних властивостей тонких прошарків рідини від їх властивостей в об'ємній фазі. Одним із параметрів, величина якого має різне значення для випадків об'ємної рідини та граничного шару, є в'язкість.

З метою підтвердження цього висловлювання виконувалося моделювання процесів тертя, що відбуваються під час мащення циліндрової групи судового дизеля 12K98ME-C7 MAN-B&W, що має номінальну потужність 54120 кВт при номінальній частоті обертання 97 об/хв.

Мастило, що знаходиться в зазорі пари тертя, поршневе кільце – втулка циліндра, піддається напрузі зсуву. Швидкість зсуву γ' , згідно з (4) може бути розрахована як

$$\gamma' = \frac{v_n}{h_k}, \quad (5)$$

де v_n – середня швидкість поршня, м/с, яка, своєю чергою, визначається як

$$v_n = \frac{Sn}{30}, \quad (6)$$

де S – хід поршня, м;

n – частота обертання коленчатого валу, об/хв;

h_k – висота поршневого кільця, м.

Діапазон експлуатаційних режимів дизеля визначається частотами обертання від мінімально стійкої $n_{\min}$ до максимально допустимої (яка на 3 % більша за номінальну $n_{\text{ном}}$) $n_{\max}=1,03n_{\text{ном}}$ і знаходиться в інтервалі 53...100 об/хв. Тоді, з урахуванням геометричних розмірів поршневого кільця дизеля $h_k=0,025$ м, а також згідно з (5) і (6), швидкість зсуву в зазорі пари тертя поршневе кільце – втулка циліндра становитиме $\dot{\gamma}=188...355 \text{ с}^{-1}$. Моделювання подібних процесів тертя у лабораторних умовах виконувалось за допомогою експериментальної установки, основу якої складав ротаційний віскозиметр [22, 23]. При цьому для різної швидкості зсуву можна було визначити в'язкість мастильного матеріалу в граничному мастильному шарі $v_{\text{гр}}$. Її величина визначалась при товщині мастильного шару 15 мкм, величина якого відповідала експлуатаційному зазору в парі тертя поршневе кільце – циліндрова втулка.

Значення об'ємної в'язкості $\nu_{\text{об}}$ визначалося за допомогою капілярного віскозиметра фірми Unitor.

Експерименти, як щодо визначення об'ємної в'язкості $\nu_{\text{об}}$, також в'язкості в граничному мастильному шарі $v_{\text{гр}}$, проводилися при температурі мастильного матеріалу 40°C. Лабораторні дослідження проводилися для моторних масел Energol CLO50M (BP) та Texaco Special HT70 (Chevron). Дані моторні мастила мають рівноважні значення основних характеристик (табл. 1), тому можуть бути зіставлені під час проведення експерименту.

Таблиця 1. Основні характеристики моторних масел, що використовувались під час проведення експерименту

Характеристика	Energol CLO50M	Texaco Special HT70
Індекс SAE	50	50
Кінематична в'язкість при 40°C, сСт;	217	221
при 100°C, сСт	19,5	20
Остаточне лужне число (Total Base Number – TBN), мгКОН/г	50	50
Густина при 15°C, кг/м ³	940	940
Температура спалаху, °C	215	

Результати вимірювань наведено у табл. 2. При цьому в ній для швидкості зсуву γ' , відповідної експлуатаційним режимам дизеля 12K98ME-C7, наведено значення об'ємної в'язкості $\nu_{об}$ та в'язкості граничного мастильного шару $\nu_{гр}$, отриманих в лабораторних умовах.

Таблиця 2. Результати реологічних випробувань суднових мастил

Мастила та його характеристика		Швидкість зсуву, γ' , с^{-1}				
		0	50	100	150	200
Texaco Special HT70	Об'ємна в'язкість, $\nu_{об}$, сСт	222	222	222	222	222
	В'язкість в граничному шарі, $\nu_{гр}$, сСт	242	233	225	221	207
Energol CLO50M	Об'ємна в'язкість, $\nu_{об}$, сСт	217	217	217	217	217
	В'язкість в граничному шарі, $\nu_{гр}$, сСт	228	218	213	206	203

За результатами табл. 2 побудовано залежності в'язкості від швидкості зсуву $\nu=f(\gamma')$, що показані на рис. 3. Зазначимо, що залежності мають ідентичний характер і відрізняються лише інтенсивністю зниження в'язкості зі збільшенням швидкості зсуву.

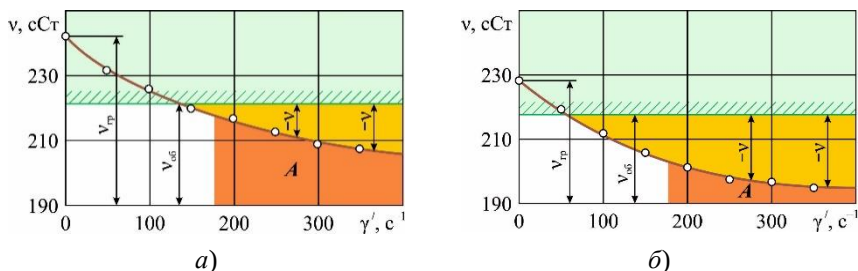


Рис. 3. Залежності в'язкості моторного мастила (у граничному шарі, $\nu_{гр}$ та у великому обсязі $\nu_{об}$) від швидкості зсуву γ' при товщині масляного шару 15 мкм:

а) моторне мастило Texaco Special HT70; б) моторне мастило CLO50M; А – область експлуатаційних режимів роботи дизеля

Встановлена в результаті проведених досліджень залежність в'язкості ν від швидкості зсуву γ' (рис. 3), підтвердила «неньютонівський» характер течії мастильного матеріалу в вузькому зазорі пари тертя поршневе кільце – втулка циліндра.

Збільшення в'язкості в граничному шарі за відсутності зсувних навантажень пояснюється наявністю у ньому орієнтаційно впорядко-

ваних молекул. Зниження в'язкості пов'язане з появою зсувних зусиль, що впливають на мастильний шар.

Стратифікація в'язкості підтверджує рідкокристалічну структуру граничного шару в вузькому зазорі між поршневим кільцем та втулкою циліндра. В діапазоні швидкостей зсуву $\gamma' = 0 \dots 400 \text{ с}^{-1}$ (що відповідають основним експлуатаційним режимам роботи суднових малооборотових дизелів), стратифікація в'язкості розглянутих моторних масел становить $(0,89 \dots 1,09)$ від значення об'ємної в'язкості $\nu_{об}$. Для моторних мастил, досліджуваних у роботі, діапазон значень стратифікації в'язкості моторного мастила показано на рис. 4.

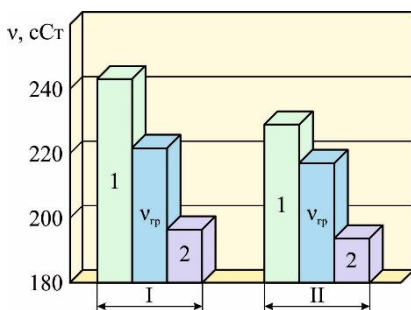


Рис. 4. Діаграма стратифікації в'язкості суднових моторних мастил залежно від швидкості зсуву (відповідно частоти обертання валу дизеля):

I – мастило Texaco Special HT70; II – мастило Energol CLO50M;

1 – в'язкість граничного шару, $\nu_{гр}$, за відсутності зсувних зусиль ($\gamma'=0$, с^{-1}); 2 – в'язкість граничного шару, $\nu_{гр}$, при швидкості зсуву ($\gamma'=350$, с^{-1}); $\nu_{об}$ – об'ємна в'язкість

Висновки та перспективи подальших досліджень. Як результат виконаних досліджень визначимо наступне.

Під час збільшення частоти обертання валу дизеля (а, отже і швидкості поршня) в мастильному шарі виникають зсувні зусилля, які сприяють зменшенню його в'язкості. Цей факт необхідно враховувати під час вибору сорту мастила для мащення циліндрової групи, а також під час визначенні бракувальних показників мастила, тому що в тому та в іншому випадку визначається значення в'язкості для великого обсягу рідини, а експлуатація циліндрової групи дизелів відбувається за значеннях в'язкості, характерних для граничного шару.

Під час відсутності зсувних навантажень, а також під час початкового руху поверхонь, що контактують, в'язкість граничного мастильного шару на 8...9 % перевищує об'ємну в'язкість мастила. Цей ефект особливо важливий для пускових режимів роботи судових дизелів, коли швидкість переміщення поршня ще не дозволяє рівномірно розподілити мастильну плівку по поверхні циліндрової втулки та забезпечити необхідний режим мащення.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Sagin S., Madey V., Sagin A. Stoliaryk T., Fomin O., Kučera P. Ensuring Reliable and Safe Operation of Trunk Diesel Engines of Marine Transport Vessels // Journal Marine Science and Engineering. – 2022. – Vol. 10. – Iss. 10. – P. 1373. <https://doi.org/10.3390/jmse10101373>.

2. Zablotsky Yu.V., Sagin S.V. Enhancing Fuel Efficiency and Environmental Specifications of a Marine Diesel When using Fuel Additives // Indian Journal of Science and Technology. – 2016. – Vol. 9. – Iss. 46. – P. 353-362. DOI: 10.17485/ijst/2016/v9i46/107516.

3. Zablotsky Yu.V., Sagin S.V. Maintaining Boundary and Hydrodynamic Lubrication Modes in Operating High-pressure Fuel Injection Pumps of Marine Diesel Engines // Indian Journal of Science and Technology. – 2016. – Vol. 9. – Iss. 20. – P. 208-216. DOI: 10.17485/ijst/2016/v9i20/94490.

4. Сагін С.В., Столярик Т.О. Аналіз експлуатаційних характеристик моторних мастил судових дизелів // Суднові енергетичні установки: наук.-техн. зб. – 2021. – Вип. 43. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 69-80. doi: 10.31653/smf343.2021.69-80.

5. Сагін С.В., Столярик Т.О. Аналіз експлуатаційних характеристик моторних мастил судових дизелів // Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник. Вип. 43. – Одеса: НУ «ОМА». – 2021. – С. 69 - 80. doi: 10.31653/smf343.2021.69-80.

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

7. Заблочкий Ю.В. Использование регулярного микрорельефа для оптимизации работы топливной аппаратуры высокого давления судовых дизелей // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2015. – № 36. – Одесса : НУ «ОМА». – С. 65 - 73.

8. Заблоцкий Ю.В. Исследование влияния органических покрытий на работу элементов топливной аппаратуры высокого давления судовых дизелей // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2015. – № 35. – Одесса: НУ «ОМА». – С. 83 - 92.

9. Зверьков Д.О., Сагін С.В. Зниження механічних втрат у суднових дизелях // Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб. – 2020. – Вип. 40. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 20-25. DOI : 10.31653/smf341.2020.20-25.

10. Сагин С.В. Определение диапазона стратификации вязкости смазочного материала в трибологических системах судовых дизелей // Вісник Одеськ. нац. мор. ун-ту. Зб. наук. праць. – 2019. – Вип. 1(58). – С. 89 -100.

11. Богач В. М. Эксплуатационная проверка эффективности модернизированной системы смазывания цилиндров двигателей РТА / В. М. Богач, А. Н. Шебанов // Судовые энергетические установки : науч.-техн. сб. – 2016. – Вип. 36. – Одесса : ОНМА. – С. 41-49.

12. Богач В.М., Довіденко Ю.М., Дуранов О.П. Особливості роботи лубрикаторних систем суднових довгоходових двигунів // Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник. – 2022. – Вип. 44. – Одеса: НУ «ОМА». – С. 53 - 63. 10.31653/smf44.2022. 53-63.

13. Столярик Т.О. Прогнозування механічних втрат в суднових дизелях // Суднові енергетичні установки : наук. -техн. зб. – 2022. – Вип. 44. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 142-156. doi: 10.31653/smf44.2022.142-156.

14. Сагін С.В., Кривий М.О. Розрахунок контактного тиску та зони контакту в парах ковзання судових дизелів // Автоматизація суднових технічних засобів : наук. -техн. зб. – 2021. – Вип. 27. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 84-92. DOI: 10.31653/1819-3293-2021-1-27-84-92.

15. Сагин С.В., Заблоцкий Ю.В. Определение триботехнических характеристик поверхностей по степени упорядоченности пристенных слоев углеводородных жидкостей // Проблеми техніки : наук.-виробн. журнал. – 2011. – № 3. – Одесса : ОНМУ. – С. 78-88.

16. Кириян С.В., Алтоиз Б.А. Эпитропные жидкокристаллические слои синтетических масел и их влияние на сдвиговое течение // Физика аэродисперсных систем. – 2008. – № 45. – С. 72-77.

17. Сагин С.В., Мацкевич Д.В. Оптические характеристики граничных смазочных слоев масел, применяемых в циркуляционных системах судовых дизелей // Судовые энергетические установки :

сборник научных статей. – Одесса : ОНМА, 2010. – Вып. 26. – С. 116-125.

18. Мацкевич Д.В., Сагин С.В. Диагностирование структурного состояния углеводородных жидкостей по их электрической прочности // Проблемы техніки: науково-виробничий журнал. – Одесса : ОНМУ. – 2012. – № 2. – С. 38-46.

19. Сагин С.В., Заблоцкий Ю.В. Определение триботехнических характеристик поверхностей по степени упорядоченности пристенных слоев углеводородных жидкостей // Проблемы техніки : науково-виробничий журнал. – Одесса : ОНМУ. – 2011. – № 3. – С. 78–88.

20. Popovskii A.Yu, Altoiz B.A., Butenko V.F. Structural Properties and Model Rheological Parameters of an ELC Layer of Hexadecane // Journal of Engineering Physics and Thermophysics. – 2019. – № 92(3). – P. 703 - 709.

21. Заблоцький Ю.В., Сагін А.С. Визначення динамічних навантажень під час зміни режимів мащення прецизійних пар паливної апаратури суднових дизелів // Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб. – 2022. – Вип. 44. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 121-131. doi: 10.31653/smf44.2022.121-131.

22. Алтоиз Б.А., Асланов С.К., Бутенко А.Ф. Ротационный вискозиметр для исследования микронных прослоек // Физика аэродисперсных систем. – 2005. – № 42. – С. 53–65.

23. Кириян С.В., Алтоиз Б.А. Реология моторных масел с квази-жидко-кристаллическими слоями в триаде трения // Трение и износ. – 2010. – Т. 31. – № 3. – С. 312-318.

10.31653/smf46.2023. 78-91

Очеретяний Ю.О

Національний університет «Одеська морська академія», Одеса

ПОВНИЙ ФАКТОРНИЙ ЕКСПЕРИМЕНТ СИСТЕМИ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ ПАСАЖИРСЬКОГО СУДНА

Постановка проблеми в загальному вигляді. Відомо, що комфортне кондиціонування повітря на судах 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 м / с (допускається до 0,5 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 ... 10 $^{\circ}\text{C}$. При спрямованих потоках повітря його температура в зоні проживання повинна бути не нижче 22 $^{\circ}\text{C}$ і відрізнятися від середньої температури в приміщенні не більше ніж на 5 $^{\circ}\text{C}$. При високій температурі зовнішнього повітря (34 ... 40 $^{\circ}\text{C}$) слід підтримувати в приміщенні температуру не нижче 27 $^{\circ}\text{C}$. При фізичній роботі і в період сну рекомендується знизити температуру на 2 ... 3 $^{\circ}\text{C}$, наближаючи її до нижньої межі зони комфорту (20 $^{\circ}\text{C}$). Слід зазначити, що згідно з санітарними правилами, значення результуючих температур приміщень судів необмеженого району плавання лежить у межах від 18,1 $^{\circ}\text{C}$ – для холодного періоду, до 24,2 $^{\circ}\text{C}$ – для теплого періоду. Значення норм мікроклімату для суднових приміщень доведено у табл. 1.

Таблиця 1 – Значення норм мікроклімату для суднових приміщень

район плавання	період року	результуюча тем- пература		
		нижня межа	рекомендована	верхня межа
тропіки		22.6	24.2	25.7
субтропіки	теплий	20.8	22.0	23.2
	холодний	17.7	19.2	20.7
помірна широта	теплий	17.7	19.8	22.0
	холодний	15.9	18.1	20.3
північні приполярні	теплий	18.3	20.0	21.6
	холодний	17.6	19.0	20.4
необмежений	теплий	22.6	24.2	25.7
	холодний	15.9	18.1	20.3

Різноманітний кліматичний режим Світового океану і стан водної поверхні грають дуже істотну роль у формуванні мікроклімату внутрішньосуднових приміщень. Мікроклімат таких приміщень залежить від температури і вологості зовнішнього повітря, на величинах яких відбивається вплив ступеня нагрівання бортів і палуби судна, яка визначається значною мірою припливом прямої сонячної ра-

діації. Ця залежність виражається головним чином, через вентилявання суднових приміщень зовнішнім повітрям, обробленим ССККП. Вологість повітря дуже помітно позначається на роботі різних вентиляційних пристроїв. У тих вентиляційних відділеннях, де є повітроохолоджувачі використовують воду зі зниженою температурою ($8 \div 12^{\circ}\text{C}$), може статися і відбувається конденсація вологи на поверхнях теплообмінних апаратів, а в разі недостатньої теплової ізоляції - і на підвідних магістралях системи охолодження. Утворена в результаті цього вода накопичується на поверхнях і розтрубах вентиляції, якщо дренажна система не забезпечує повноцінного стоку.

Облік таких кліматичних характеристик, як мінімальні і максимальні температури і вологість повітря, від яких залежить ентальпія, є необхідним для роботи ССККП.

Кліматичні умови тропічних широт створюють певний мікроскопічний режим і в інших внутрішніх приміщеннях судна. Наприклад, від нагрівання бортів і палуб судна сонячними променями в денні години, а також в наслідок спільного впливу високої температури і відносної вологи повітря у внутрішніх приміщеннях судна виникає задуха, яка без кондиціонування повітря важко переноситься людьми. У нічні години, якщо відсутній кондиціонер в наслідок великого вмісту вологи повітря в каютах з'являється вогкість. Вона особливо помітна на постільній білизні, на обмундируванні та інших предметах з тканин, і якщо їх вдень не виносить на палубу, вони покриваються пліснявою.

Небажаною є і велика сухість повітря в суднових приміщеннях у зв'язку з широким використанням синтетичних матеріалів для обробки останніх на сучасних суднах. При малому значенні відносної вологості повітря ($22 \div 24\%$) виникають поля статичної електрики великої напруженості, які негативно діють на самопочуття і здоров'я екіпажу та пасажирів. Таким чином, гідрометеорологічні умови, викликаючи різні фізіологічні відхилень від норми у пасажирів і екіпажу, можуть створити у перших незадоволення морською подорожжю, а другим ускладнити виконання службових обов'язків по управлінню судном.

Аналіз проблеми та постановка завдання. Таким чином метою даної роботи є визначення можливостей оптимізації та збільшення енергоефективності експлуатації ССККП за допомогою оптимального управління програмованими логічними контролерами, в умовах, де постійно змінюються гідрометеорологічні умови, для чого потріб-

но отримання графіків функцій та відповідних функціональних залежностей, що пов'язують воедино умови впливу зовнішніх ГМУ, параметрів температури і вологості внутрішньосуднових приміщень, вплив зовнішніх і внутрішніх теплопритоків з температурою холодоносія.

$$T_{охл.в} = f(t_{ос}, \varphi_{ос}, t_{ном}, N_{номр})$$

$$T_{ном} = f(t_{охл.в})$$

Для досягнення поставленої мети використовується методика проведення повного факторного експерименту. Експериментальні дослідження проводилися на борту пасажирського теплохода «SATOSHI», загальною сумарною холодопродуктивністю ССККВ 15 000 000 Ккал / год., В період з 21.09.21 по 10.11.21., в умовах плавання судна в різних районах Світового океану з часто змінюючимися зовнішніми гідрометеорологічними умовами.

Проведення повного факторного експерименту. Для визначення впливу зовнішніх гідрометеорологічних умов на енергетичну ефективність експлуатації ССККП необхідно досліджувати вплив таких чинників, як температура навколишнього середовища -Тн.с, температура забортної води – Т з.в , температура охолоджуваної води (холодоносія) – Т о.в., та отримати У (Рис. 1).



Рис. 1 – Функціональна схема отримання критерія оптимізації

Інтервали варіювання фактора визначаються на основі попередніх експериментів. Ефективність обробки У – це критерій оптимізації. Так як в умовах судна діяли дві паралельно працюючих СХУ ССККП, то факторний експеримент, за цим прикладом, проводився тричі: для першого і другого СХУ, що працюють паралельно і для другого СХУ, що працює самостійно. Фактори записують на верхньому і нижньому рівнях у вигляді таблиці.

Таблиця 2 – Інтервали варіювання фактора для першої СХУ

Фактори	Min(-1)	Max(+1)
X1(тис)	26.2	34.9
X2(тзв)	23	26
X3(тов)	12.1	14

При відомому значенні числа фактора можна знайти число дослідів для реалізації всіх можливих поєднань рівнів і факторів за формулою:

$$N = 2^n = 2^3 = 8$$

де N – кількість експериментів; n – кількість факторів.

План експерименту задамо у вигляді таблиці. Для експеримента такого типу таблиця має вигляд:

Таблиця 3 – План експерименту

#(1)	x0	x1	x2	x3	x1x2	x2x3	x1x3	x1x2x3	Y1	Y2	Ycp
1	1	1	1	1	1	1	1	1	16.3	16	16.15
2	1	-1	1	1	-1	1	-1	-1	17.1	17.4	17.25
3	1	1	-1	1	-1	-1	1	-1	17.5	17.8	17.65
4	1	-1	-1	1	1	-1	-1	1	17.5	17.8	17.65
5	1	1	1	-1	1	-1	-1	-1	17.3	17	17.15
6	1	-1	1	-1	-1	-1	1	1	17.3	17.5	17.4
7	1	1	-1	-1	-1	1	-1	1	15.3	15.8	15.55
8	1	-1	-1	-1	1	1	1	-1	18.3	19	18.65
											137.45

Запишемо для повного фактичного експеримента рівняння регресії, яке описує процес обробки повітря:

$$Y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_{12}x_1x_2 + b_{23}x_2x_3 + b_{13}x_1x_3 + b_{123}x_1x_2x_3$$

Визначення коефіцієнтів рівняння регресії. Визначимо вільний член за формулою:

$$b_0 = \sum Y_{cp} / N,$$

$$b_0 = 137.45 / 8.$$

Визначимо коефіцієнти взаємодії за формулою:

$$b_1 = \sum x_i * Y_{i_{cp}} / N$$

Рівняння регресії після розрахунку має вигляд:

$$Y = 17.18125 - 0.55625x_1 - 0.19375x_2 - 0.00625x_3 + 0.21875x_1x_2 - 0.28125x_2x_3 + 0.28125x_1x_3 - 0.49375x_1x_2x_3$$

Перевірка відтворюваності процесу і значущості коефіцієнтів регресії Для перевірки відтворюваності процесу і проведення статистичних оцінок передбачаються паралельні досліди. Якщо кожен досвід повторюється однакове число раз, то таке повторення називають паралельним дублюванням. При однаковому числі паралельних дослідів на кожному поєднанні рівнів і факторів розраховуються построчкові дисперсії і перевіряється їх однорідність за критерієм Кохрена.

Однорідність перевіряється шляхом вибору максимального значення з рядкової дисперсій і визначення для нього розрахункового критерію Кохрена.

Построчкові дисперсії розраховуємо за формулою:

$$S^2 y_i = (\sum (Y_{1\text{экс}} - Y_{\text{ср.экс}})^2 + (Y_{2\text{экс}} - Y_{\text{ср.экс}})^2) / (H - 1),$$

де $H = 2$ – кількість паралельних дослідів.

$$\begin{aligned} S^2_{y1} &= (16.3 - 16.15)^2 + (16 - 16.15)^2 / (2 - 1) = 0.045 \\ S^2_{y2} &= (17.1 - 17.25)^2 + (17.4 - 17.25)^2 / (2 - 1) = 0.045 \\ S^2_{y3} &= (17.5 - 17.65)^2 + (17.8 - 17.65)^2 / (2 - 1) = 0.045 \\ S^2_{y4} &= (17.5 - 17.65)^2 + (17.8 - 17.65)^2 / (2 - 1) = 0.045 \\ S^2_{y5} &= (17.3 - 17.15)^2 + (17 - 17.15)^2 / (2 - 1) = 0.045 \\ S^2_{y6} &= (17.3 - 17.4)^2 + (17.5 - 17.4)^2 / (2 - 1) = 0.02 \\ S^2_{y7} &= (15.3 - 15.55)^2 + (15.8 - 15.55)^2 / (2 - 1) = 0.125 \\ S^2_{y8} &= (8.3 - 18.65)^2 + (19 - 18.65)^2 / (2 - 1) = 0.245 \\ \sum S^2_y &= 0.615 \end{aligned}$$

Мах значення $S^2_{y8} = 0.245$

Визначивши максимальне значення рядкової дисперсії обчислюємо для неї розрахунковий критерій Кохрена:

$$\begin{aligned} G_p &= S^2_{y \text{ max}} / \sum S^2_i \\ G_p &= 0.245 / 0.615 = 0.4 \end{aligned}$$

Висновок про однорідність робимо на основі порівняння отриманого розрахункового критерію Кохрена з табличним значенням.

Визначимо дисперсію експерименту:

$$S^2_{y_{cp}} = \sum S^2_i / N S^2_{y_{cp}} = 0.615 / 8 = 0.077$$

Визначення дисперсії коефіцієнтів рівняння регресії Деякі з обчислень за експериментальними даними коефіцієнтів рівняння регресії по абсолютній величині можуть виявитися дуже малими в порівнянні з іншими, тобто одні з коефіцієнтів будуть значимі, а інші – ні.

Для перевірки гіпотези щодо статичної значущості коефіцієнтів рівняння регресії розрахуємо дисперсію коефіцієнтів за формулою:

$$S^2_{bi} = \sum S^2_{y_{cp}} / N * M,$$

$$S^2_{bi} = 0.077 / 8 * 2 = 0.0048,$$

де $M = 2$ - кількість паралельних серій.

Для оцінки значущості коефіцієнтів з довірчого інтервалу обчислюємо для кожного коефіцієнта за формулою:

$$\Delta b_i = \pm t * \sqrt{S^2_{bi}},$$

$$\Delta b_i = \pm 2.31 * \sqrt{0.0048} = \pm 0.16,$$

де $t = 2.31$ - критерій Стюдента.

Довірчий інтервал Δb_i однаковий для всіх коефіцієнтів, тому для визначення їх значимості можна застосувати правило - коефіцієнт значущий, якщо його абсолютна величина більше довірчого інтервалу. Остаточне рівняння регресії має вигляд:

$$Y = 17.18125 - 0.55625x_1 - 0.19375x_2 + 0.21875x_1x_2 - 0.28125x_2x_3 + 0.28125x_1x_3 - 0.49375x_1x_2x_3$$

$$Y = 16.625 - 0.025x_2 + 0.28125x_3 - 0.775x_2x_3$$

Обчислення розрахункових параметрів оптимізації Шляхом підстановки відповідних знаків в отримане рівняння регресії повернемося до матриці і перерахуємо рівняння у значущих коефіцієнтах.

Таблиця 4 – Значення коефіцієнтів

Y_{cp}	Y	$\Delta Y = Y_{cp} - Y$	ΔY^2
16.15	16.13	0.02	0.00035
17.25	16.13	1.12	1.2516
17.65	17.68	-0.03	0.00098
17.65	17.68	-0.03	0.00098
17.15	17.12	0.03	0.0010
17.4	17.12	0.28	0.0791
15.55	15.57	-0.02	0.00035

18.65	15.57	3.08	9.4941
-------	-------	------	--------

$$\Sigma = 137.45 \quad \Sigma = 10.828$$

Таблиця 5 – Інтервали варіювання фактора для другого ССККП

Фактори	Min(-1)	Max(+1)
X1(тоc)	25.9	34.6
X2(тзв)	22.7	25.7
X3(тов)	11.8	13.7

Число дослідів для реалізації всіх можливих поєднань рівнів і факторів обчислюється за формулою:

$$N = 2^n = 2^3 = 8,$$

де N – кількість експериментів; n – кількість факторів.

План експерименту наведено у таблиці 6:

Таблиця 6 – План експерименту

#(2)	x0	x1	x2	x3	x1x2	x2x3	x1x3	x1x2x3	Y1	Y2	Ycp
1	1	1	1	1	1	1	1	1	62	62.3	62.15
2	1	-1	1	1	-1	1	-1	-1	60	59.7	59.85
3	1	1	-1	1	-1	-1	1	-1	60	59.7	59.85
4	1	-1	-1	1	1	-1	-1	1	60	59.7	59.85
5	1	1	1	-1	1	-1	-1	-1	68	68.3	68.15
6	1	-1	1	-1	-1	-1	1	1	68	67.8	67.9
7	1	1	-1	-1	-1	1	-1	1	62	61.5	61.75
8	1	-1	-1	-1	1	1	1	-1	72	71.3	71.65
										511.15	

Рівняння регресії, що описує процес обробки повітря, має вигляд:

$$Y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_{12}x_1x_2 + b_{23}x_2x_3 + b_{13}x_1x_3 + b_{123}x_1x_2x_3$$

Визначення коефіцієнтів рівняння регресії

Визначимо вільний член за формулою:

$$b_0 = \sum Y_{cp} / N,$$

$$b_0 = 511.15 / 8.$$

Визначимо коефіцієнти взаємодії за формулою:

$$b_1 = \sum x_i * Y_{i_{cp}} / N$$

Рівняння регресії після розрахунку має вигляд:

$$Y = 63.89375 - 0.91875x_1 + 0.61875x_2 - 3.46875x_3 + 1.55625x_1x_2 - 0.04375x_2x_3 + 1.49375x_1x_3 - 0.98125x_1x_2x_3$$

Перевірка відтворюваності процесу і значущості коефіцієнтів регресії

Для перевірки відтворюваності процесу і проведення статичних оцінок розглядаються паралельні досліди. Якщо кожен дослід повторюється однаково кількість раз, то таке повторення називають паралельним дублюванням. При однакової кількості паралельних дослідів на кожному поєднанні рівнів і факторів розраховуються построккові дисперсії і перевіряється їх однорідність за критерієм Кохрена. Однорідність перевіряється шляхом вибору максимального значення з порядкової дисперсії і визначення для нього розрахункового критерія Кохрена.

Построкові дисперсії розраховуємо за формулою:

$$S_{yi}^2 = (\sum(Y_{1\text{экс}} - Y_{\text{ср.экс}})^2 + (Y_{2\text{экс}} - Y_{\text{ср.экс}})^2) / (H - 1),$$

де $H = 2$ – кількість паралельних дослідів.

$$S_{y1}^2 = (62 - 62.15)^2 + (62.3 - 62.15)^2 / (2 - 1) = 0.045$$

$$S_{y2}^2 = (60 - 59.8)^2 + (59.7 - 59.85)^2 / (2 - 1) = 0.045$$

$$S_{y3}^2 = (60 - 59.8)^2 + (59.7 - 59.8)^2 / (2 - 1) = 0.045$$

$$S_{y4}^2 = (60 - 59.8)^2 + (59.7 - 59.8)^2 / (2 - 1) = 0.045$$

$$S_{y5}^2 = (68 - 68.15)^2 + (68.3 - 68.15)^2 / (2 - 1) = 0.045$$

$$S_{y6}^2 = (68 - 67.9)^2 + (67.8 - 67.9)^2 / (2 - 1) = 0.02$$

$$S_{y7}^2 = (62 - 61.75)^2 + (61.5 - 61.75)^2 / (2 - 1) = 0.125$$

$$S_{y8}^2 = (72 - 71.65)^2 + (71.3 - 71.65)^2 / (2 - 1) = 0.245$$

$$\sum S_y^2 = 0.615$$

Максимальне значення $S_{y8}^2 = 0.245$

Визначивши максимальне значення порядкової дисперсії обчислюємо для неї розрахунковий критерій Кохрена:

$$G_p = S_{y \max}^2 / \sum S_i^2$$

$$G_p = 0.245 / 0.615 = 0.4$$

Висновок про однорідність робимо на основі порівняння отриманого розрахункового критерію Кохрена з табличним значенням.

Визначимо дисперсію експерименту:

$$S^2_{ycp} = 0.615 / 8 = 0.077$$

Визначення дисперсії коефіцієнтів рівняння регресії Для перевірки гіпотези щодо статичної значущості коефіцієнтів рівняння регресії розрахуємо дисперсію коефіцієнтів по формулі:

$$S^2_{bi} = \sum S^2_{ycp} / N * M,$$

$$S^2_{bi} = 0.077 / 8 * 2 = 0.0048,$$

де $M = 2$ – кількість паралельних серій.

Для оцінки значущості коефіцієнтів з довірчого інтервалу обчислюємо для кожного коефіцієнта за формулою:

$$\Delta b_i = \pm t * \sqrt{S^2_{bi}}$$

$$\Delta b_i = \pm 2.31 * \sqrt{0.0048} = \pm 0.16$$

де $t = 2.31$ – критерій Стюдента.

Довірчий інтервал Δb_i однаковий для всіх коефіцієнтів, тому для визначення їх значущості можна застосувати правило: коефіцієнт значущий, якщо його абсолютна величина більше довірчого інтервалу. Незначні коефіцієнти виключаємо із рівняння.

Остаточне рівняння регресії має вигляд:

$$Y = 63.89375 - 0.91875 x_1 - 0.61875 x_2 - 3.46875 x_3 \\ + 1.55625 x_1 x_2 + 1.49375 x_1 x_3 \\ - 0.98125 x_1 x_2 x_3$$

$$Y = 62.975 + 2.175 x_2 - 1.975 x_3 - 0.98125 x_2 x_3$$

Обчислення розрахункових параметрів оптимізації Шляхом підстановки відповідних знаків в отримане рівняння регресії повернемося до матриці і перерахуємо рівняння у значущих коефіцієнтів.

Таблиця 7 – Значення коефіцієнтів

Y_{cp}	Y	$\Delta Y = Y_{cp} - Y$	ΔY^2
62.15	62.19	-0.04	0.002
59.85	62.19	-2.34	5.49
59.85	59.81	0.04	0.002
59.85	59.81	0.04	0.002
68.15	68.11	0.04	0.002
67.9	68.11	-0.21	0.04
61.75	61.79	-0.04	0.002
71.65	61.79	9.86	97.15

$$\sum = 511.15 \quad \sum = 102.69$$

Таблиця 8 – Інтервали варіювання фактора для другої СХУ, що працює самостійно

Фактори	Min(-1)		Max(+1)
X1(тоc)	19.2		23.3
X2(тзв)	14		21
X3(тов)	10.2		12.1

План експерименту наведено у таблиці 9:

Таблиця 9 – План експерименту

#(3)	x0	x1	x2	x3	x1x2	x2x3	x1x3	x1x2x3	Y1	Y2	Ycp
1	1	1	1	1	1	1	1	1	50	50.3	50.15
2	1	-1	1	1	-1	1	-1	-1	48	47.7	47.85
3	1	1	-1	1	-1	-1	1	-1	48	47.7	47.85
4	1	-1	-1	1	1	-1	-1	1	33	32.7	32.85
5	1	1	1	-1	1	-1	-1	-1	33	33.3	33.15
6	1	-1	1	-1	-1	-1	1	1	19	18.8	18.9
7	1	1	-1	-1	-1	1	1	1	25	24.5	24.75
8	1	-1	-1	-1	1	1	-1	-1	15	14.3	14.65
											270.15

Запишемо для повного фактичного експерименту рівняння регресії, яке описує процес обробки повітря:

$$Y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_{12}x_1x_2 + b_{23}x_2x_3 + b_{13}x_1x_3 + b_{123}x_1x_2x_3$$

Визначення коефіцієнтів рівняння регресії

Визначимо вільний член за формулою:

$$b_0 = \sum Y_{cp} / N,$$

$$b_0 = 270.15 / 8.$$

Визначимо коефіцієнти взаємодії за формулою:

$$b_1 = \sum x_i * Y_{i_{cp}} / N$$

Рівняння регресії після розрахунку має вигляд:

$$\begin{aligned}
 Y = & 33.76875 + 5.20625x_1 + 3.74375x_2 \\
 & + 10.90625x_3 - 1.06875x_1x_2 \\
 & + 0.58125x_2x_3 - 0.88125x_1x_3 - 2.10625x_1x_2x_3
 \end{aligned}$$

Перевірка відтворюваності процесу і значущості коефіцієнтів регресії. Для перевірки відтворюваності процесу і проведення статистичних оцінок розглядаються паралельні досліди. Якщо кожен досвід повторюється однакове число разів, то таке повторення називають паралельним дублюванням.

При однаковому числі паралельних дослідів на кожному поєднанні рівнів і факторів розраховуються построккові дисперсії і перевіряється їх однорідність за критерієм Кохрена. Однорідність перевіряється шляхом вибору максимального значення з порядкової дисперсії і визначення для нього розрахункового критерія Кохрена.

Построкові дисперсії розраховуємо за формулою:

$$S_{yi}^2 = (\sum (Y_{1\text{экс}} - Y_{\text{ср.экс}})^2 + (Y_{2\text{экс}} - Y_{\text{ср.экс}})^2) / (H - 1)$$

де $H = 2$ – кількість паралельних дослідів.

$$S_{y1}^2 = (50 - 50.15)^2 + (50.3 - 50.15)^2 / (2 - 1) = 0.045$$

$$S_{y2}^2 = (48 - 47.85)^2 + (47.7 - 47.85)^2 / (2 - 1) = 0.045$$

$$S_{y3}^2 = (48 - 47.85)^2 + (47.7 - 47.85)^2 / (2 - 1) = 0.045$$

$$S_{y4}^2 = (33 - 32.85)^2 + (32.7 - 32.85)^2 / (2 - 1) = 0.045$$

$$S_{y5}^2 = (33 - 33.15)^2 + (33.3 - 33.15)^2 / (2 - 1) = 0.045$$

$$S_{y6}^2 = (19 - 18.9)^2 + (18.8 - 18.9)^2 / (2 - 1) = 0.02$$

$$S_{y7}^2 = (25 - 24.75)^2 + (24.5 - 24.75)^2 / (2 - 1) = 0.125$$

$$S_{y8}^2 = (15 - 14.65)^2 + (14.3 - 14.65)^2 / (2 - 1) = 0.245$$

$$\sum S_y^2 = 0.615$$

$$S_{y8}^2 = 0.245$$

Максимальне значення

Визначивши максимальне значення порядкової дисперсії обчислюємо для нього розрахунковий критерій Кохрена:

$$G_p = S_{y \max}^2 / \sum S_i^2$$

$$G_p = 0.245 / 0.615 = 0.4$$

Висновок про однорідність робимо на основі порівняння отриманого розрахункового критерію Кохрена з табличним значенням.

Визначення дисперсії коефіцієнтів рівняння регресії Для перевірки гіпотези щодо статичної значущості коефіцієнтів рівняння регресії розраховуємо дисперсію коефіцієнтів:

$$S^2_{bi} = \sum S^2_{y_{cp}} / N * M$$

$$S^2_{bi} = 0.077 / 8 * 2 = 0.0048$$

де $M = 2$ -кількість паралельних серій.

Для оцінки значущості коефіцієнтів з довірчого інтервалу обчислюємо для кожного коефіцієнта за формулою:

$$\Delta b_i = \pm t * \sqrt{S^2_{bi}}$$

$$\Delta b_i = \pm 2.31 * \sqrt{0.0048} = \pm 0.16$$

де $t = 2.31$ – критерій Стюдента.

Незначні коефіцієнти виключаємо із рівняння.

Обчислення розрахункових параметрів оптимізації Шляхом підстановки відповідних знаків в отримане рівняння регресії повернемося до матриці і перерахуємо рівняння у значимих коефіцієнтів.

Таблиця 10 – Значення коефіцієнтів

Y_{cp}	Y	$\Delta Y = Y_{cp} - Y$	ΔY^2
50.15	50.15	0	0
47.85	50.15	-2.3	5.29
47.85	47.85	0	0
32.85	47.85	-15	225
33.15	33.15	0	0
18.9	33.15	-14.25	203.0625
24.75	24.75	0	0
14.65	24.75	-10.1	102.01

$$\sum = 270.15 \quad \sum = 535.3625$$

Висновки. У результаті проведених досліджень з експлуатації ССККП на борту пасажирського судна було отримано відповідні данні, які є чинниками для визначення впливу зовнішніх гідрометеорологічних умов на енергетичну ефективність експлуатації.

Завдяки отриманим даним експериментальних досліджень та використанню методики проведення повного факторного експеримента обчислені розрахункові параметри оптимізації.

Побудовані поверхні відповідних відгуків [7], використання яких дозволить збільшити енергетичну ефективність ССККП за допомогою оптимального управління програмованими логічними контролерами, в умовах плавання суден, де постійно змінюються зовнішні гідрометеорологічні умови.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Загоруйко В.А., Голиков А.А. Судовая холодильная техника: Учебник. – 2000. – Киев: Наукова думка, – 607 С.

2. Очеретяный Ю.А. Техническая эксплуатация судовых холодильных установок и систем кондиционирования // Учебное пособие для курсантов и студентов высших морских учебных заведений. – 2014. – Одеса: Изд. ОНМА, 204 С.

3. Очеретяный Ю.А., Живица В.И., Белый В.Н., Онищенко О.А., Вайнфельд Э.Й. Концепция системы компьютерного мониторинга и технической диагностики рефрижераторной установки судна // Судовые энергетические установки: науч. -техн. сб. - 2011. - Вып. 28. Одесса: ОНМА - С. 5 - 11.

4. Очеретяный Ю.А. Определение изменений теплотехнических характеристик судовых холодильных установок в процессе эксплуатации // Холодильна техніка і технологія. – 2013. – Вип. 2 (142). – С. 15-19.

5. Очеретяный Ю.А. Определение термодинамических показателей судовой холодильной установки в процессе эксплуатации // Проблеми техніки : наук.-виробн. журнал. – 2013. – № 2. – Одесса : ОНМУ. – С. 78-88.

6. Очеретяный Ю.А., Живица В.И., Онищенко О.А., Вайнфельд Э.Й., Тюхай Д.С. Разработка системы измерения энергетических показателей компрессионной холодильной установки // Харчова наука і технологія. – 2011. – Вип. 4(17). – С. 107 - 109.

7. Ю.А Очеретяный. А.І.Головань, Ю.М.Федорова Оптимізація експлуатації суднових систем комфортного кондиціонування повітря за рахунок використання програмованих логічних контролерів. Автоматизація технологічних і бізнес-процесів /Volume 12, Issue 1/2020 – С.55-67.

<http://w.w.w.atbp.onaft.edu.ua/>

10.31653/smf46.2023. 92-100

Присянок В.В., Берестовой І.О.,

Національний університет «Одеська морська академія»

КОНЦЕПТУАЛЬНА МОДЕЛЬ СУДНА З ГІБРИДНИМ ПНЕВМОЕЛЕКТРИЧНИМ ДВИГУНОМ І ОЦІНКА ЙОГО ЕФЕКТИВНОСТІ

Постановка проблеми в загальному вигляді. Міжнародне судноплавство спричиняє близько 3% світових обсягів викидів парникових газів, і за даними ІМО, ця частка до 2050 року може збільшитися до 18%. Згідно цілей Паризької угоди в рамках Рамкової конвенції ООН про зміну клімату (UNFCCC) країни ЄС та Європарламент прийняли новий кліматичний закон, відповідно до якого в Євросоюзі до 2030 року планують скоротити викиди вуглекислого газу в атмосферу щонайменше на 55%, у порівнянні з рівнем кінця 2020 р. [1]. Крім того, додаток VI до Конвенції МАРПОЛ передбачає суттєве посилення норм викидів відпрацьованих газів суднових енергетичних установок за окислам сірки (SO_x) й азоту (NO_x). Визначено особливі райони контролю викидів – Emission Control Areas (ECA), до яких сьогодні належать: Балтійське та Північне моря (ECA 1), прибережні води США та Канади (ECA 2), Середземне море (ECA 3), узбережжя Японії (ECA 4) та ряд інших акваторій. Процес створення екологічних зон є незворотними в подальшому розповсюджуватиметься на інші регіони світу, моря та річки

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Як і інші технології, що не використовують спалювання палива, використання транспортних засобів на стисненому повітрі дозволяє зменшити викиди в наслідок згоряння палива за рахунок акумулювання стисненого повітря на централізованих електростанціях або на вітроелектростанціях [2], що значно зменшує та полегшує процес утилізації викидів.

Достатньо давно використовуються транспортні засоби в яких в якості рушійної сили використовується стиснене повітря. Відомий шахтовий локомотив на стисненому повітрі [3]. Він має акумулятор стисненого повітря об'ємом 25 м^3 робочим тиском 20 МПа. Робочий тиск перед пневмодвигуном становить $2,0 \div 1,4$ МПа. При потужності двигуна в 51,5 кВт на одній зарядці забезпечується пробіг у 6 км. коефіцієнт корисної дії (ККД) машини оцінювався близько 24%.

Технологія акумулювання стисненого повітря широко застосовується у повітря - акумуляторних газотурбінних установках [4]. На великій кількості транспортних засобів стиснене повітря використо-

вується для запуску основного двигуна. Завдяки високій питомій роботі стисненого повітря, виконати пуск потужного двигуна (ДВЗ, ГТУ) виявляється ефективніше за допомогою стисненого повітря, ніж електроприводу. Так, при початковому тиску в 12 МПа та кінцевому 2 МПа теоретична робота витраченого 1 м³ при ізотермічному розширенні сягає приблизно 22000 кДж.

Відомі сучасні моделі міських малолітражок з пневмодвигунами: MDI One Flow Air (Франція), Peugeot 2008 Hybrid Air, OneCAT (Індія) тощо. Інженерами продовжуються дослідження вдосконалення застосування пневмодвигунів в автобудуванні. Наприклад авторами статті [5] розглянуто різні фактори, що впливають на надійність пневмодвигуна для використання на транспорті у зв'язку з різними умовами експлуатації та при використанні його в режимі рекуперативного гальмування. При гальмуванні автомобіля пневмодвигун може працювати в режимі компресора, тим самим поповнюючи запас стисненого повітря в балонах. Ймовірно, можна використовувати цю можливість пневмодвигуна при інерційному гальмуванні судна.

Проводяться також дослідження удосконалення конструкції пневмодвигуна для застосування на транспорті. У статті [6] проведено дослідження характеристик роторно-поршневого пневмодвигуна при використанні у складі енергетичної установки транспортного пристрою. Для підвищення експлуатаційних та економічних показників транспортної енергетичної установки що використовує енергію стисненого повітря запропоновано регулювання робочого тиску повітря у впускному ресивері роторно-поршневого пневмодвигуна.

Незважаючи на те, що перші спроби оснастити морський транспорт двигуном, який працює на стисненому повітрі, було зроблено ще на початку позаминулого століття [7], окрім побудови кількох підводних суден справа так і не зрушила. Крім того, пневматичні двигуни застосовувались також у приводі морських торпед [8], правда вони перестали використовувати стиснене повітря під час Другої світової війни, бо вахтовим було надто легко виявити бульбашки на поверхні.

Оскільки задача зменшення викидів відпрацьованих газів у судноплавстві за допомогою енергії стисненого повітря актуальна, нами було запропоновано продовжити дослідження за цим напрямом.

Постановка завдання. Мета дослідження – підвищення екологічної безпеки суден шляхом застосування пневмоелектричної суднової енергетичної установки.

Викладення матеріалу дослідження. У якості головного двигуну у екологічно безпечному судні розглянуто пневмоелектричний двигун (ПЕД), що складається з пневмодвигуна, який працює на енергії стисненого повітря, яка відновлюється компресорами з приводом від електродвигуна.

Накопичення електричної енергії в акумуляторах здійснюється за допомогою сонячних батарей, установлених на судні. Застосування ПЕД імовірно дозволить суттєво зменшити викиди продуктів згоряння в атмосферу, порівняно з іншими типами головних судових двигунів, що не використовують пневматичне акумулювання [9,10].

Використання переваг пневматичного акумулювання неодмінно стикається з низкою технічних труднощів. Системи пневматичного акумулювання для водних транспортних засобів обмежені застосуванням короткого часу використання і дуже високою потужністю розряду. Крім того, при розширенні повітря в пневмоелектричній установці від тиску в акумуляторі до атмосферного, можливе випадіння вологи і навіть обмерзання деталей двигуна.

Для попередження випадіння вологи необхідно підігрівати повітря перед пневмодвигуном. Здійснити це можна у декілька способів:

- підігрівання на береговій компресорно - заправній станції з подальшим зберіганням стисненого повітря в теплоізовльованих (реципієнтах, резервуарах, балонах) баках;

- підігрівання за рахунок теплоти навколишнього повітря чи забортної води.

Спрощену концептуальну структурну схему судової енергетичної установки (СЕУ) на базі пневмоелектричного двигуна подано на рис. 1.

Концептуальна модель судової енергетичної установки на базі ПЕД наступна. З берегової або плавучої компресорної станції, що акумулює в резервуарах великі об'єми стисненого повітря, переважно використовуючи енергію з відновлюваних джерел (сонячна, вітрова, гідроенергетика), гаряче стиснене повітря закачується в теплоізовльований балон основного запасу (БОЗ) судна, також частка електричної енергії передається до електричних акумуляторів встановлених на судні. З БОЗ повітря надходить до редуктору тиску (РТ) і далі повітря з тиском 8 бар обігрівається забортною водою для попередження можливого обмерзання та надходить до витратного балона (ВБ). На виході з ВБ встановлено маневровий пристрій (МП), який регулює витрати стисненого повітря для зміни потужності установ-

ки. У СЕУ на базі ПЕД можливе відновлення запасу стисненого повітря електрокомпресором (К), який працює від акумуляторів, що заряджаються за допомогою сонячних батарей, встановлених на палубі, з тиском і витратами, достатніми для забезпечення мінімальної швидкості судна.

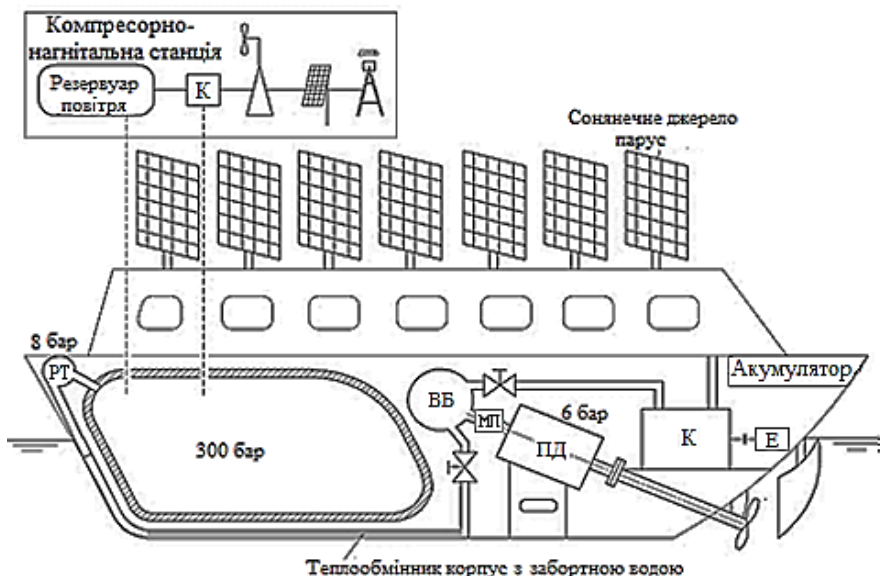


Рисунок 1. Суднова енергетична установка - пневмоелектричний двигун

На рис. 2 подано термодинамічний процес роботи установки з «гарячим» запасом стисненого повітря в БОЗ.

У термодинамічному процесі лінії: 1-2 – заповнення резервуару стисненого повітря судна з компресорно-накопичувальної станції, 2-3 – дроселювання стисненого повітря з БОЗ до РБ, 3-4 – надходження повітря через МП до пневмодвигуна (ПД), 6-7 – стискання повітря в компресорі (крива умовна, з урахуванням охолодження компресора при стисканні повітря), 7-3 – охолодження повітря, 4-5 – робота ПД, перетворення потенційної енергії на механічну енергію обертання гребного валу (лінія умовна та не відображає безпосередньо цикл роботи пневмодвигуна).

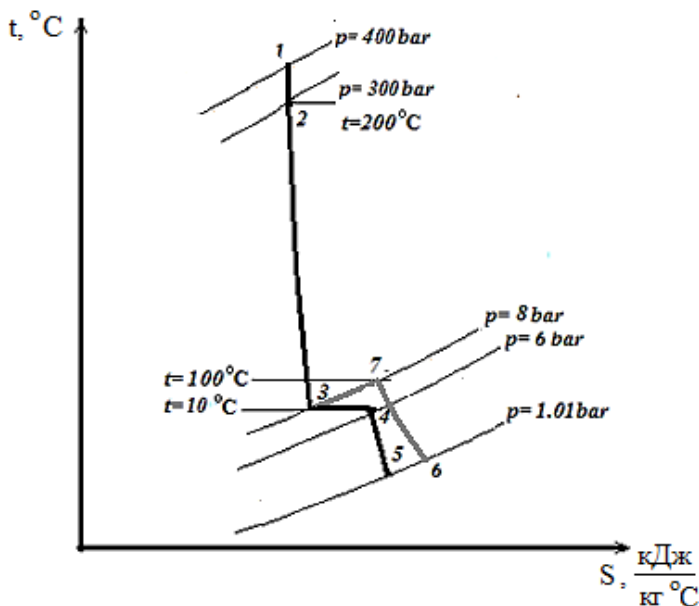


Рисунок 2. Термодинамічний процес в Т-S діаграмі СЕУ з ПЕД

Для визначення доцільності застосування ПЕД необхідно визначити можливий діапазон потужності установки, питому витрату робочого повітря, розміри БОЗ та коефіцієнт корисної дії (ККД) СЕУ. Для розрахунку прийнято такі дані: автономність плавання – 10 миль; швидкість судна – 20 вузлів; потужність головної установки – 500 кВт; тиск у БОЗ – 30 МПа; температура повітря в БОЗ – 200 °С; тиск перед ПД – 0,6 МПа; температура повітря перед пневмодвигуном +10 °С (слід зазначити, що значення температури підтверджене дослідженнями гібридної пневмоустановки для автомобіля [11], де при практично такому ж діапазоні робочих тисків температура на вході в пневмодвигун була позитивною); тиск на виході з ПД – 0,11 МПа.

Теоретичні дослідження циклу поршневого пневмодвигуна [12] установили орієнтовну питому корисну витрату повітря в межах 42÷57 кг/год на 1 кВт, при тиску повітря на вході в пневмодвигун 0,8 МПа та різних значень ступеня наповнення.

Експериментальні дослідження роботи поршневого пневмодвигуна [13] показали значення питомої витрати повітря на поршневий пневмодвигун 70÷140 кг/год на 1 кВт при тиску повітря на

вході в пневмодвигун $0,6 \div 0,9$ МПа, що з урахуванням тиску (30 МПа) та температури повітря ($200\text{ }^{\circ}\text{C}$) у БОЗ, орієнтовно буде складати $0,3 \div 0,6$ м³/год. Згідно з прийнятими даними витрата повітря складатиме: $b_v = 500 \text{ кВт} \cdot (0,3 \div 0,6 \text{ м}^3/\text{год}) = 150 \div 300 \text{ м}^3/\text{год}$.

Кількість повітря, що буде витрачена на автономне плавання, визначається за формулою, (1):

$$V = \frac{b_v \cdot L}{c} \text{ м}^3, \quad (1)$$

де, L – автономність, миль;

c – швидкість судна, миль/год.

При проходженні судном з потужністю пневмодвигуна 500 кВт відстані 1 миля зі швидкістю 20 миль необхідний об'єм БОЗ складе $7,5 \div 15$ м³.

З урахуванням формули об'єму циліндра орієнтовно 11 м³ – це балон з радіусом 0,8 м і довжиною 5,5 м. Циліндричний балон з запасом на 10 миль повинен мати радіус 1,7 м і довжину 12,5 м.

Оскільки ПЕД являє собою гібридну установку, то дальність автономного плавання також залежить від рівня енергії, накопиченої в акумуляторних батареях, що були зарядженні на стаціонарній береговій станції та додатково заряджаються під час рейсу за допомогою сонячних батарей або вітрогенератора. Ймовірно заряду, накопиченого в батареях, повинно вистачати для забезпечення мінімальної швидкості судна додатково на такий же перехід судна, як і при використанні енергії стисненого повітря. Крім того, для форсування швидкості судна можливе використання електрорушійної установки.

ККД СЕУ на базі ПЕД можна оцінити як ККД комплексної установки. Взявши запасену в БОЗ пневмоенергію повітря в якості загального приходу енергії, а механічну енергію на валу ПЕД як корисну, втрати, що виникають у цьому ланцюжку, можна класифікувати як:

- втрати при дроселюванні повітря з БОЗ до ВБ;
- гідравлічні втрати;
- втрати при зберіганні (витік);
- механічні втрати у пневмопристроях;
- електричні втрати на електропристроях.

Оціночний ККД визначимо як добуток відповідних ККД пневмо та електропристроїв, що входять до енергетичної установки судна, (2):

$$\eta_{\text{нэд}} = \eta_{\text{др}} \cdot \eta_{\text{гидр}} \cdot \eta_{\text{ут}} \cdot \eta_{\text{дв}} \cdot \eta_{\text{эд}}, \quad (2)$$

де, $\eta_{\text{др}}$ – ККД процесу дроселювання від БОЗ до ВБ(близько 90%);

$\eta_{\text{гидр}}$ – ККД, що враховує гідравлічні втрати (близько 90%);

$\eta_{\text{ут}}$ – ККД, що враховує витік (близько 95%);

$\eta_{\text{дв}}$ – ККД пневмодвигуна (50%);

$\eta_{\text{эд}}$ – ККД електропристроїв (95%).

Таким чином, повний ККД ПЕД, розрахований за (2), буде на рівні 37%, але слід також урахувати ККД компресорної станції, що виявляється також достатньо низьким (на рівні 40%). Сумарний ККД ПЕД у цьому випадку складе близько 14,6 %.

Враховуючи низьку ефективність (ККД) сучасних сонячних батарей (12÷15%) і вітро двигунів [14], ККД всього процесу перетворення енергії в гібридній установці здається дуже низьким. Проте, враховуючи факт, що в СЕУ з ПЕД не використовується органічне (ядерне або інше паливо, що не відновлюється), забезпечується висока екологічна чистота, отримані значення ККД можуть виявитися прийнятними з урахуванням перспектив подальшого вдосконалювання.

Застосування СЕУ з ПЕД на «екологічно безпечних судах» потребує комплексного, масштабного технічного підходу. Потрібна відповідна технічна інфраструктура, розробка надскладних інженерних проєктів. Це вочевидь дорогі та з підвищеним терміном окупності інвестиції. Але це неминуча плата за екологічну чистоту морського транспорту. Як ми сьогодні бачимо, в сучасному світі технології не стоять на місці. В найближчій перспективі стиснене повітря можна отримати за допомогою лише «зеленої» енергетики, суттєво збільшиться його тиск і температура, з'являться нові, менш дорогі та з більшою ємністю акумулятори. На наш погляд, ККД установки може досягти прийнятних значень і СЕУ, що працює на пневмоелектричному акумуляуванні, буде використовуватиметься на судах прибережного і внутрішнього плавання.

Висновки і перспективи подальших досліджень. Діапазон застосування СЕУ з ПЕД – це плавзасоби, що можуть працювати в портових акваторіях, на річках, каналах, де існують підвищені вимоги до викидів. Ймовірніше за все, це будуть паромні судна, пасажирські катери, річкові трамваї, судна екологічного напрямку, службові катери, портові збиральники та бункерувальники.

За певних умов СЕУ з ПЕД може бути працездатною рушійною установкою малих плавзасобів (дедвейт не більше 500 т.) з невисокою автономністю плавання (не більше 20 миль), яка дозволяє на 100% скоротити викиди у порівнянні з традиційними двигунами. Низька ефективність СЕУ з ПЕД пов'язана з більшими затратами енергії при стисканні, нагріванні робочого тіла, втратами пов'язаними з витоком і дроселюванням повітря. Для збільшення автономності плавання та ККД СЕУ з ПЕД необхідно: збільшувати швидкість судна за рахунок розробки спеціальної конструкції корпусу (наприклад, катамаран з гондолами - балонами); підвищувати температуру і тиск в БОЗ; використовувати балони з сучасних карбонових матеріалів; застосовувати новітні «екологічні» технології для підігрівання повітря перед пневмодвигуном.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Механізми зменшення викидів CO₂. Економічна правда. URL: <https://www.epravda.com.ua/projects/ekonomika-bez-vykydiv/2021/03/31/672462/> (дата звернення: 18.04.2023).
2. Energy Bags Under The Sea To Be Tested To Store Off-Shore Wind URL: <https://cleantechnica.com/2011/04/18/energy-bags-under-the-sea-to-be-tested-to-store-off-shore-wind/> (дата звернення: 18.04.2023).
3. Beckmann G., Gilli P.V. Thermal Energy Storage: Basics-design-applications to Power Generation and Heat Supply. New York: Springer-Verlag. 1984. 232 p.
4. Мокін Б. І., Чепурний М. М., Мокін О. Б. Повітряна акумулююча електростанція з двома повітросховищами різного тиску. *Наукові праці ВНТУ*, 2008, №1. С. 79 – 85.
5. Яцина М.М. Забезпечення надійності функціонування та підвищення ефективності пневмодвигунів на транспорті з рекуперацією енергії. *Вісник КрНУ імені Михайла Остроградського*. 2018. Вип. 3 (110). С. 1– 7.
6. Ткач М.Р., Митрофанов О.С., Проскурін А.Ю., Познанський А.С. Дослідження параметрів роботи роторно-поршневого пневмодвигуна транспортної енергетичної установки. *Науково-технічний журнал Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут" «Двигуни внутрішнього згорання»* . 2020. № 1. С. 3 – 8.

7. Le sous – marin le plongeur URL: <http://francois.delboca.free.fr/fsplonge.html> (дата звернення: 18.04.2023).
8. The 1/20th scale naval model – torpedoes. URL: [https://www.bluebird-electric.net/Bluebird Boats Ships Systems/Torpedoes Model Electric Radio Controlled Making Firing Systems.htm](https://www.bluebird-electric.net/Bluebird%20Boats%20Ships%20Systems/Torpedoes%20Model%20Electric%20Radio%20Controlled%20Making%20Firing%20Systems.htm) (дата звернення: 18.04.2023).
9. Просянок В.В. Оценка эффективности применения пневматического аккумулирования в качестве рабочего тела судовых турбоагрегатов. *Науковий вісник Херсонської державної морської академії*. 2013. № 1(8). С. 54 – 61.
10. Просянок В.В. Пневматическое аккумулирование для гидрореактивного эжекционного движителя. *Науково-технічний збірник Національного університету «Одеська морська академія» «Суднові енергетичні установки»*. 2015. №35. С. 153 – 162.
11. О выборе параметров поршневого пневмодвигателя, работающего в составе гибридной энергоустановки автомобиля. А.Н. Туренко, В.А. Богомолов, Ф.И. Абрамчук, А.И. Харченко, А.И. Шилов. *Збірник наукових праць Харківського національного автомобільно - дорожнього університету «Автомобільний транспорт»*. 2008. № 22. С. 7 – 16.
12. Нечипорук М.В. Визначення показників пневмодвигуна для гібридної силової установки міського легкового автомобіля. М.В. Нечипорук., Ю.А. Воробйов, В.Б. Пода. *Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету*. 2019. Вип. 85. С. 83 – 92.
13. Стенд для випробування і дослідження пневмодвигунів. Ф. І. Абрамчук, О. І. Воронков, А. І. Харченко та ін. *Двигуни внутрішнього згоряння*. 2011. № 2. С. 110 – 117.
14. Twidell J. Renewable Energy Resources: 4th Edition. London: Routledge, 2021. 774 p.

10.31653/smf46.2023. 101-109

Сагін С.В.¹, Бондар С.А.²¹ Національний університет «Одеська морська академія»,² Морехідний фаховий коледж ім. О.І. Маринеска Національного університету «Одеська морська академія»

МЕТОД ПОПЕРЕДЖЕННЯ АВАРІЙНИХ СИТУАЦІЙ ПІД ЧАС ЕКСПЛУАТАЦІЇ СУДНОВИХ ДИЗЕЛІВ ЗА АНАЛІЗОМ ПОТОКУ ВІДМОВ ЙОГО ОСНОВНИХ ВУЗЛІВ

Постановка проблеми в загальному вигляді. Технічна експлуатація суднових енергетичних установок та їх головних елементів – суднових дизелів повинна виконуватися з забезпеченням вимог до всіх складових надійності: безвідмовності, довговічності, ремонтопридатності та збереження [1-3].

Надійність складних технічних систем, до яких належать суднові дизелі, є системною категорією та належить до загальносистемних властивостей. Тому надійність суднових дизелів як системна категорія має оцінюватися комплексними показниками, що характеризують ефективність їх функціонування на протязі часу, а комплекс забезпечення надійності, своєю чергою, має розглядатися як підсистема суднового дизеля. У такому разі для оцінки ефективності комплексів забезпечення надійності суднових дизелів необхідно розглядати як приватні критерії ефективності (приватні показники надійності), що характеризують локальні експлуатаційні властивості дизелів, також і основні критерії ефективності (основні показники надійності), що характеризують інтегральні експлуатаційні властивості дизелів – ступінь впливу комплексу забезпечення надійності на загальну ефективність функціонування дизеля [4, 5].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Оцінка технічного стану будь яких енергетичних об'єктів суден морського та внутрішнього водного транспорту є актуальним завданням в зв'язку з тим, що за її допомогою забезпечується прогнозування надійності роботи судна, головних двигунів та допоміжних установок [6, 7]. Оцінка технічного стану суднових дизелів (головних та допоміжних) виконуються шляхом безпосереднього спостереження за їх роботою та контролю їх основних експлуатаційних показників, а також за допомогою аналізу статистичних даних з їх попередньої експлуатації [8, 9]. При цьому визначаються показники безвідмовності за гарантований час експлуатації, довговічності в умовах підвищених теплових

та динамічних навантажень, ремонтпридатності за умов експлуатації судна, збереження на протязі всього періоду експлуатації [10, 11].

Постановка завдання. Завдання дослідження було визначення критерію якій дозволяє на основі аналізу статистичних даних з технічної експлуатації суднового дизеля визначити його технічний стан та прогнозувати його можливі зміни.

Виклад основного матеріалу. Суднові енергетичні установки характеризуються підвищеними вимогами до надійності дизелів, що забезпечується шляхом застосування сучасних технологічних процесів виготовлення їх вузлів та елементів, постійним моніторингом їх основних параметрів, дотриманням правил технічної експлуатації, підтримкою міжремонтних періодів, контролем напрацювання основних деталей. Збільшення циліндрової потужності та рівня форсування суднових дизелів є причиною виникнення негативних з термодинамічної та трибологічної точки зору явищ. При цьому зростають навантаження на деталі циліндрової групи та підшипники колінчастого валу, збільшується швидкість згоряння палива, підвищуються градієнти температури. Найбільший рівень механічних втрат у двигунах внутрішнього згоряння припадає на трибосистеми, що забезпечують взаємодію між поршневими кільцями та циліндром, вкладишами підшипників та колінчастим валом, плунжером та втулкою паливного насоса високого тиску, розпилювачем та голкою форсунки.

Одним із типових методів розрахункової оцінки показників надійності та, зокрема, довговічності технічних об'єктів є застосування масиву статистичних даних, що узагальнює результати експлуатації чи тривалих випробувань однотипних деталей [12]. З широкого спектра показників, що характеризують якість і надійність, можна виділити показники з більшим чи меншим ступенем очевидності. До неочевидних показників можна віднести ресурсні показники (показники довговічності). Найважче зіставляти дизелі різних виробників за ресурсними показниками, оскільки кожна фірма пропонує свій підхід до обсягу та трудомісткості технічного обслуговування та ремонту пропонованих нею двигунів. Деякі дизелебудівні фірми надають великого значення відповідності гарантованих ними параметрів роботи двигунів умов їх експлуатації. Ряд фірм обумовлюють переважний режим роботи двигуна протягом гарантованого терміну служби та кліматичні умови, а також райони їх експлуатації [13, 14]. Частина показників, що характеризують надійність, через відмінності в дію-

чих національних стандартах і нормах, можуть бути непорівнянними для різних виробників дизелів. У зв'язку з цим, виникає необхідність їх приведення до порівняльного вигляду за зовнішніми факторами, комплексності двигунів, умов експлуатації та т.і. [15, 16].

Одним із параметрів, що характеризує надійність роботи суднових дизелів, застосування якого можливе до будь-яких дизелів, є потік відмов. При цьому накладаються обов'язкові обмеження, що протягом усього періоду його оцінки експлуатація дизеля проводилася відповідно до вимог фірми-виробника. Параметр потоку відмов характеризує будь-який енергетичний об'єкт, а також його елементи та за статистичними даними визначається за допомогою формули:

$$\omega(t) = \frac{n(t_2) - n(t_1)}{t_2 - t_1}$$

де $n(t_1)$ і $n(t_2)$ – кількість відмов об'єкта, зафіксованих за час t_1 і t_2 .

На базі обробки статистичних даних звітів департаменту технічної експлуатації однієї з судноплавних компаній було здійснено розрахунок параметрів потоку відмов за 15-річний період експлуатації судна з циклом експлуатації кожні п'ять років. Як таке судно було обрано судно класу «річка-море» дедвейтом 8250 тонн з головним двигуном Wärtsilä 6L42.

Для аналізу враховувались дані, що характеризують виникнення відмов та виконання планових заміन десяти основних деталей дизеля, а саме: вкладишів підшипників, поршневих кілець, форсунок, паливних насосів високого тиску, випускних / продувних клапанів, шатунних болтів, поршневих пальців, циліндрових втулок, зубчастої передачі, розподільного валу.

Під час обраного статистичного періоду судно експлуатувалось в Чорноморсько-Середземному басейні з періодичними заходами в порти р. Дунай [17]. На протязі всього обраного статистичного періоду судно забезпечувало перевезення ідентичних вантажів масою 3000...6500 тонн.

Відповідно до статистичних даних загальний час експлуатації головного двигуна Wärtsilä 6L42 в обрані цикли складав: 1...5 роки – 25820 годин, 6...10 роки – 22180 годин, 11...15 роки – 27110 годин. Кількість відмов та планових замінів для обраних елементів дизеля на протязі різних циклів експлуатації надано в таблиці 1.

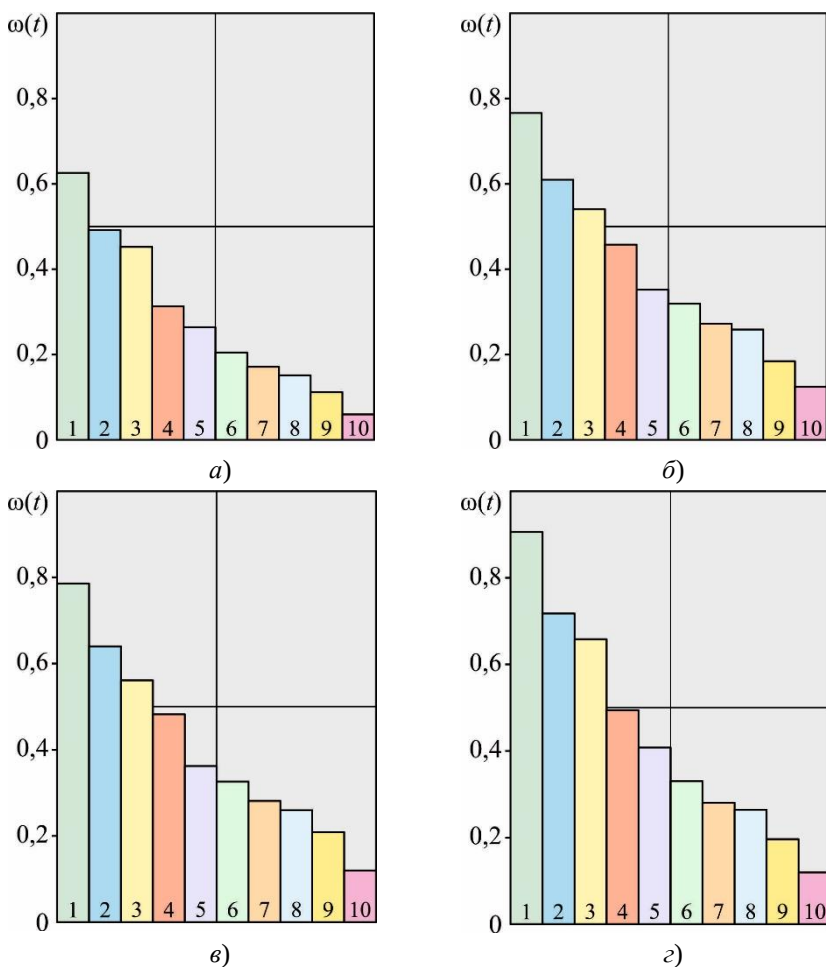


Рис. 1. Потік відмов основних елементів суднового дизеля Wärtsilä 6L42 (нумерація відповідає переліку елементів дизеля, що вказані в табл. 1) за різний термін експлуатації:
 а – 5 років; б – 10 років; в – 15 років; г – загальний потік відмов

Для кожного з вказаних раніше елементів дизеля розраховувалось значення параметру потоку відмов

$$\omega_i(t_i) = \frac{\sum n_i}{t_i} \cdot 100\%;$$

де $\omega_i(t_i)$ – параметр потоку відмов i -го елемента дизеля за час експлуатації в i -ому циклі;

Σn_i – кількість відмов та планових замін обраного елемента дизеля за час експлуатації в i -ому циклі;

t_i – тривалість експлуатації в i -ому циклі.

Результати розрахунків параметра потоку відмов наведено у табл. 1. За результатами табл. 1 побудовано номограми розподілу параметра потоку відмови $\omega_i(t_i)$ за різні періоди експлуатації суднової енергетичної установки, що відповідають 5-ти річним циклам експлуатації та загальному часу експлуатації судна (рис. 1). Зазначимо, що значення $\omega_i(t_i)$ за різні експлуатаційні цикли дають хорошу збіжність із величиною загального параметра потоку відмов за весь експлуатаційний цикл $\omega_\Sigma(t_i)$, який може бути визначений за виразом

$$\omega_\Sigma(t_i) = \sum_1^i \left(\omega_i(t_i) \frac{i^{i+1}\sqrt{i}}{i^i} \right);$$

де i – цикл проведення вимірювань.

Тоді, для розглянутого періоду експлуатації та трьох циклів визначення $\omega_i(t_i)$ (що відповідають 1...5, 6...10, 11...15 рокам), отримаємо вираз

$$\omega_\Sigma(t_i) = \omega_1(t_i) + \omega_2(t_i) \frac{\sqrt[3]{2}}{2^2} + \omega_3(t_i) \frac{\sqrt[4]{3}}{3^3};$$

де $\omega_1(t_i)$, $\omega_2(t_i)$, $\omega_3(t_i)$ – параметр потоку відмов i -го елемента під час 1-го, 2-го та 3-го циклу експлуатації [18, 19].

Висновки і перспективи подальших досліджень. За результатами досліджень визначимо наступне.

1. Майже всі основні елементи суднових дизелів (вкладиші підшипників, поршневі кільця, форсунки, паливні насоси високого тиску, випускні / продувні клапани, поршневі пальці, циліндрові втулки, зубчасті передачі, розподільний вал та деякі інші) виявляють з себе трибологічні системи. Як показник безвідмовності, гарантованого часу експлуатації, довговічності та ремонтпридатності цих систем доцільно розглядати їх параметр потоку відмов.

2. Збільшення експлуатаційного часу судових дизелів призводить до зростання кількості відмов та відповідно підвищує параметр потоку відмов.

3. Проведений аналіз статистичних даних судового дизеля Wärtsilä 6L42, що виконує функції головного двигуна на судні класу «річка-море» дедвейтом 8250 тонн (під час його п'ятнадцяти річної експлуатації) визначив наступне:

найбільша кількість відмов та найбільший потік відмов припадає на трибосполучення вкладиш підшипника – колінчатий вал та поршневі кільця – втулка циліндра, при цьому значення потоку відмов для п'яти, десяти та п'ятнадцяти річного терміну експлуатації складає 0,627, 0,775, 0,789 (для вкладишів підшипників); 0,492, 0,613, 0,642 (для поршневих кілець);

найменший показник відмов та потоку відмов відповідає на пари тертя зубчасті передачі та розподільний вал, при цьому значення потоку відмов для п'яти, десяти та п'ятнадцяти річного терміну експлуатації складає 0,214, 0,185, 0,210 (для зубчастих передач); 0,070, 0,122, 0,125 (для розподільного валу).

4. Розбіжність в наведених значеннях потоку відмов пов'язана з різними умовами експлуатації вказаних елементів дизеля, але при цьому будь яке відхилення від рекомендованого фірмами виробниками технічного стану може призвести до виникнення аварійного стану та зниженню надійності роботи судового дизеля.

Подальші дослідження планується спрямувати на визначення критичного та рекомендованого рівню потоку відмов, а також розробці рейтингу відмов відносно їх впливу на технічних стан двигунів внутрішнього згоряння суден морського та внутрішнього водного транспорту.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Голіков В.А., Голіков В.В., Онищенко О.А. Використання технологій методології науки у дослідженнях морського та внутрішнього водного транспорту // Водний транспорт. Збірник наукових праць. – 2022. – Вип. 1(35). – С. 5-14. doi.org/10.33298/2226-8553.2022.1.35.01.

2. Sagin S., Madey V., Sagin A. Stoliaryk T., Fomin O., Kučera P. Ensuring Reliable and Safe Operation of Trunk Diesel Engines of Marine Transport Vessels // Journal Marine Science and Engineering. – 2022. – Vol. 10. – Iss. 10. – P. 1373. <https://doi.org/10.3390/jmse10101373>.

3. Stoliaryk T. Analysis of the operation of marine diesel engines when using engine oils with different structural characteristics // Technology Audit and Production Reserves. – 2022. – Vol. 5(1(67)). – P. 22-32. doi: <http://doi.org/10.15587/2706-5448.2022.265868>.

4. 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. doi: [10.33298/2226-8553.2022.2.36.21](http://doi.org/10.33298/2226-8553.2022.2.36.21).

5 Столярик Т.О. Прогнозування механічних втрат в суднових дизелях // Суднові енергетичні установки : наук. -техн. зб. – 2022. – Вип. 44. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 142-156. doi: [10.31653/smf44.2022.142-156](http://doi.org/10.31653/smf44.2022.142-156).

6. Sagin S., Madey V., Stoliaryk T. Analysis of mechanical energy losses in marine diesels // Technology Audit and Production Reserves. – 2021. – № 5 (2(61)). – P. 26-32. doi: <http://doi.org/10.15587/2706-5448.2021.239698>.

7. Заблоцький Ю.В., Сагін А.С. Визначення динамічних навантажень під час зміни режимів мащення прецизійних пар паливної апаратури суднових дизелів // Суднові енергетичні установки : наук. -техн. зб. – 2022. – Вип. 44. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 121-131. doi: [10.31653/smf44.2022.121-131](http://doi.org/10.31653/smf44.2022.121-131).

8. 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. DOI. [10.34660/INF.2019.15.36258](https://doi.org/10.34660/INF.2019.15.36258).

9. 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. – P. 29-35. <https://doi.org/10.29013/AJT-21-7.8-29-35>.

10. Бажак О.В. Удосконалення методу оцінки показників надійності обладнання засобів водного транспорту // Водний транспорт. Збірник наукових праць. – 2021. – Вип. 3(34). – С. 148-159. doi: [10.33298/2226-8553/2021.3.34.17](http://doi.org/10.33298/2226-8553/2021.3.34.17).

11. Богом'я В.І., Бажак О.В. Методика планування випробувань зразків обладнання засобів водного транспорту на безвідмовність // Водний транспорт. Збірник наукових праць. – 2022. – Вип. 1(35). – С. 25-32. doi: [10.33298/2226-8553.2022.1.35.03.д](http://doi.org/10.33298/2226-8553.2022.1.35.03.д)

12. Зверьков Д.О., Сагін С.В. Зниження механічних втрат у суднових дизелях // Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб. – 2020. – Вип. 40. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 20-25. DOI : 10.31653/smf341.2020.20-25.

13. Столярик Т.О. Прогнозування механічних втрат в суднових дизелях // Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник. – 2022. – Вип. 44. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 142-156. doi: 10.31653/smf44.2022.142-156.

14. Сагін С.В., Столярик Т.О. Аналіз експлуатаційних характеристик моторних мастил суднових дизелів // Суднові енергетичні установки: наук. -техн. зб. – 2021. – Вип. 43. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 69-80. doi: 10.31653/smf343.2021.69-80.

15. Сагин С. В. Повышение надежности работы прецизионных пар топливной аппаратуры судовых дизелей за счет использования органических покрытий // Вісник Одеськ. нац. мор. ун-ту, 2018. – Вип. 4(57). – С. 109-120.

16. Сагин С.В., Заблоцкий Ю.В. Определение триботехнических характеристик поверхностей по степени упорядоченности пристенных слоев углеводородных жидкостей // Проблеми техніки : наук.-виробн. журнал. – 2011. – № 3. – Одеса : ОНМУ. – С. 78-88.

17. 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. doi.org/10.33298/2226-8553.2022.2.36.21.

18. Сагін С.В. Зниження енергетичних втрат в прецизійних парах паливної апаратури суднових дизелів // Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб. – 2018. – Вип. 38. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 132-142.

19. Sagin S.V., Semenov O.V. Motor Oil Viscosity Stratification in Friction Units of Marine Diesel Motors // American Journal of Applied Sciences. – 2016. – Vol. 13. – Iss. 2. – P. 200-208. DOI: 10.3844/ajassp.2016.200.208.

10.31653/smf46.2023. 110-117

Сагін С.В., Побережний Р.В.

Національний університет «Одеська морська академія»

МЕТОД УПРАВЛІННЯ ФАКТОРАМИ РИЗИКУ ВИНИКНЕННЯ АВАРІЙНИХ СИТУАЦІЙ ПІД ЧАС ЕКСПЛУАТАЦІЇ ПРОПУЛЬСИВНИХ КОМПЛЕКСІВ ЗАСОБІВ ВОДНОГО ТРАНСПОРТУ

Постановка проблеми в загальному вигляді. Експлуатація пропульсивних комплексів засобів водного транспорту (морських та річкових пасажирських, транспортних та військових суден) пов'язана з ризиком виникнення аварійних ситуацій підставою яких можуть бути неочікувані зміни умов роботи суднового обладнання, гідрометеорологічної та навігаційної обстановки, а також «людський» фактор. При цьому подібні ситуації виникають та розвиваються в відкритому морі, в прибережних акваторіях та акваторіях морських портів, а також під час завершення ремонтних робіт, що виконуються на судноремонтних заводах та плавучих доках [1, 2].

Остаточною фазою ремонтних докових операцій є спуск судна на воду. При цьому в повному обсязі закінчуються роботи по корпусної частині судна та гвинто-рульовому комплексу. Однак можливі випадки, коли з тих чи інших виробничих чи експлуатаційних причин головний двигун (ГД) судна ще не готовий до роботи. Даний аспект суворо не регламентується в нормативних документах наглядових та класифікаційних органів. Крім того, для суден, оснащених дизелями, що працюють на гвинт фіксованого кроку, введення в дію яких не планується в акваторії судноремонтного заводу, взагалі не розглядається до моменту ходових випробувань. Якщо великотоннажні судна після закінчення докового ремонту виводяться на відкриту воду за допомогою портових засобів, то для суден малої та середньої водотоннажності (які, в тому числі як рушій використовують гвинт, крок якого регулюється – ГРК) можливий самостійний вихід за територію судноремонтного заводу або порту. Крім того, такі судна менш інерційні, а тому більш схильні до дії факторів, що обурюють, якими можуть служити випадкове хвилювання моря, тимчасове збільшення сили повітря, необґрунтоване маневрування суден, що знаходяться поруч, або помилка під час буксирування [3, 4]. Все це ще раз підтверджує необхідність повної готовності комплексу ГД – ГРК до роботи під час виходу судна з доку з метою попередження та управління факторами ризику виникнення аварійних ситуацій, що виникають

під час експлуатації пропульсивних комплексів засобів водного транспорту.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Пускові режими є найбільш відповідальними для будь-яких типів двигунів, в тому числі і суднових середньо-обертових дизелів (СОД). Підвищення їх надійності та одночасне зниження ризиків виникнення аварійних ситуацій може бути досягнуто за рахунок вдосконалення функціонування циркуляційної системи мащення дизеля.

Для суден середньої водотоннажності, що використовують як ГД СОД, які працюють на ГРК, питання підготовки дизеля та системи, що обслуговують його роботу, відносно до моменту виходу судна з сухого доку раніше розглядалися з позиції загального забезпечення суднової енергетичної установки до експлуатації [5, 6]. При цьому робота циркуляційних систем мащення вивчалась при умовах, що моторне мастило, що в них використовується, не підлягає ніякої додаткової обробки (зокрема введенню в нього поверхнево-активних речовин, що сприяють покращенню його реологічних характеристик) [7, 8]. Також не розглядалась можливість модернізації вже існуючих мастильних систем з метою підвищення надійності їх роботи у випадку екстреного пуску дизеля [9, 10].

Постановка завдання. Наведений огляд останніх досліджень свідчить про наявність нерозв'язаного завдання з можливості забезпечення додаткових маневрових якостей судна, а, отже, підвищення його керованості та живучості, а також зниження факторів ризику виникнення аварійних ситуацій під час експлуатації пропульсивних комплексів засобів водного транспорту в критичних, надкритичних та надзвичайних умовах. Одним із шляхів знайдення оптимального рішення цього завдання є оптимізація експлуатаційних показників роботи циркуляційних систем мащення суднових СОД під час пускових режимів роботи ГД та відповідної передачі його корисної потужності на ГРК.

Виклад основного матеріалу дослідження. Експерименти, що пов'язані з даними дослідженнями, були проведені на судні водотоннажністю 9800 тонн. Як ГД на судні використовувався чотиритактний СОД PC4-2 фірми SEMT-Pielstic з номінальною потужністю 4410 кВт, що працює на ГРК [11].

Схема системи циркуляційного мащення дизеля приведена на рис. 1. Робота ГД 3 забезпечується устаткуванням модулів сепарації мастила І, попереднього очищення ІІ та остаточної підготовки ІІІ.

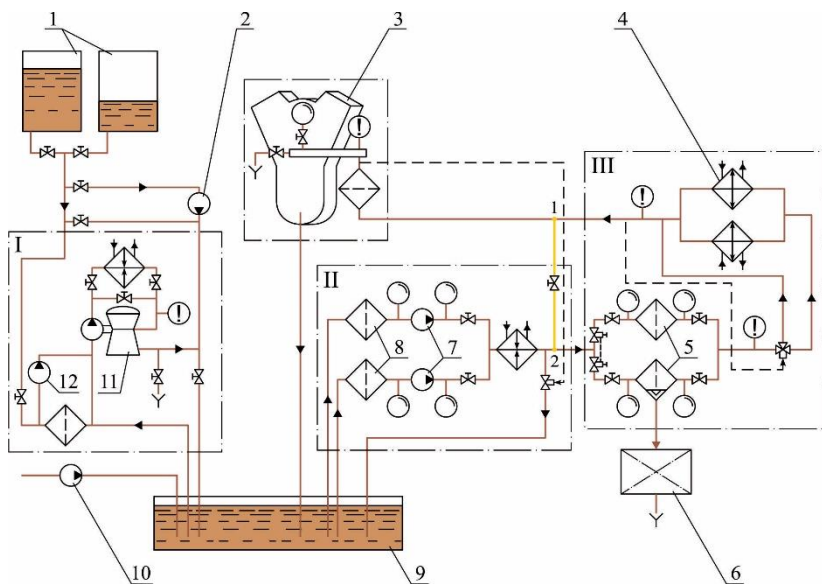


Рис. 1. Схема системи мащення суднового дизеля PC4-2 фірми SEMT-Pielstic:

1 – витратні цистерни; 2 – мастильний насос; 3 – ГД; 4 – охолоджувач мастила; 5 – фільтр тонкого очищення; 6 – стічна цистерна; 7 – мастильний насос; 8 – фільтр грубого очищення; 9 – стічна цистерна; 10 – насос поповнення кількості мастила в системі; 11 – мастильний сепаратор; 12 – мастильний насос; I – модуль сепарації; II – модуль попереднього очищення; III – модуль остаточної підготовки

Модуль сепарації I забезпечує очищення мастила, що знаходиться в стічній цистерні 9. До сепаратора 11 мастило спрямовується насосом 12, або (у випадку непотрібності попереднього очищення в потоковому фільтрі) безпосередньо насосом сепаратора. Очищене мастило повертається до цистерни 9. Поповнення цистерні 9 забезпечується з або витратних цистерн 1 (за допомогою насоса 2), або з цистерн запасу мастила (за допомогою насоса 10). У випадку необхідності мастило, що знаходиться в витратних цистернах 1, очищується в сепараторі 11.

Модуль попереднього очищення II виконує функції очищення мастила в фільтрі грубого очищення 8 та попередній підігрів мастила (в випадку необхідності, наприклад під час «холодного» пуску ГД). Також цей модуль забезпечує рециркуляцію мастила у випадку підвищення її температури перед ГД 1.

В модулі остаточної підготовки III виконується очищення мастила в повнопотоковому фільтрі тонкого очищення 5. В залежності від температури мастила воно піддається або охолодженню в охолоджувачі 4, або спрямовується перепускною магістраллю безпосередньо до ГД 1. Збір протічок, води та забруднень, що залишаються в фільтрах 5, відводиться до стічної цистерни 6.

Перед пуском ГД прокачується одним з мастильних насосів 7, який забирає мастило з стічної цистерни 9 та через фільтр 8 і охолоджувач мастила 4 спрямовує його до поверхонь тертя дизеля (вкладишів підшипників колінчатого валу, деталей циліндрової групи та розподільного вала). Дана стандартна схема подачі мастила володіє певним часовим інтервалом, що характеризує рух мастила по системі від вихідного патрубку насоса безпосередньо до контактуємих деталей дизеля. У режимі штатної підготовки дизельної установки до пуску даний параметр не має переважаючого значення, а сам процес прокачування мастилом має за мету не тільки збагачення поверхонь мастильною плівкою, а й прогрів дизеля. Крім того, прокачування дизеля мастилом починається задовго до безпосереднього пуску дизеля, особливо це відноситься до мало-обертових двотактних дизелів.

При режимах екстреного пуску час надходження мастила до вузлів тертя (в першу чергу до підшипників руху) має суттєве значення, а функціональність даного процесу перевищує фактор необхідності прогріву дизеля. У зв'язку з цим стандартна схема була дообладнана лінією 1-2. Слід зазначити, що мастило по магістралі 1-2 надходило до ГД 1 минаючи модуль остаточної підготовки III, та не підлягало додаткової фільтрації та охолодженню. З експлуатаційної точки зору це пояснювалося наступним. У момент пуску дизеля мастило, що знаходиться в системі, ще не володіє високими температурними значеннями, тому необхідність в його охолодженні відсутня. Безпосередньо на вході в дизель мастило проходить через мастильний фільтр, який забезпечує необхідний ступінь очищення, а сам процес фільтрації для режимів екстреного пуску можливо проводити без додаткового проходження мастила через систему фільтрів тонкого очищення в модулі остаточної підготовки. Крім того, при екстреному пуску дизеля було рекомендовано використовувати обидва мастильних насоса 7, при цьому їх паралельна робота підвищувала тиск мастила в системі та, відповідно, в парах тертя вал – вкладиш підшипника, а також поршневе кільце – втулка циліндра.

Безумовно, дані умови роботи системи циркуляційного мащення відрізняються від «штатних». Перш за все, це пов'язано з необхідністю очищення мастила в фільтрах тонкого очищення, розташованих в «відсіченій зоні» системи (в модулі остаточної підготовки III). Однак, з огляду на відносну нетривалість даних умов роботи, а також переважаюче значення надійного пуску дизеля в екстрених умовах, вони можуть бути рекомендовані до експлуатації. Крім того, клапан, за допомогою якого в разі екстреного пуску мастило може бути переспрямовано по додатковій магістралі, може автоматично перекриватися за умовою набору дизелем мінімально стійкої частоти обертання, забезпечуючи таким чином, роботу системи мащення в даному режимі лише певний час.

Неодмінним супутником пускових режимів роботи будь-якого механізму є режим напіввідинного або граничного тертя в його контактуємих елементах. Для суднових СОД найбільш відповідальними з таких вузлів є сполучення втулка – поршневі кільця та вал – вкладиш підшипника. У першому випадку на дзеркалі циліндрової втулки та особливо на поршневих кільцях залишається залишковий шар мастильної плівки, який здатний забезпечити необхідний режим тертя. У другому, після тривалого виведення дизеля з експлуатації гідравлічний підпір шийки вала в підшипнику припиняється, та під впливом сил тяжіння відбувається просідання вала на ліжку підшипника, що призводить до витіснення мастильного матеріалу з сполучення. Таким чином, пуск судового дизеля спочатку відбувається в режимі напіввідинного або граничного тертя. Ще більш ускладнюється забезпечення мастилом пари вал – вкладиш під час екстреного пуску, коли контактуємі елементи не прокачуються мастилом за допомогою мастильного насоса. На жаль, дані режими роботи можливі під час експлуатації судового пропульсивного комплексу та один з таких випадків – спуск судна на воду із сухого доку. Можна стверджувати, що використання в судових умовах пропонованих рішень призведе до більш якісного забезпечення мастилом пар тертя дизеля, підвищенню надійності його роботи, та зниження ризиків виникнення аварійних ситуацій під час експлуатації пропульсивних комплексів засобів водного транспорту [12, 13].

Для підтвердження цього припущення була проведена наступна серія експериментів.

Мащення деталей циліндро-поршневої групи судових чотиритактних ДВЗ відбувається розбризкуванням, а подача мастила до під-

шипників колінчастого вала здійснюється навішеним мастильним насосом, з чого випливає, що навіть під час знаходження дизеля в положенні «stand-bay» до пари колінчатий вал – вкладиш підшипника не здійснюється подача мастильного матеріалу. Пуск дизеля проводився стисненням повітрям з автоматичним переведенням на роботу на паливі за умовою досягнення необхідної частоти обертання. Як контрольовані параметри визначалися: тиск мастила в системі змащення колінчастого вала та частота обертання колінчастого вала. Слід зазначити, що тиск мастила в системі є одним з параметрів, за яким спрацьовує захист дизеля. Відповідно до інструкцій з технічного обслуговування дизеля, якщо протягом 8 секунд тиск в системі не досягає мінімально допустимої величини ($3,0 \text{ кг/см}^2$), пуск дизеля припиняється навіть за умовою досягнення необхідного числа обертів колінчастого вала. У разі експерименту на дизелі з модернізованою системою мащення, тиск мастила на момент початку пуску знаходив в межах $5 \dots 5,5 \text{ кг/см}^2$. Мастильний трубопровід, по якому мастило додатково подавалося до дизелю, був забезпечений електромагнітним відсічним клапаном та під час досягнення дизелем мінімально стійкої частоти обертання (та відповідно введенням в дію навішеного мастильного насоса) здійснювалось його автоматичне закриття цього клапану та переведення роботи системи мащення в «штатний» режим роботи.

Результати проведених експериментів показані на рис. 2, а, б, де надані залежності тиску мастила в системі мащення колінчастого вала та частоти обертання вала в функції від часу.

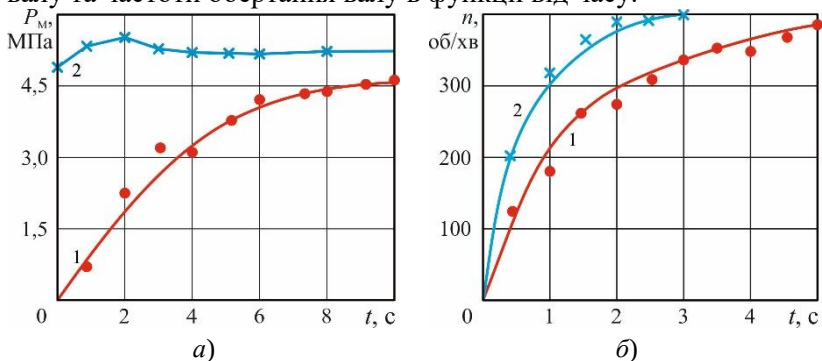


Рис. 2. Зміни показників в пусковий період роботи дизеля PC4-2 фірми SEMT-Pielstic:

а – тиску мастила в системі циркуляційного мащення P_M ;

б – частоти обертання колінчастого вала n ;

- 1 – штатна циркуляційна масляна система;
- 2 – модернізована циркуляційна масляна система

Висновки і перспективи подальших досліджень. Результати виконаних досліджень дозволяють зробити наступні висновки.

Додаткове забезпечення мастилом ще непрацюючого дизеля суттєво підвищує його надійність роботи та знижує ризики виникнення аварійних ситуацій під час експлуатації засобів водного транспорту. Більш швидка стабілізація тиску мастила в парі вал-вкладиш підшипника зрозуміла і пояснення не вимагає (рис. 2, а). Більш рання стабілізацію частоти обертання валу дизеля (рис. 2, в) пояснюється зниженням механічних втрат в дизелі.

Отримані результати можуть бути з достатньою достовірністю перенесені на випадок екстреного пуску суднового СОД, що використовується як ГД.

Наведені експериментальні дані підтверджують можливість управління факторами ризику виникнення аварійних ситуацій під час експлуатації пропульсивних комплексів засобів водного транспорту.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Sagin S., Madey V., Stoliaryk T. Analysis of mechanical energy losses in marine diesels // Technology Audit and Production Reserves. – 2021. – № 5 (2 (61)). – P. 26-32. doi: <http://doi.org/10.15587/2706-5448.2021.239698>.
2. Сагін С.В., Столярик Т.О. Аналіз експлуатаційних характеристик моторних мастил судових дизелів // Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник. Вип. 43. – Одеса: НУ «ОМА». – 2021. – С. 69 - 80. doi: 10.31653/smf343.2021.69-80.
3. Sagin S., Madey V., Sagin A., Stoliaryk T., Fomin O., Kučera P. Ensuring Reliable and Safe Operation of Trunk Diesel Engines of Marine Transport Vessels. Journal of Maritime Science & Engineering. – 2022. – Vol. 10. – 1373. <https://doi.org/10.3390/jmse10101373>
4. Сагін С.В., Кривий М.О. Розрахунок контактного тиску та зони контакту в парах ковзання судових дизелів // Автоматизація судових технічних засобів : наук. -техн. зб. – 2021. – Вип. 27. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 84 - 92. DOI: 10.31653/1819-3293-2021-1-27-84-92.
5. 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. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 108 -119. DOI: 10.31653/1819-3293-2021-1-27-108-119.

6. Сагін С.В. Зниження механічних втрат у суднових середньообертових дизелях за рахунок оптимізації роботи циркуляційних систем мащення // Вісник Одеського національного морського університету : Зб. наук. праць. – 2020. – Вип. 1(61). – С. 87-96. doi.org 10.47049/2226-1893-2020-1-87-96.

7. Сагін С.В., Столярик Т.О. Аналіз експлуатаційних характеристик моторних мастил суднових дизелів // Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник. Вип. 43. – Одеса: НУ «ОМА». – 2021. – С. 69-80. doi: 10.31653/smf343.2021.69-80.

8. Заблоцький Ю.В. Підвищення економічності роботи суднових дизелів // Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб. – 2020. – Вип. 40. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 12-16. DOI : 10.31653/smf340.2020.12-16.

9. Голіков В.А., Голіков В.В., Онищенко О.А. Використання технологій методології науки у дослідженнях морського та внутрішнього водного транспорту // Водний транспорт. Збірник наукових праць. – 2022. – Вип. 1(35). – С. 5-14. doi.org/10.33298/2226-8553.2022.1.35.01.

10. 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. – P. 29-35. <https://doi.org/10.29013/AJT-21-7.8-29-35>.

11. Stoliaryk T. Analysis of the operation of marine diesel engines when using engine oils with different structural characteristics. Technology Audit and Production Reserves. – 2022. № 5(1(67)). – С. 22–32. doi: <http://doi.org/10.15587/2706-5448.2022.265868>.

12. Sagin S., Karianskyi S., Madey V., Sagin A., Stoliaryk T., Tkachenko I. Impact of Biofuel on the Environmental and Economic Performance of Marine Diesel Engines // Journal of Marine Science and Engineering. – 2023. – Vol. 11(1). – P. 120. <https://doi.org/10.3390/jmse11010120>.

13. Столярик Т.О. Прогнозування механічних втрат в суднових дизелях // Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник. – 2022. – Вип. 44. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 142-156. doi: 10.31653/smf44.2022.142-156.

10.31653/smf46.2023. 118-131

Сагін С.В., Сагін А.С.

Національний університет «Одеська морська академія»

КОНТРОЛЬ ТА ДІАГНОСТУВАННЯ НАДІЙНОСТІ ТА ЕКОНОМІЧНОСТІ ДИЗЕЛІВ МОРСЬКИХ ТА РІЧКОВИХ ЗАСОБІВ ТРАНСПОРТУ

Постановка проблеми в загальному вигляді. Енергетичні комплекси суден морського та внутрішнього водного транспорту є складовими багатопараметричними системами, функціонування яких забезпечується зовнішніми зв'язками між окремими об'єктами (наприклад, дизель, системи його постачання паливом, мастилом, водою та повітрям, системи контролю робочого процесу та технічного стану) та внутрішніми зв'язками, що розповсюджуються безпосередньо в самому об'єкті (наприклад, якість очищення палива або мастила та технічний стан паливної апаратури високого тиску або дзеркала циліндрової втулки та вкладишів підшипників) [1, 2].

Основною тенденцією в розвитку суднових дизелів (як основного енергетичного компонента суден морського та внутрішнього водного транспорту) є підвищення їх циліндрової та агрегатної потужності, а також економічних показників, що багато в чому залежить від якості моторних мастил, які забезпечують процеси мащення. Раціональне використання моторних мастил передбачає в першу чергу їх обґрунтований вибір з урахуванням конструктивних особливостей дизеля, режимів його експлуатації та характеристик палива, а також забезпечення режимів мащення, що сприяють зниженню механічних втрат в парах тертя та зменшенню витрати мастила на вигар та заміну. Правильно та обґрунтовано вибраний сорт моторного мастила, кваліфікаційне обслуговування систем мащення, догляд за технічним станом деталей та елементів двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) в значній мірі сприяють підтриманню їх експлуатаційних показників, а також являються одним з методів контролю та діагностування їх надійності, довговічності та економічності [3-5].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. ДВЗ (головні та допоміжні) морських та річкових засобів транспорту є порівняно невеликими споживачами мастильних матеріалів в загальному обсязі світового транспортно-енергетичного комплексу [6, 7]. При цьому слід підкреслити, що моторні мастила (ММ), які використовуються в суднових ДВЗ, найбільшою мірою (в порівнянні з двигунами інших видів транспорту – авіаційного, автомобільного, залізничного) лево-

вані присадками та характеризуються збільшеним запасом якості за своїми первісними властивостям. Середній вміст присадок в суднових мастилах в кілька разів перевищує цей показник щодо ММ, які використовуються в інших напрямках енергетики [8, 9]. Це пов'язано в першу чергу зі специфікою експлуатації суднових енергетичних установок, а саме: високими температурними та механічними напруженнями в зонах контакту; передільним зменшенням зазору між парами тертя; неминучістю попадання в обсяг ММ палива, води, газів та механічних домішок; роботою при різних параметрах довілля. Все це зумовлює виключно високий рівень вимог до функціональних властивостей мастил [10, 11].

У комплекс заходів, які сприяють підвищенню експлуатаційної надійності суднових дизелів з одночасним підвищенням їх економічності, входять підтримання, поновлення та ефективна регенерація експлуатаційних характеристик ММ.

Постановка завдання. Метою дослідження є розробка комплексу науково-технічних рішень, які б скорочували експлуатаційні витрати ММ в суднових середньообертових дизелях та підвищували надійність і ресурсні показники ММ під час використанні важких високо в'язких палив в двигунах внутрішнього згоряння морських та річкових засобів транспорту.

Виклад основного матеріалу дослідження. Системи мащення відносяться до основних систем, що забезпечують надійність роботи дизелів суден морського та внутрішнього водного транспорту. Це система забезпечує мащення багатьох вузлів дизеля (колінчатого та розподільного валів, газотурбонагнетача, циліндрової втулки та поршневих кілець, мотильового, рамового та головного підшипників), а також відведення теплоти від трибосполучення поршневі кільця – втулка циліндра [12, 13].

Процеси мащення відіграють першорядну роль під час експлуатації та забезпечення безвідмовності суднових дизелів. Навіть короткочасне відсутність мастильного матеріалу між поверхнями тертя або відхилення в негативний бік процесу мащення від розрахункового та тому очікуваного або передбачуваного режиму мащення може привести до виникнення аварійних ситуацій та зниженню надійності роботи суднової енергетичної установки. Особа небезпека таких ситуацій виявляється під час знаходження суден в районах інтенсивного судноплавства, вузькостях та акваторіях морських та річкових портів [3, 14, 15].

Якість процесу мащення суднових дизелів оцінюється за різними показниками, насамперед:

за аналізом моторного мастила, що взято з підпоршневого простору (лише для двотактних дизелів) або з картеру дизеля (як правило для чотиритактних);

за показниками робочого циклу (перш за все за величиною тиску наприкінці процесу стиснення та за значенням температури випускних газів);

за механічними втратами, що виникають під час перетворення індикаторної роботи робочого циклу в ефективну потужність.

Однієї з особливостей чотиритактних дизелів є те, що вони характеризуються загальною системою мащення, в якій ММ забезпечує мащення та охолодження циліндрової групи та підшипників руху. Для чотиритактних дизелів одним з розповсюджених зі способів оцінки їх безвідмовності є аналіз ММ, яке взяте з картера дизеля. При цьому до основних показників, за якими здійснюється цей аналіз, є загальне лужне число (Total Base Number – TBN) та вміст в ММ механічних домішок. Зміна цих показників в негативний бік, а саме зниження TBN та підвищення кількості механічних домішок, що потрапляють в ММ, свідчить про погіршення процесу мащення. Наслідком цього стає зменшення гідравлічної щільності в парах тертя вал-вкладиш підшипника та поршневе кільце-втулка циліндра, що, в свою чергу, призводить до витоків повітряної суміші з циліндру та зниження тиску наприкінці процесу стиснення. Ця величина є однієї з тих, що контролюється під час роботи суднових дизелів, її зниження негативно впливає на подальше samozapalювання палива та екологічність експлуатації морського судна [16]. При цьому можливі випадки виникнення пропусків спалаху палива з циліндрах, де тиск та температура повітря наприкінці стиснення не забезпечують надійне samozapalювання палива. Одночасні з цим навантаження на інші циліндри стрибкоподібно збільшується, зростає нерівномірність обертання колінчатого валу та динамічна невідновленість дизеля. Перелічені фактори призводять до виникнення критичних, надкритичних та аварійних режимів роботи дизеля, що стає причиною зниження його надійності.

Дослідження проводилися на суднових допоміжних двигунах Volvo Penta TMDA 163A, які в кількості двох входили до складу допоміжної енергетичної установки спеціалізованого морського судна

класу Heavy Lift дедвейтом 10850 тонн. Принципова схема системи циркуляційного мащення надана на рис. 1.

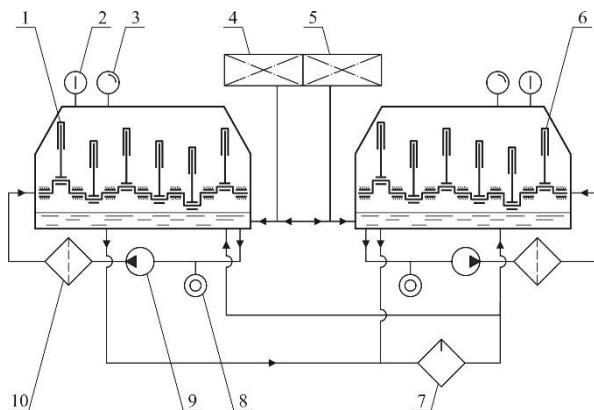


Рис. 1. Принципова схема системи циркуляційного мащення суднових дизелів Volvo Penta TMDA 163A:

- 1 – дизель № 1; 2 – термометр; 3 – манометр; 4, 5 – витратні цистерни циркуляційного мастила; 6 – дизель № 2; 7 – мастильний сепаратор; 8 – витратомір; 9 – циркуляційний насос; 10 – мастильний фільтр

Мащення підшипникових вузлів колінчатого валу та циліндрової групи дизелів №1 1 та №2 6 забезпечувалось моторним мастилом Castrol Vection 15W40 або Shell Rimula R4X 15W40, які знаходились в витратних цистернах циркуляційного мастила 4 та 5. Обидва мастила рекомендовані до використання в системі циркуляційного мащення дизелів Volvo Penta TMDA 163A. Кожен з дизелів був обладнаний автономною системою мащення, що дозволяло використовувати в них різні моторні мастила (для одного – Castrol Vection 15W40, для другого – Shell Rimula R4X 15W40). З цистерн 4 та 5 мастило самотливом потрапляло до картеру дизелів. Через перемикання клапанів (які на схемі не показані для її спрощення) робота будь-якого з дизелів могла здійснюватися з використання будь-якого мастила. З картеру дизеля мастило циркуляційним насосом 9 спрямовувалось до колінчатого валу та далі потрапляло до його підшипників. Продуктивність насоса визначалась через кількість мастила, що пройшло через витратомір 8. Мащення циліндрової групи забезпечувалось шляхом випаровування та розбризкування моторного мастила з картеру дизеля. Очищення моторного мастила

виконувалось через його фільтрацію в мастильному фільтрі 10, а також через його сепарацію в мастильному сепаратору 7. Робота сепаратора 7 забезпечувалась окремо для кожного з дизелів, це попереджувало змішування мастила, яке знаходилося в системах мащення дизелів. Контроль показників роботи дизеля виконувався з використанням термометру 2 та манометру 3. Потужність дизелів визначалась ватметром, встановленим в центральному посту управління.

Основні характеристики моторних мастил Castrol Vection 15W40 та Shell Rimula R4X 15W40, які використовувалися в системі циркуляційного мащення суднового дизеля Volvo Penta TMDA 163A, наведені у табл. 1.

Таблиця 1. Основні характеристики моторних мастил

Параметр	Castrol Vection 15W40	Shell Rimula R4X 15W40
Клас SAE	15	15
Густина при 15 °С, кг/м ³	924	926
Кінематична в'язкість при 40°С, сСт	98	97
Кінематична в'язкість при 100°С, сСт	15,3	15,1
Температура спалаху, °С	218	215
Total Base Number, мгКОН/г	12,3	12,4

Дизелі до початку експерименту мали сумірний період експлуатації, однаковий технічний стан основних контактних вузлів (колінчатого валу, вкладишів підшипників, паливної апаратури) та експлуатувалися на однакових навантаженнях (з неузгодженістю не більше $\pm 2,5\%$). Це дозволяло зробити висновок про їхню ідентичність один одному як перед початком експерименту, так і під час його проведення.

Показниками, за якими здійснювався контроль технічного стану та оцінка безвідмовності дизелів, були обрані:

загальне лужне число (TBN) моторного мастила, яке (відповідно до даних таблиці 1) для на початок проведення експерименту було однаковим для обох мастил;

тиск в циліндрі наприкінці процесу стиснення;

температура випускних газів;

питома витрата палива.

Вимірювання TBN моторних мастил виконувалось за допомогою суднової лабораторії DIGI Used Oil TBN Analysis Kit. Результати вимірювань наведені в табл. 2. Далі, під час надання результатів дослідження, моторні мастила довільно визначені як ММ № 1 та ММ № 2.

Таблиця 2. Зміна загального лужного числа моторних мастил під час проведення експерименту

Час, t , год	ММ № 1		ММ № 2	
	TBN, мгКОН/г	V_{TBN} , (мгКОН/г)/год	TBN, мгКОН/г	V_{TBN} , (мгКОН/г)/год
1	12,3	–	12,4	–
200	12,2	0,10	12,1	0,17
400	11,8	0,12	11,6	0,20
600	11,3	0,20	10,9	0,22
800	10,8	0,205	10,6	0,26
1000	10,5	0,20	10,2	0,26

Як показник, що характеризує динаміку зміни TBN моторного мастила за певний проміжок часу, доцільно визначати швидкість зменшення його загального лужного числа, яка розраховується за виразом

$$V_{\text{TBN}} = \frac{\text{TBN}_{n-1} - \text{TBN}_n}{t_n - t_{n-1}} \cdot 100;$$

де TBN_n , TBN_{n-1} , t_n , t_{n-1} – поточне та попереднє значення відповідних показників, співмножник 100 введено з метою кращої візуалізації значень швидкості зменшення TBN в зв'язку з їх невеликим абсолютним значеннями.

За результатами, що надані в табл. 2, побудовані діаграми, які відображають зміну TBN та V_{TBN} за часом (рис. 2).

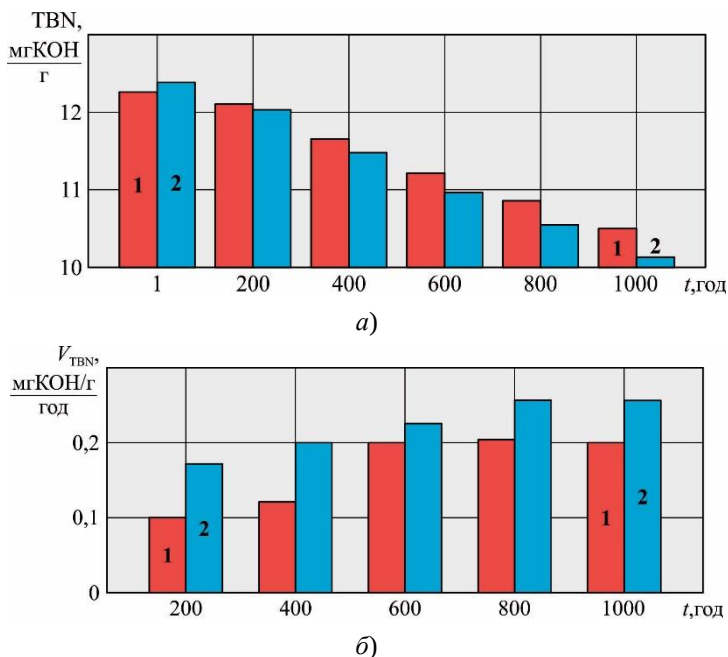


Рис. 2. Зміна характеристик моторного мастила під час експлуатації суднового дизеля Volvo Penta TMDA 163A:
1 – ММ № 1; 2 – ММ № 2; а – TBN; б – V_{TBN}

Ще одним з показників, за допомогою якого можливо виконувати оцінку безвідмовності роботи суднових дизелів, є тиск наприкінці стиснення. Його зниження в окремих циліндрах дизеля свідчить про погіршення компресійних властивостей поршневих кілець, попадання металевих домішок на поверхню втулки циліндра та збільшення їх зносу. Зниження тиску стиснення по всіх циліндрах свідчить про погіршення процесу мащення та зниження рівня безвідмовності роботи дизеля. Під час експерименту значення тиску стиснення визначалося за допомогою суднової системи діагностики Doctor для кожного з циліндрів дизеля (за умови відключення подачі палива в даний циліндр). За отриманими значеннями розраховувалося середнє значення тиску стиснення по всіх циліндрах дизеля. Контроль тиску стиснення виконувався після 1-ї години роботи дизелів і далі через кожні 100 годин роботи. На тимчасових проміжках, у яких виконувалася контроль тиску стискування (1, 100, 200, 300, 400, 500, 600, 700, 800, 900, 1000 годин), дизелі працювали на різних, але однакових між

собою навантаженнях (в діапазоні 120...280 кВт). Система діагностики Doctor дозволяє контролювати параметри робочого процесу дизеля з похибкою $\pm 1,0\%$. Отримані значення під час використання різних моторних мастил наведені в табл. 3.

Таблиця 3. Зміна тиску стиснення суднового дизеля Volvo Penta TMDA 163A під час використання різних моторних мастил

Час, години	Тиск стиснення, МПа	
	ММ № 1	ММ № 2
1	9,18	9,18
200	9,15	9,11
400	9,07	9,02
600	8,93	8,83
800	8,92	8,71
1000	8,91	8,69

Примітка: відповідно до інструкції з експлуатації номінальне значення тиску наприкінці процесу стиснення складає $p_{\text{сном}} = 9,2$ МПа.

Для кращої візуалізації результати, що надані в табл. 3, узагальнені як номограма, що показана на рис. 3.

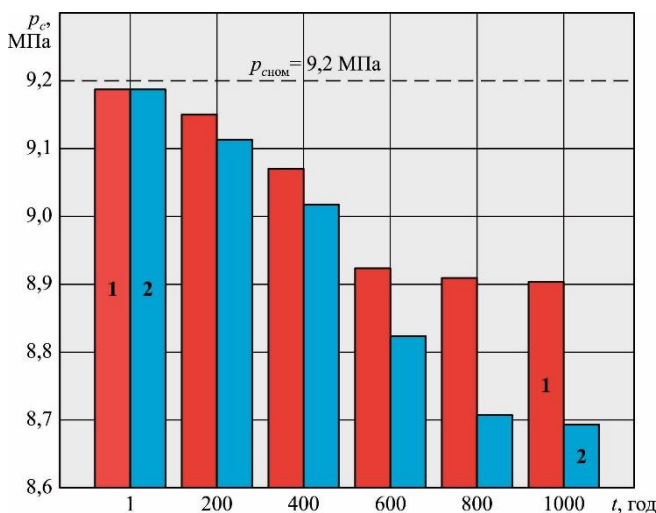


Рис. 3. Зміна тиску стиснення p_c суднового дизеля Volvo Penta TMDA 163A під час використання різних моторних мастил

Одним із параметрів роботи дизеля, що характеризує якість робочого процесу, є температура газів після циліндра t_g . Збільшення її значення за окремими циліндрами дизеля свідчить про погіршення процесу згоряння палива в циліндрі дизеля (у разі пізнього впорскування) або про підвищену кількість мастила, яка потрапляє на стінки циліндра та згоряє разом з паливом. Контроль температури газів після циліндра дизеля Volvo Penta TMDA 163A проводився за допомогою системи діагностики Doctor, що виконує вимірювання температури та виведення показань на комп'ютер центрального поста управління. Аналогічно вимірювання тиску наприкінці стиснення, вимірювання температури випускних газів проводилися в інтервалі 1...1000 годин роботи дизелів, при цьому дизелі експлуатувалися на різних, але рівних між собою навантаженнях. Протягом усього періоду проведення експерименту підтримувалися однаковими параметри в системах охолодження та змащування дизелів (температура мастила на вході в дизель, температура води на виході з дизеля, тиск мастила та води на вході в дизель). Значення температури газів після циліндра визначалися кожного циліндра дизеля, після чого ці значення усереднювалися. У табл. 4 наведено середні значення t_g для всіх циліндрів. Додатково відзначимо, що під час експерименту відхилення значення температури випускних газів за окремими циліндрами від середнього значення за всіх циліндрів не перевищувало $\pm 10^\circ\text{C}$.

Таблиця 4. Зміна температури випускних газів суднового дизеля Volvo Penta TMDA 163A під час використання різних моторних мастил

Час, години	Температура випускних газів, $^\circ\text{C}$	
	ММ № 1	ММ № 2
1	323	323
200	322	326
400	321	327
600	298	307
800	327	334
1000	321	332

Примітка: відповідно до інструкції з експлуатації максимальне значення температури випускних газів $t_{g\text{ max}}=335^\circ\text{C}$.

Для кращої візуалізації результати, що надані в табл. 4, узагальнені як номограма, що показана на рис. 4.

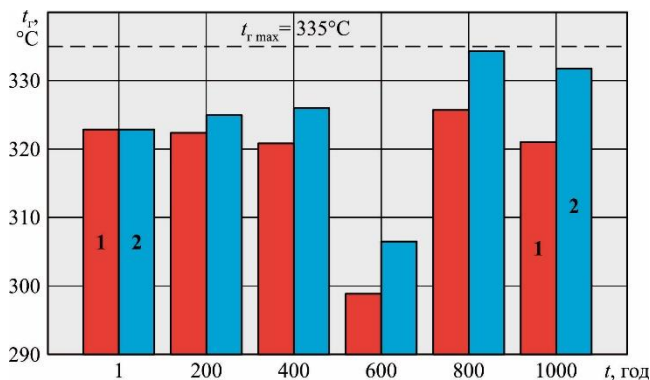


Рис. 4. Зміна температури випускних газів t_g суднового дизеля Volvo Penta TMDA 163A під час використання різних моторних мастил

Економічність роботи дизелів оцінювалась за величиною питомої витрати палива b_e , кг/(кВт·год), її значення розраховувались за величиною витрати палива, часу, на протязі якого проводились експериментальні дослідження, та потужності дизеля за час проведення експерименту (в інтервалах 1...200 годин, 200...400 годин та далі до 800...1000 годин). Отримані значення наведені в табл. 5 та узагальнені як діаграми на рис. 5.

Таблиця 5. Зміна питомої витрати палива суднового дизеля Volvo Penta TMDA 163A під час використання різних моторних мастил

Час, години	Питома витрата палива, кг/(кВт·год)	
	ММ № 1	ММ № 2
1	213	214
200	216	219
400	211	217
600	204	211
800	213	222
1000	214	224

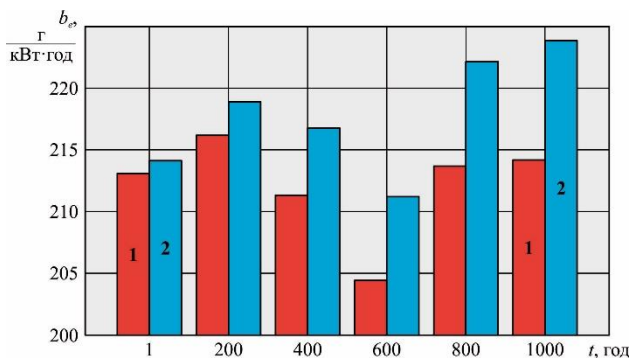


Рис. 5. Зміна питомої витрати палива b_e суднового дизеля Volvo Penta TMDA 163A під час використання різних моторних мастил

Висновки. Як результат виконаних досліджень зробимо наступні висновки.

1. Безвідмовність роботи дизелів морських суден може бути оцінена технічним станом моторного мастила, що використовується в циркуляційній системі мащення.

2. Основними експлуатаційними показниками моторного мастила, які визначають та забезпечують безвідмовність роботи суднових дизелів є загальне лужне число та швидкість його зменшення, а також вміст в моторному мастилі механічних домішок, що характеризують знос деталей дизеля та забруднення мастила.

3. Моторні мастила, що характеризуються меншою швидкістю зменшення загального лужного числа забезпечують більш якісне мащення суднових дизелів, що відображається в підвищенні гідравлічної щільності та змащувальної здатності мастила. Підтвердженням цього (під час порівняння моторного мастила швидкість падіння загального лужного числа якого менш з іншим мастилом) стає більш повільне зниження тиску наприкінці процесу стиснення (що характеризує менший знос в парах тертя дизеля) та зменшення температури випускних газів (що характеризує більшу гідравлічну щільність в сполученні поршневе кільце – втулка циліндру).

4. Під час інтенсивного зменшення загального лужного числа моторного мастила погіршується його технічний стан, що виявляється в збільшенні механічних домішок (які є результатом його окислення або зносу деталей дизеля), що потрапляють до його об'єму. З часом

це зменшує змащувальну здатність моторного мастила та знижує надійність роботи дизелів.

5. Особливу актуальність наведені результати мають для чотири-тактних дизелів, мащення яких забезпечується загальною циркуляційною системою, в якій підшипники колінчатого валу та елементи циліндрової групи змащуються одним і тим же мастилом.

6. Наведені результати свідчать про можливість діагностування безвідмовності роботи суднових дизелів через технічний стан моторного мастила, яке використовується в його системі циркуляційного мащення.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. 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. DOI. 10.34660/INF.2020.4.52991.

2. Заблоцький Ю.В. Підвищення економічності роботи суднових дизелів // Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб. – 2020. – Вип. 40. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 12-16. DOI : 10.31653/smf340.2020.12-16.

3. 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. doi.org/10.33298/2226-8553.2022.2.36.21.

4. Богом'я В.І., Бажак О.В. Методика планування випробувань зразків обладнання засобів водного транспорту на безвідмовність // Водний транспорт. Збірник наукових праць. – 2022. – Вип. 1(35). – С. 25-32. doi.org/10.33298/2226-8553.2022.1.35.03.

5. Голіков В.А., Голіков В.В., Онищенко О.А. Використання технологій методології науки у дослідженнях морського та внутрішнього водного транспорту // Водний транспорт. Збірник наукових праць. – 2022. – Вип. 1(35). – С. 5-14. doi.org/10.33298/2226-8553.2022.1.35.01.

6. Сагін С.В. Зниження механічних втрат у суднових середньооборотних дизелях за рахунок оптимізації роботи циркуляційних систем мащення // Вісник Одеського національного морського університету : Зб. наук. праць. – 2020. – Вип. 1(61). – С. 87-96. doi.org 10.47049/2226-1893-2020-1-87-96.

7. Сагін С.В., Столярик Т.О. Аналіз експлуатаційних характеристик моторних мастил суднових дизелів // Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник. Вип. 43. – Одеса: НУ «ОМА». – 2021. – С. 69 - 80. doi: 10.31653/smf343.2021.69-80.

8. Столярик Т.О. Вдосконалення процесів мащення дизелів суден морського та внутрішнього водного транспорту // Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник. – 2022. – Вип. 45. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 57-69. doi: 10.31653/smf45.2022.57-69.

9. Sagin S., Madey V., Sagin A., Stoliaryk T., Fomin O., Kučera P. Ensuring Reliable and Safe Operation of Trunk Diesel Engines of Marine Transport Vessels // Journal of Marine Science and Engineering. – 2022. – Vol. 10(10). – 1373. <https://doi.org/10.3390/jmse1010137>.

10. Сагін С.В., Столярик Т.О. Динаміка суднових дизелів під час використання моторних мастил з різними структурними характеристиками // Автоматизація суднових технічних засобів : наук. -техн. зб. – 2021. – Вип. 27. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 108 - 119. DOI: 10.31653/1819-3293-2021-1-27-108-119.

11. Stoliaryk T. Analysis of the operation of marine diesel engines when using engine oils with different structural characteristics. Technology Audit and Production Reserves. – 2022. № 5(1(67)). – С. 22–32. doi: <http://doi.org/10.15587/2706-5448.2022.265868>

12. Столярик Т.О. Прогнозування механічних втрат в суднових дизелях // Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник. – 2022. – Вип. 44. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 142-156. doi: 10.31653/smf44.2022.142-156.

13. Столярик Т.О. Забезпечення режимів мащення чотиритактних суднових дизелів // Автоматизація суднових технічних засобів: наук.-техн. зб. – 2023. – Вип. 28. – Одеса: НУ «ОМА». – С. 90 – 105. DOI: 10.31653/1819-3293-2023-1-28-90-105.

14. Sagin S., Madey V., Stoliaryk T. Analysis of mechanical energy losses in marine diesels // Technology Audit and Production Reserves. – 2021. – № 5 (2 (61)). – P. 26-32. doi: <http://doi.org/10.15587/2706-5448.2021.239698>.

15. Sagin S., Karianskyi S., Madey V., Sagin A., Stoliaryk T., Tkachenko I. Impact of Biofuel on the Environmental and Economic Performance of Marine Diesel Engines // Journal of Marine Science and Engineering. – 2023. – Vol. 11(1). – P. 120. <https://doi.org/10.3390/jmse11010120>.

16. 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. <https://doi.org/10.29013/AJT-21-7.8-29-35>.

10.31653/smf46.2023. 132-141

Столярик Т.О.

Національний університет «Одеська морська академія»

ПРОГНОЗУВАННЯ ЯКІСНИХ ХАРАКТЕРИСТИК РОБОТИ СИСТЕМ ЦИЛІНДРОВОГО МАЩЕННЯ СУДНОВИХ ДИЗЕЛІВ

Постановка проблеми в загальному вигляді. Енергетичні комплекси суден морського та внутрішнього водного транспорту є багатокomпонентними структурними об'єктами, при цьому:

їх функціонування починається з прийому на борт судна робочих рідин (палива, мастила, води);

їх основним експлуатаційним завданням є перетворення потенційної енергії робочих рідин на корисну роботу, що забезпечує або рух судна, або вироблення теплової та електричної енергії;

завершальним етапом їх виробничого циклу є видалення відпрацьованих газів та охолоджуючих рідин у довкілля [1].

При цьому необхідно забезпечувати не тільки вимоги щодо одержання ефективної потужності та підтримки екологічних параметрів, але також мінімальний рівень неминучих втрат під час перетворенні вхідної енергії на корисну роботу [2, 3].

Аналіз основних досліджень і публікацій. Потенційна енергія палива, що згоряє в циліндрі двигуна внутрішнього згорання (ДВЗ), за допомогою кривошипно-шатунного механізму (КШМ) перетворюється на кінетичну енергію обертання колінчатого валу дизеля. Під час поступального руху поршня в циліндрі дизеля виникають неминучі втрати в трибологічній системі втулка циліндра – мастильний матеріал – поршневі кільця [4, 5]. Передача поступального руху поршня в обертальний рух колінчатого валу та пов'язаного з ним споживача енергії (гвинта, коли дизель виконує функції головного двигуна, або електричного генератора, якщо дизель виконує функції допоміжного двигуна) неможлива без використання підшипників ковзання (мотилевих та рамових), а також підшипників валопроводу (упорних та опорних). Саме в КШМ та вказаних підшипниках виникають основні втрати енергії, які відносять до категорії неминучих витрат під час отримання корисної роботи [6, 7]. Втрати енергії під час передачі корисної (індикаторної) потужності до споживача лежать можуть становити 6...10 % – у разі експлуатації суднових ДВЗ на номінальному режимі, і до 100 % – під час експлуатації на холостому ходу. Мінімізації цих втрат та забезпечення мінімальних зна-

чень протягом тривалого часу є актуальним завданням, на вирішення якого спрямовані наукові дослідження, які проводять як дизелебудівні корпорації, так і окремі науково-виробничі фірми та інститути [8].

Суднові ДВЗ є найпоширенішими типами теплових машин, що перетворюють потенційну енергію рідкого палива на механічну роботу та передають її на рушій. Майже 100 % суден морського та внутрішнього водного транспорту використовують суднові дизелі як головні двигуни. Зростаючі потреби у перевезення вантажів морськими шляхами сприяють будівництву суден підвищеного тоннажу, на яких як головні двигуни встановлюють малообертові двотактні двигуни, що передають свою корисну потужність на гвинт фіксованого кроку [9].

Найхарактернішим вузлом ДВЗ, у якому відбувається поступальний рух, є циліндрова група, саме – пара тертя поршневе кільце – циліндрова втулка. При правильному центруванні деталей КШМ (поршня в крейцькопфному підшипнику або поршня та шатуна) між поршнем і втулкою циліндра забезпечується мінімальний зазор, який повністю компенсується за рахунок ущільнювальної дії поршневих кілець. При цьому забезпечується відсутність повітряних і газових протікань в об'ємі циліндра, тому кінетична енергія газів, що утворилися в циліндрі під час згоряння палива, повністю використовується для поступального переміщення поршня. У разі підвищеного зносу поршневих кілець або їх поломки відбувається зростання мінімально неминучих втрат енергії та зниження ефективних показників роботи дизеля (потужності та коефіцієнта корисної дії) [10].

Постановка завдання. Завданням дослідження було визначення критерію, за яким можливо діагностування втрат механічної енергії, що виникає в кривошипно-шатунному механізмі дизеля, мащення якого забезпечується системою лубрикаторного мастила.

Виклад основного матеріалу дослідження. Забезпечення процесу енергоперетворення з мінімально допустимими незворотними втратами під час поступального руху у вузлах тертя судових ДВЗ можливе за рахунок керування реологічними характеристиками (в'язкістю та реологічною стійкістю) та якісними показниками (ступенем упорядкованості молекул, товщиною мастильного шару, крайовими кутами змочування) мастила, що поділяє контактуючі поверхні [1, 4, 11].

Експерименти, що підтвердили цей вислів, виконувались на судновому дизелі 8K80ME-MAN-Diesel & Turbo. Подача мастила на дзеркало циліндрової втулки дизеля та подальше мащення втулки циліндра та поршневих кілець забезпечується лубрикаторною (циліндровою) системою мащення, в якій використовуються мастила з лужним числом (Total Base Number – TBN) 30...80 мг КОН/г (де КОН – вміст лугу в мастилі). Принципова схема системи циркуляційного мащення дизеля наведена на рис. 1.

В даний час експлуатація морських суден (а, отже, та їх енергетичних установок) відбувається як у звичайних, так і в особливих районах, до останніх належать зони контролю емісії викидів оксидів сірки (SO_x Emission Control Areas) та азоту (NO_x Emission Control Areas) [12]. Це накладає певні обмеження як на паливо, що використовується в цих районах, так і на циліндрове мастило, лужний показник якого повинен відповідати вмісту сірки в паливі. Відповідно до вимог Додатка VI MARPOL 73/78 під час експлуатації судових дизелів повинно використовуватися паливо, вміст сірки в якому не перевищує 0,5 % за масою. У спеціальних екологічних районах (SO_x Emission Control Areas) вміст сірки у паливі має не перевищувати 0,1 % за масою. При цьому комплектація судових систем лубрикаторного (циліндрового) мащення проводиться таким чином, щоб забезпечити можливість використання мастила з різним лужним показником (наприклад, з TBN30, який відповідає вмісту сірки в паливі до 0,1 %) та з TBN50, який відповідає вмісту сірки у паливі до 0,5 %). Саме за таким принципом скомплектовано систему лубрикаторного (циліндрового) мащення дизеля 8K80ME-MAN-Diesel & Turbo (рис. 1).

Система працює в такий спосіб. З цистерн запасу циліндрового мастила 3 або 4 мастило (в яких знаходиться мастило з різними експлуатаційними характеристиками) через фільтри 2 або 5 спрямовується до витратних цистерн лубрикаторного мастила 1 або 6. Мастило до циліндрової втулки дизеля 8 подається лубрикатором 7. В схемі передбачена можливість експлуатація дизеля 8 з використанням різних сортів лубрикаторного мастила, а також можливість експлуатації різних груп циліндрів (циліндрів 1-4 та 5-8) на різних сортах мастила. До однієї з груп циліндрів подавалось мастило Castrol CL 30 с TBN 30, до іншої – мастило Castrol CL 50 с TBN 50.

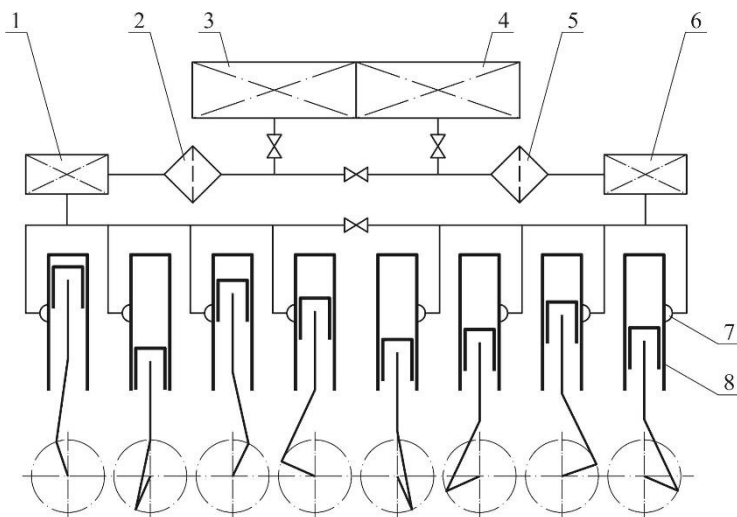


Рис 1. Схема лубрикаторної (циліндрової) системи мащення суднового дизеля 8K80ME-MAN-Diesel & Turbo:

1, 6 – витратна цистерна лубрикаторного мастила; 2, 5 – мастильний фільтр;
3, 4 – цистерна запасу мастила; 6 – лубрикатор; 8 – дизель

Наявність двох цистерн лубрикаторного мастила (позиції 3 і 4) давало можливість використання різних груп циліндрів мастильного матеріалу з різними характеристиками. При цьому якісною характеристикою лубрикаторного мастила приймалося значення крайового кута змочування, який утворює мастило на металевій поверхні. Його визначення виконувалося оптичними методами у береговій науково-дослідній лабораторії [13-15]. Таким чином, різні групи циліндрів (в циліндри 1-4 та 5-8) подавалося мастило з різними значеннями крайових кутів змочування. При цьому було встановлено, що одне з мастил (далі позначено як мастило № 1) характеризується меншими крайовими кутами змочування ніж інше (далі позначено як мастило № 2).

Експерименти виконувались під час океанського переходу судна тривалістю 12...15 днів. Постійність навантаження на дизель визначалася незмінною частотою обертання колінчастого валу та постійною цикловою подачею палива. Протягом усього експерименту судновий дизель 8K80ME MAN-Diesel & Turbo працював на одному сорті палива RМК350 (з вмістом сірки 0,32 %). Відбір проб мастила та їх подальший аналіз виконувався в судновій технічній лабораторії

фірми Unitor через кожні 20 годин роботи дизеля відповідно до рекомендованих фірмою-виробником технології та послідовності [16]. При цьому для кожного циліндра дизеля встановлювалося своє значення подачі циліндрового мастила. Відхилення її величини за різними циліндрами не перевищувало 5 % від середнього значення. З підпоршневого простору кожного циліндра виконувався відбір проб відпрацьованого мастила з подальшим визначенням у судновій технічній лабораторії вмісту в мастилі металевих домішок, Fe, ppm, та залишкового лужного числа, BN, мгКОН/г.

За вмістом металевих домішок Fe, ppm, у мастилі, що відпрацьовувало, можна оцінити рівень мінімально неминучих втрат енергії під час поступального руху в парі тертя поршневе кільце – циліндрова втулка. Чим вище значення Fe у відпрацьованому мастилі, тим більше знос цієї пари тертя, а отже більше як контактні взаємодії, так і мінімально неминучі втрати енергії.

Значення залишкового лужного числа BN, мгКОН/г, характеризує (зокрема) гідравлічну щільність трибологічної системи поршневе кільце – мастильний шар – циліндрова втулка. Чим вище цей показник, тим менша частина газів, що утворюються в циліндрі під час згоряння палива, проходить по дзеркалу втулки циліндрової через можливі нещільності між поршковими кільцями та циліндровою втулкою. Таким чином, у циліндрі разом з паливом згоряє менша частина мастила, що знаходиться лише над верхнім / верхніми поршковими кільцями.

Результати виконаних досліджень наведено в таблиці 1 та на рис. 2.

Таблиця 1. Результати експерименту

Показник	Час експлуатації, години					
	40	80	120	160	200	240
Вміст металевих домішок у відпрацьованому мастилі, Fe, ppm*	$\frac{63}{42}$	$\frac{53}{40}$	$\frac{57}{33}$	$\frac{48}{36}$	$\frac{52}{28}$	$\frac{55}{27}$
Залишкове лужне число, BN, мгКОН/г мастила*	$\frac{31}{43}$	$\frac{33}{47}$	$\frac{31}{44}$	$\frac{32}{48}$	$\frac{34}{46}$	$\frac{36}{47}$

* – у чисельнику під час роботи з використанням мастила № 1; у знаменнику – мастила № 2.

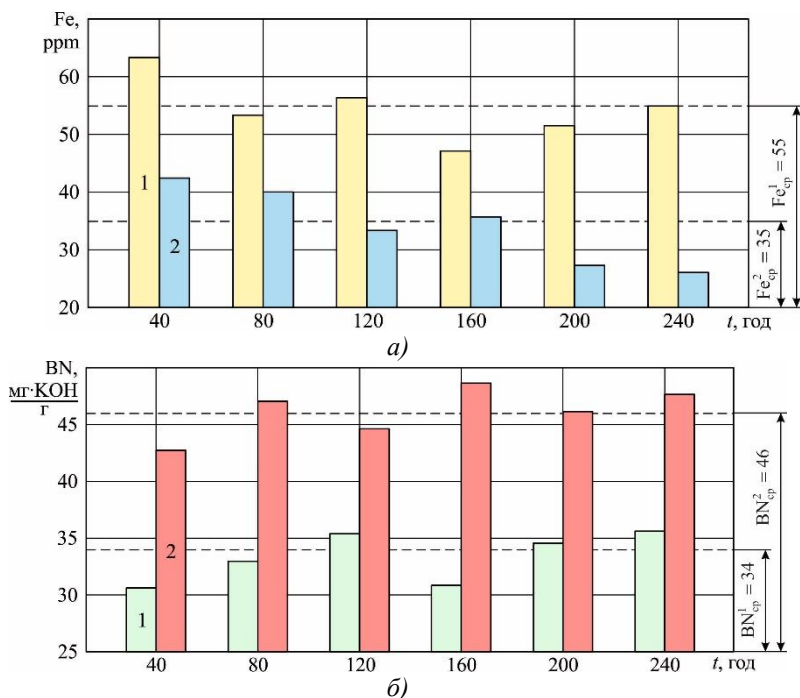


Рис. 2. Зміна вмісту металевих домішок (а) та залишкового лужного числа (б) у відпрацьованому мастилі під час експлуатації суднового дизеля 8K80ME MAN-Diesel & Turbo з використанням різних циліндрових мастил : 1 – циліндрове мастило № 1; 2 – циліндрове мастило № 2

З метою підтвердження стабільності отриманих результатів дослідження були продовжені в діапазоні часу 200...1000 годин. Їх результати наведені в таблиці 2 та відображені на рис. 3

Таблиця 2. Результати експерименту

Показник	Час експлуатації, години				
	200	400	600	800	1000
Вміст металевих домішок у відпрацьованому мастилі, Fe, ppm*	52	53	48	52	49
	28	29	26	29	28
Залишкове лужне число, BN, мг·КОН/г мастила*	46	47	44	43	44
	34	33	32	31	33

* – у чисельнику під час роботи з використанням мастила № 1; у знаменнику – мастила № 2.

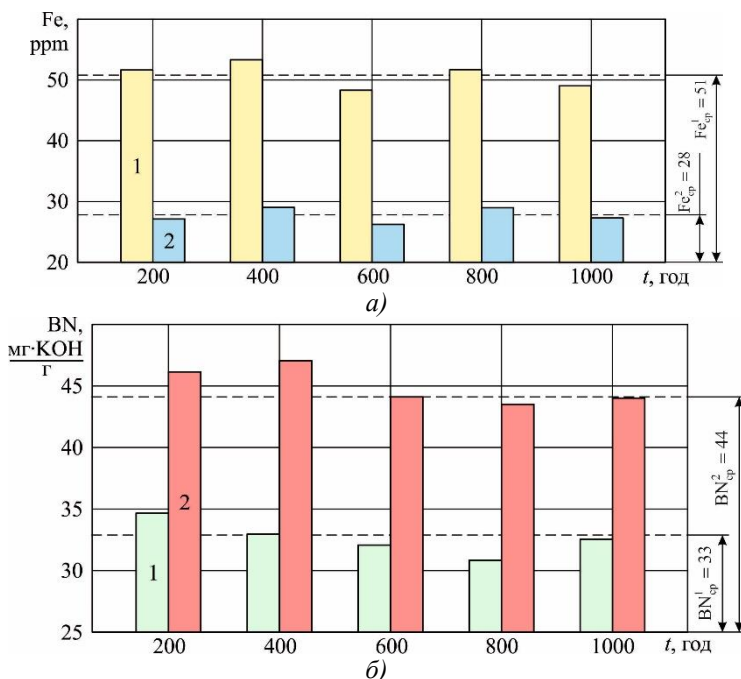


Рис. 3. Зміна вмісту металевих домішок (а) та залишкового лужного числа (б) у відпрацьованому мастилі під час експлуатації суднового дизеля 8K80ME MAN-Diesel & Turbo з використанням різних циліндрових мастил :

1 – циліндрове мастило № 1; 2 – циліндрове мастило № 2

Висновки та перспективи подальших досліджень. Результати проведених досліджень дозволяють зробити такі висновки.

1. Мінімально неминучі втрати енергії, що виникають при зворотно-поступальному русі у вузлах тертя суднових двигунів внутрішнього згоряння (зокрема при переміщенні поршня в циліндрі), можуть бути оцінені за характеристиками відпрацьованого мастила, взятого з його підпоршневого простору (для дизелів, що працюють циклу). При цьому як критерій доцільно використовувати вміст металевих домішок у відпрацьованому мастилі та його залишкове лужне число. Збільшення вмісту механічних домішок свідчить про підвищення рівня контактних взаємодій у парі тертя поршневі кільця – втулка циліндра та зростання мінімально неминучих втрат енергії. Значення залишкового лужного числа мастила, що використовується для змащування циліндропоршневої групи дизеля, може характеризувати гідравлічну щільність трибологічної системи поршневе кільце

– мастильний шар – циліндрова втулка. При цьому великим значенням залишкового лужного числа мастила відповідає більша гідравлічна щільність і менші значення мінімально неминучих втрат енергії.

2. Мастила, що використовуються в системах циліндричного змащування двотактних дизелів, утворюють на контактних поверхнях мастильний шар, який характеризується якісними показниками – крайовим кутом змочування.

3. Експериментально підтверджено, що використання лубрикаторного мастила, яке характеризується великим кутом змочування, сприяє зниженню вмісту металевих домішок у відпрацьованому циліндровому дизелі мастил і підвищенню його залишкового лужного числа.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Sagin S., Madey V., Sagin A. Stoliaryk T., Fomin O., Kučera P. Ensuring Reliable and Safe Operation of Trunk Diesel Engines of Marine Transport Vessels // Journal Marine Science and Engineering. – 2022. – Vol. 10. – Iss. 10. – P. 1373. <https://doi.org/10.3390/jmse10101373>.

2. Сагін С.В., Столярик Т.О. Аналіз експлуатаційних характеристик моторних мастил суднових дизелів // Суднові енергетичні установки: наук. -техн. зб. – 2021. – Вип. 43. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 69-80. doi: 10.31653/smf343.2021.69-80.

3. Сагін С.В., Столярик Т.О. Аналіз експлуатаційних характеристик моторних мастил суднових дизелів // Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник. Вип. 43. – Одеса: НУ «ОМА». – 2021. – С. 69-80. doi: 10.31653/smf343.2021.69-80.

4. Богач В.М., Довіденко Ю.М., Дуранов О.П. Особливості роботи лубрикаторних систем суднових довгоходових двигунів // Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник. – 2022. – Вип. 44. – Одеса: НУ «ОМА». – С. 53 - 63. 10.31653/smf44.2022. 53-63.

5. Столярик Т.О. Прогнозування механічних втрат в суднових дизелях // Суднові енергетичні установки : наук. -техн. зб. – 2022. – Вип. 44. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 142-156. doi: 10.31653/smf44.2022.142-156.

6. Sagin S., Madey V., Stoliaryk T. Analysis of mechanical energy losses in marine diesels // Technology Audit and Production Reserves. – 2021. – № 5 (2(61)). – P. 26-32. doi: <http://doi.org/10.15587/2706-5448.2021.239698>.

7. Stoliaryk T. Analysis of the operation of marine diesel engines when using engine oils with different structural characteristics // *Technology Audit and Production Reserves*. – 2022. – Vol. 5(1(67)). – P. 22-32. doi: <http://doi.org/10.15587/2706-5448.2022.265868>.

8. 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. DOI: 10.31653/1819-3293-2021-1-27-108-119.

9. Столярик Т.О. Прогнозування механічних втрат в суднових дизелях // *Суднові енергетичні установки : наук. -техн. зб.* – 2022. – Вип. 44. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 142-156. doi: 10.31653/smf44.2022.142-156.

10. Сагін С.В., Столярик Т.О. Аналіз експлуатаційних характеристик моторних мастил суднових дизелів // *Суднові енергетичні установки: наук. -техн. зб.* – 2021. – Вип. 43. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 69-80. doi: 10.31653/smf43.2021.69-80.

11. Столярик Т.О. Вдосконалення процесів мащення дизелів суден морського та внутрішнього водного транспорту // *Суднові енергетичні установки : наук.-техн. зб.* – 2022. – Вип. 45. – Одеса : НУ «ОМА». – С. 57-69. DOI : 10.31653/smf45.2022. 57-69.

12. 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. DOI : 10.31653/smf340.2020.5-9.

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

14. Сагин С.В., Заблочкий 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.

15. Сагин С.В., Мацкевич Д.В. Оптические характеристики граничных смазочных слоев масел, применяемых в циркуляционных системах судовых дизелей // *Судовые энергетические установки : сборник научных статей.* – Одесса : ОНМА, 2010. – Вып. 26. – С. 116-125.

16. Сагин С.В. Определение диапазона стратификации вязкости смазочного материала в трибологических системах судовых дизелей // Вісник Одеськ. нац. мор. ун-ту. Зб. наук. праць. – 2019. – Вип. 1(58). – С. 89 -100.

10.31653/smf46.2023. 142-146

Lebediev B¹, Ismailova N², Mohylanets T².,

¹National University Odessa Maritime Academy

²Military Academy (Odessa)

GEOMETRIC MODELING OF PARTS OF SHIP EQUIPMENT WITH MATCH SURFACES

Formulation of the problem.

When modeling [connected](#) kinematic pairs in mechanical engineering, when designing complex connected surfaces, including ship hardware, it became necessary to develop fundamentally new methods for forming connected conical surfaces that exclude interference during design.

Analysis of achievements and publications.

Background factors for the development of a method of geometric design of a conical surface based on a parametric kinematic screw are the theorem of Dr. A. Podkorytov [1].

Surfaces Σ_A and Σ_B will be connected if each of them is formed by the corresponding relative motion of Φ_A/Σ_A and Φ/Σ_B of congruent mediators $\Phi_A \equiv \Phi_B$. The surface Σ_A and the mediator surface Φ_A are mutually enveloped with the linear contact $l_1(l_2)$.

Formulation of the objectives of the article.

The aim of the work is to develop an algorithm for the geometric design of a conical surface based on a parametric kinematic screw for practical use in the design of a cutting tool.

Main part.

Let's consider the geometric modeling of a conical surface Σ of a curvilinear generating surface $r(\tau)$, with the m axis and a variable step $h(\alpha, t)$ by a helical transformation about the m axis of each point of the given conical surface $T(s, r)$ [1].

The conical surface T is defined by the vertex S and the curvilinear generatrix $r(\tau)$. When the conical surface T rotates around the m axis, the lines $l_1^1, l_2^2, \dots, l_n^n$ form a family of guiding (basic) cones.

The helical conical surface Σ is defined as the locus of points located at the initial moment $t = 0$ on a given generatrix $r(\tau)$ and simultaneously participating in two movements: in rotation - about the axis m and translational - along a straight line passing through the generatrix $r(\tau)$ and the vertex S of the cone so that at the time $\tau = 1$ all points of the generatrix will be at the vertex of the cone S .

Each line $l^1, l^2, \dots, l^n$ turns into a conical helical line $l^{1*}, l^{2*}, \dots, l^{n*}$ with a variable pitch by a curvilinear transformation (Fig. 1). A family of conical helical lines $l^{1*}, l^{2*}, \dots, l^{n*}$ with a common axis m form a conical surface Σ [2].

To form a geometric model of a conical surface, we set the initial conical surface $T(S, \tau)$ with vertex S and curvilinear generating $r(t)c \leq t \leq b$ (Fig. 1).

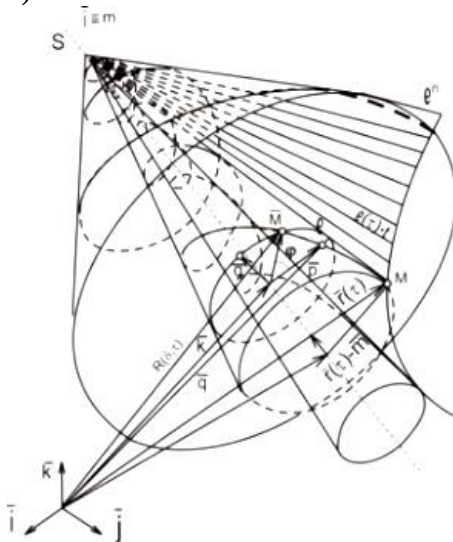


Fig. 1 Family of conical helixes.

The radius vector is: $\bar{l}(\tau)$ equals: $\bar{l}(\tau) = \bar{v} - \bar{r}(\tau)$

Let us define the radius vector $\bar{g}(\tau, t)$;

$$\bar{q}(\tau,t) = \bar{r}(\tau) + \bar{l} \cdot t = \bar{g}(\tau,t) = \bar{r}(\tau) + \bar{l} \cdot t = \bar{r}(\tau)(1-t) + \bar{v} \cdot t$$

$$0 \leq t \leq 1$$

The radius vector $\vec{r}_0$ is equal to:

$$\bar{\mathbf{r}} = \bar{r}_0 = \bar{v} - (\bar{v} \cdot \bar{\rho}) \cdot \bar{\rho}$$

where $(\bar{v} \cdot \bar{\rho}) \cdot \bar{\rho}$ is the projection of the vector $\bar{v}$ onto the m axis.

Determining the radius of a vector $\bar{\rho}$ (Fig. 2)

$$\begin{aligned}
\bar{\rho} &= \bar{p}(\tau, t) - (\bar{g}(\tau, t))\bar{\rho} - \bar{r}_0 \\
&= \bar{r}(\tau)(1-t) + \bar{v}t - \left[(\bar{r}(\tau)\bar{\rho}(1-t)) + \bar{v} \cdot \bar{\rho} \cdot t \right] \bar{\rho} - \bar{v} + (\bar{v}\bar{\rho})\bar{\rho} \\
&= \bar{r}(\tau)(1-t) - \bar{v}(1-t) - \left[\bar{r}(\tau)\bar{\rho}(1-t) \right] \bar{\rho} \\
&= (\bar{r}(\tau) - \bar{v})(1-t) - \left[(\bar{r}(\tau)\bar{\rho})(1-t) \right] \bar{\rho} \\
&= \left[(\bar{r}(\tau) - \bar{v}) - (\bar{r}(\tau)\bar{\rho})\bar{\rho} \right] (1-t)
\end{aligned}$$

where $(\bar{\rho}(\tau, t)\bar{\rho})\bar{\rho}$ is the projection of the vector $\bar{\rho}(\tau, t)$ on the m axis.

The vector is determined from the vector $\bar{\rho}$ by turning it in the positive direction by the angle $\phi(\tau, t)$ in the plane perpendicular to the m axis.

To do this, you need to vector $\bar{\rho}$ multiply the unit vector of the m axis by the vector i.e.

$$\bar{q} = \bar{\rho} \cdot \bar{p} = \left[(\bar{\rho}(\tau) - \bar{v}) \right] \cdot (1-t) = \left[(\bar{\rho}(\tau) - \bar{v}) \right] \cdot (1-t)$$

Using radius vectors, a vector is defined:

$$\begin{aligned}
\bar{R} &= \bar{p} \cdot \cos \phi + \bar{p} \cdot \sin \phi + (\bar{r}_0 + (\bar{q}(\tau, t)\bar{\rho})\bar{\rho}) = \bar{v} - (\bar{v} - \bar{\rho})\bar{\rho} + \\
&+ (\bar{q}(\tau, t)\bar{\rho})\bar{\rho} + \left[(\bar{r}(\tau) - \bar{v}) - (\bar{r}(\tau)\bar{\rho})\bar{\rho} \right] (1-t) \cdot \cos \phi + (\bar{r}(\tau) - \bar{v}) \cdot \bar{\rho}(1-t) \cdot \sin \phi = \\
&= \bar{v} + ((\bar{r}(\tau) - \bar{v})\bar{\rho})\bar{\rho}(1-t) + \left[(\bar{r}(\tau) - \bar{v}) - (\bar{r}(\tau)\bar{\rho})\bar{\rho} \right] (1-t) \cdot \cos \phi + (\bar{r}(\tau) - \bar{v}) \cdot \bar{\rho}(1-t) \cdot \sin \phi
\end{aligned}$$

(1.1)

Thus, the equation of a conical quasi-helical surface is obtained.

$$R = \bar{v} + (1-t) \left\{ ((\bar{r}(\tau) - \bar{v})\bar{\rho})\bar{\rho} + \left[(\bar{r}(\tau) - \bar{v}) - (\bar{r}(\tau)\bar{\rho})\bar{\rho} \right] \cdot \cos \phi + \left[(\bar{r}(\tau) - \bar{v})\bar{\rho} \right] \cdot \sin \phi \right\} \quad (1)$$

At $\alpha = \infty, t = \frac{\phi}{\alpha}$, we obtain from equation (1) a cylindrical surface:

The helical line of the helicoid is given by the system of equations (2)

$$\begin{cases} X = \sqrt{b^2 + \frac{\omega_A^2 \cdot \sin^2 \beta}{\cos^2 \alpha}} \cdot \cos \phi - e \\ Y = \sqrt{b^2 + \frac{\omega_A^2 \cdot \sin^2 \beta}{\cos^2 \alpha}} \cdot \sin \phi \cdot \cos \theta + \left[\rho \cdot \phi + \frac{\omega_A \cdot \cos \beta}{\cos \alpha} \right] \cdot \sin \theta \\ Z = \sqrt{b^2 + \frac{\omega_A^2 \cdot \sin^2 \beta}{\cos^2 \alpha}} \cdot \sin \phi \cdot \cos \theta + \left[\rho \cdot \phi + \frac{\omega_A \cdot \cos \beta}{\cos \alpha} \right] \cdot \cos \theta \end{cases}$$

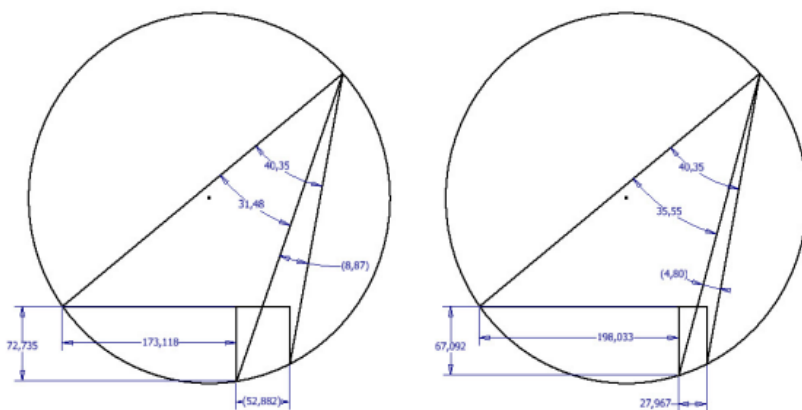


Fig.2 Diagram family of parametric kinematic propeller

From formula (2) we determine the value: $\xi = \operatorname{arctg} \frac{\omega_A \cdot \sin \beta}{b \cdot \cos \alpha}$

The results obtained are presented in Fig.3.

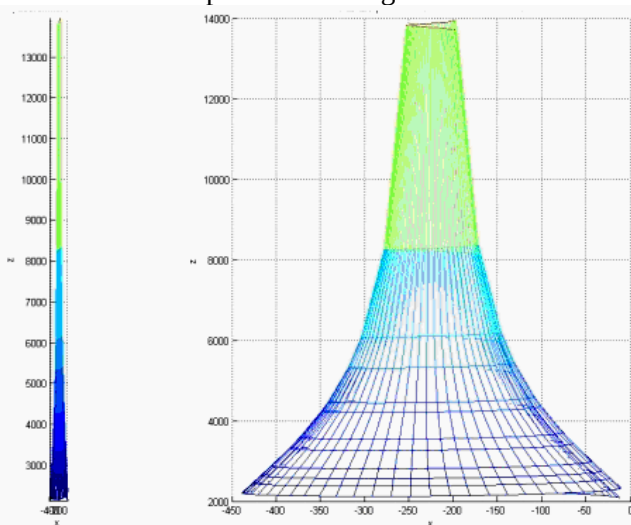


Fig. 3 Tapered surface

Conclusions.

On the basis of a parametric kinematic screw, families of conical helical lines are defined. It allows to determine the cross section of points of the conical axis creating with a horizontal plane, which makes it possible

to determine interference, due to which it is possible to correct the curvilinear conical surface of the future product.

REFERENCES:

1.Подкоритов А.М. Ітераційний метод і алгоритм виключення інтерференції складних сполучених поверхонь за задалегідь заданими умовами / А. М. Подкоритов//Прикладна геометрія та інженерна графіка. Міжвідомчий науково-технічний збірник. - Вип. 64.- КНУ-БА. - Київ, 2000. С. 109-113.

2.Подкорытов А.Н. Автоматизация, электронное моделирование и исследование интерференции сопряженных криволинейных поверхностей на базе ЭВМ. – Омск: Зап. - сиб. кн. изд-во, 1976, 168 с.

3. Подкоритов А. М.Теоретичні основи Сполучених квазівінтових поверхонь, що виключають інтерференцію [Текст]: монографія / Подкоритов А. М., Ісмаїлова Н. П. Херсон: ФОП Гринь Д. С., 2016. – 330

4.N.Ismailova, V. Bogach, B. Lebedev «Разработка технологии для geometrical modeling of connected surfaces determining the geometrical parameters of engagement surface contact in kinematic pairs” eastern-european journal of enterprise technologies центр. – 2020, № 1/4(106). – С. 17-22.

10.31653/smf46.2023. 147-157

Zhuravlov Yu.I., Melnik A.A., Kostyuchenko Ye.F..
National University "Odessa Marine Academy"

ESTIMATION OF STIFFNESS AND DISPLACEMENTS BY THE ANALYTICAL EXPRESS METHOD DURING THE OPERATION OF "SLIDING SHAFT-BEARING" CONNECTIONS.

Formulation of the problem.

Of all, when calculating structures in which a cantilever beam is used as an elastic element, it is not correct to solve this equation for the finite section by successive approximation of the transcendental equation. The exact solution of the differential equation leads to the transcendental equation in elliptic integrals of the 1st kind. From this equation, it is possible to determine the angle of rotation of the final section θ_k by the method of successive approximations, that is, in fact, by selection. For practical purposes, for example, when designing elastic elements of variable stiffness, it is necessary to have an explicit formula for the dependence of vertical displacement on the applied force. We differentiate the dependence of the reduced vertical displacement of the beam's end on the reduced load. Then we will take the inverse value from it. As a result, we get a graph of the reduced stiffness, which fits almost perfectly into the square parabola $y = 3 + x^2$. The internal energy of deformation of the previously unloaded and undeformed cantilever beam was determined. In order to verify this mathematical model, a comparison of the results of the nonlinear calculation with the results of the finite element calculations based on the traditional model and the one proposed in the work was performed. It was established that formulas (1) - (4) can be used when the displacement of the rod element does not exceed 80% of its length, which is a very significant geometric nonlinearity. The size of the stiffness matrix in the finite element method (FEM) is determined by the degree of discretization of the system. In practical tasks, the number of elements in the stiffness matrix is calculated by hundreds of thousands or millions. It is always a highly sparse matrix with a large number of zero elements.

Purpose of the study. The method of expert assessment of stiffness and displacement of the system is presented. For these purposes, an analytical express method is proposed. The necessary dependencies are presented in a sufficient amount, which indicate the problem of geometrically nonlinear bending, its connection with the basic differential equation of the elastic line of the beam. As an example, a cantilever beam with a

cross-section of constant length, loaded at the end with a bending force, is considered. The equation of the elastic line's shape is shown for it.

Presentation of research material

Estimation of stiffness and displacements by the analytical express method during the operation of "Sliding shaft-bearing" connections

In design practice, the shipbuilder often has to face the need for an approximate expert assessment of system stiffness and movements. For these purposes, an analytical express method is proposed. Formulas that show all dependencies in an explicit form are obtained:

$$K_{\phi} = 3 + \Phi^2; \quad (1)$$

$$v = \frac{1}{\sqrt{3}} \operatorname{arctg} \frac{\Phi}{\sqrt{3}}; \quad (2)$$

$$K = \frac{3EJ}{L^3} + \frac{F^2 L}{EJ} = K_0 + \frac{F^2 L}{EJ}; \quad (3)$$

$$v = \frac{L}{\sqrt{3}} \operatorname{arctg} \frac{FL^2}{\sqrt{3}EJ}. \quad (4)$$

where $\Phi = FL^2 / (EJ)$ – reduced force, or force coefficient of the form;

$V = v_k / L$ - reduced displacement, or geometric form factor;

$K_{\phi} = KL^3 / (EJ)$ - reduced stiffness, or form stiffness factor.

The problem of geometrically nonlinear bending is also called the problem of large deflections or large displacements of beam cross sections in the literature.

Geometrically nonlinear bending is subject to the basic differential equation of an elastic line:

$$EJ \frac{d\theta}{ds} = M, \quad (5)$$

where EJ is the bending stiffness of the beam; M - external bending moment load in this section; s is a coordinate measured along the elastic beam lines; c - angle of rotation of the section. At the same time, curvature

$$\frac{d\theta}{ds}$$

cannot be replaced by the second derivative of the deflection $\frac{d^2 v}{dx^2}$, as in the linear case.

The basic relationship connecting the curvature with the bending moment was first obtained by Jacob Bernoulli. Then this task was dealt with by L. Euler and J. L. Lagrange, who considered a cantilever beam with a load on the free end [1 - 3].

Consider a cantilever beam with a cross-section of constant length, loaded at the end with a bending force (Fig. 1).

The equation of the shape of the elastic line for a cantilever beam loaded at the end with a bending force, with linear elasticity of the material and high tensile stiffness, has the form

$$\frac{d\theta}{ds} = \frac{F(x_k - x)}{EJ}$$

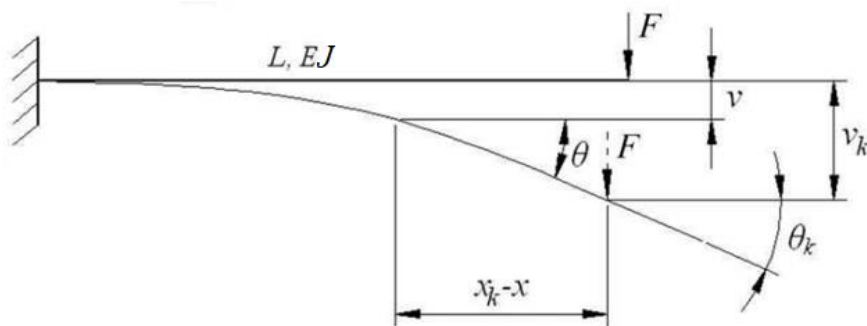


Fig. 1. Bending of the cantilever beam

For a cantilever beam with a cross-section of constant length, loaded at the end by a bending force, equation (5) is written as follows:

$$\frac{d\theta}{ds} = \frac{F(x_k - x)}{EJ}, \quad (6)$$

where x is the horizontal coordinate of the current section; x_k - horizontal coordinate of the final section; F - applied load.

For a finite cross section, this equation is solved by successive approximation of the transcendental equation

$$\text{where} \quad \int_{\varphi}^{\pi/2} \frac{dt}{\sqrt{1 - k^2 \sin^2 t}} = \sqrt{\frac{FL^2}{EJ}}, \quad (7)$$

$$\text{In} \quad k = \sqrt{\frac{1 + \sin \theta_k}{2}}; \varphi = \arcsin \frac{1}{k\sqrt{2}}.$$

most cases, this formula is linearized [40 - 42], considering

$$\frac{d\theta}{ds} = \frac{d^2v}{ds^2}; x_k = L. \quad (8)$$

where L is the length of the beam, v is the vertical displacement of the section.

However, there are a number of tasks (primarily when calculating structures in which a cantilever beam is used as an elastic element) where this assumption is unacceptable.

The exact solution of the differential equation (6) leads to the transcendental equation in elliptic integrals of the 1st kind (7). From this equation, it is possible to determine the angle of rotation of the final section θ_k by the method of successive approximations, i.e., in fact, by selection. The vertical and horizontal movement of the end of the beam are determined by formulas:

$$\begin{aligned} \frac{v_k}{L} &= 1 - \sqrt{\frac{4EJ}{FL^2}} \cdot \int_{\varphi}^{\pi/2} \sqrt{1 - k^2 \sin^2 t} dt; \\ \frac{u_k}{L} &= 1 - \sqrt{\frac{2EJ \sin \theta_k}{FL^2}} \end{aligned} \quad (9)$$

For practical purposes, for example, when designing elastic elements of variable stiffness, it is necessary to have an explicit formula for the dependence of vertical displacement on the applied force.

Let's write Hooke's law in differential form:

$$K \cdot dv_k = dF,$$

where dv_k - load increment and displacement of the end of the rod, respectively, K is the coefficient of proportionality between these values (stiffness), depending, generally speaking, on the shape of the rod.

If the dependence of the rod's stiffness on the shape is expressed in terms of displacement, formula (10) will be written

$$K(v_k) dv = dF$$

or

$$K(v_k) = \frac{dF}{dv_k}, \quad (11)$$

and if in the form of a function of an external force, then

$$K(F) = 1 / \frac{dv_k}{dF}. \quad (12)$$

Let's rewrite Hooke's law in dimensionless quantities. Then

$$K_{\phi} dV = d\Phi, \quad (13)$$

$$\Phi = \frac{FL^2}{EJ} \quad \text{- reduced force, or force coefficient of the form}$$

$$V = \frac{v_k}{L} \quad \text{- reduced displacement, or geometric form factor;}$$

$$K_{\phi} = \frac{KL^2}{EJ} \quad \text{- reduced stiffness, or form stiffness factor.}$$

For the linear case, given the relation

$$vL_k = \frac{FL^3}{3EJ}, \quad (14)$$

a stiffer form factor can be written as:

$$K_{\phi} = \frac{\Phi}{v} = \frac{FL^3}{EJ} / \frac{FL^3}{3EJ \cdot L} = 3. \quad (15)$$

We numerically differentiate the dependence of the reduced vertical displacement of the end of the beam on the reduced load. Then, in accordance with expression (12), we will take the reciprocal of it. The resulting reduced stiffness graph is shown in Fig. 1. It is easy to see that it fits almost perfectly into the square a parabola $y = 3 + x^2$.

Suppose that the value

$$K_{\phi} = 3 + \Phi^2 \quad (16)$$

is a solution to equation (13).

Then, integrating it, we get the total displacement:

$$\int_{V_1}^{V_2} dV = \int_{\Phi_1}^{\Phi_2} \frac{d\Phi}{K_{\phi}},$$

$$V_2 - V_1 = \int_{\Phi_1}^{\Phi_2} \frac{d\Phi}{3 + \Phi^2} = \frac{1}{\sqrt{3}} \left(\arctg \frac{\Phi_2}{\sqrt{3}} - \arctg \frac{\Phi_1}{\sqrt{3}} \right). \quad (17)$$

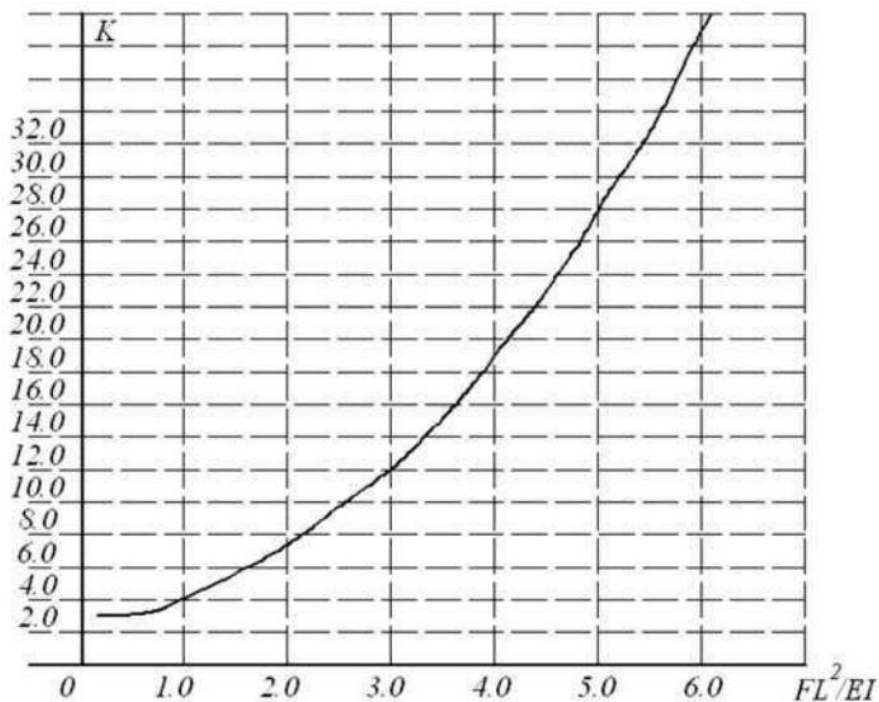


Fig. 1. The stiffness of the cantilever beam is given

For a pre-loaded and undeformed rod

$$V = \frac{1}{\sqrt{3}} \arctg \frac{\Phi}{\sqrt{3}}. \quad (18)$$

The results of calculations according to formula (18) and their comparison with the values obtained according to formula (9) are given in the table. 1.

The calculation error by formula (18) in relation to the exact solution (9) does not exceed 0.4%.

Table 1. Comparative analysis of calculation methods

Φ	V	
	according to the formula (9)	according to the formula (18)
0.5	0.162	0.1623
1	0.302	0.3023
2	0.494	0.4948
3	0.603	0.6046
4	0.670	0.6710
5	0.714	0.7144
6	0.744	0.7446
7	0.767	0.7669
8	0.785	0.7838
9	0.799	0.7971
10	0.811	0.8079

Using the formulas obtained above, we determine the internal energy of deformation of a previously unloaded and undeformed cantilever beam. In a conservative system

$$U = A = \int_0^V F dv_k = \frac{EJ}{L} \int_0^V \Phi dV. \quad (19)$$

Substituting (16) into (13), we write

$$dV = \frac{d\Phi}{K_\phi} = \frac{d\Phi}{3 + \Phi^2},$$

$$U = \frac{EJ}{L} \int_0^\Phi \frac{\Phi d\Phi}{3 + \Phi^2} = \frac{1}{2} \frac{EJ}{L} \left[\ln(3 + \Phi^2) - \ln 3 \right] = \frac{1}{2} \frac{EJ}{L} \ln \left(1 + \frac{\Phi^2}{3} \right). \quad (20)$$

$\Phi = \sqrt{3} \operatorname{tg} \sqrt{3V}$

Expressing from (18) and substituting it into (20), we obtain an expression for the strain energy due to displacement:

$$U = \frac{1}{2} \frac{EJ}{L} \ln(1 + tg^2 \sqrt{3V}). \quad (21)$$

The strain energy calculated by this formula, for example, at $V = 0.8$, turns out to be 76% more than the linear formula gives.

Returning from the given values to the original values, we will rewrite formulas (6) - (8) and (20) - (21) for them:

$$\begin{aligned} K &= \frac{3EJ}{L^3} + \frac{F^2 L}{EJ} = K_0 + \frac{F^2 L}{EJ}; \\ v_k &= \frac{L}{\sqrt{3}} \arctg \frac{FL^2}{\sqrt{3}EJ}; \\ U &= \frac{1}{2} \frac{EJ}{L} \ln \left(1 + \frac{F^2 L^4}{3E^2 J^2} \right) = \frac{1}{2} \frac{EJ}{L} \ln \left(1 + tg^2 \sqrt{3} \frac{v_k}{L} \right). \end{aligned} \quad (22)$$

Thus, formulas (16) - (22) give all dependencies in an explicit form.

However, these formulas have their own scope. This is indicated by the fact that the geometric coefficient of the form V as the load approaches infinity $\Phi \rightarrow \infty$ converges to the value

$$v_{\max} = \frac{1}{\sqrt{3}} \arctg \infty = \frac{\pi}{2\sqrt{3}} \approx 0,907.$$

and not to 1 as one would expect. Therefore, if the form's force coefficient exceeds 10, which corresponds to the transverse movement of the end of the beam more than 80% of the length of the beam ($V = 0.8$), it is not recommended to use the obtained formulas.

In fig. 2 the graphs of reduced stiffness KF (solid line), internal strain energy U (dotted line) and reduced load Φ (dashed line) depending on the geometric coefficient of the form V [1 - graphs of values according to formulas (14) - (18); 2 - graphs of values calculated according to the usual formulas of resistance of materials] are shown.

Formulas (16) - (22) are derived for the calculation scheme, the initial state of which is a rectilinear cantilever beam, the geometric and force coefficients of its shape are equal to zero. Now let's assume that a system whose shape corresponds to the force coefficient Φ_0 (and the geometric

V_0) is taken as the initial one, but at the same time there is no real load (Fig. 3).

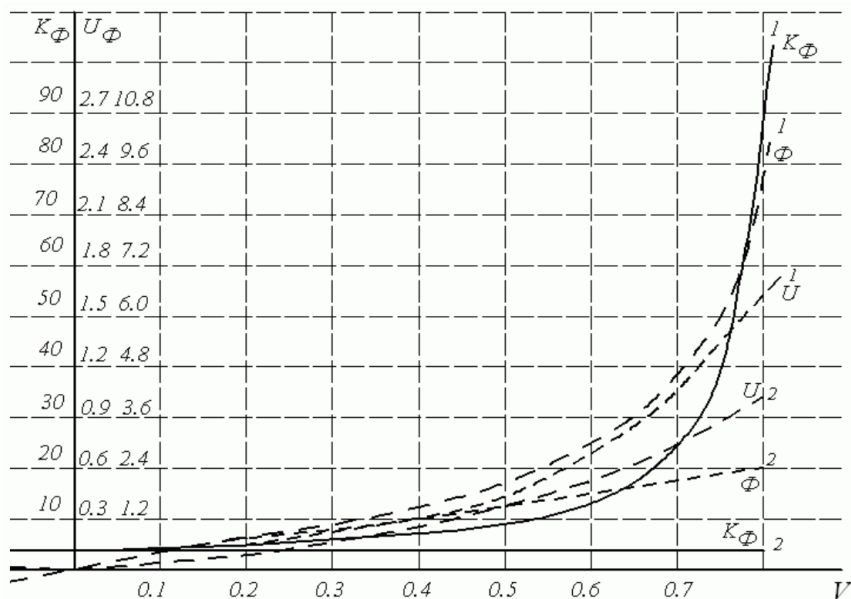


Fig. 2. Comparison of linear and non-linear calculations

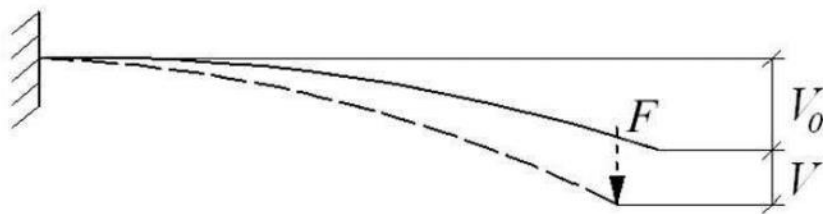


Fig. 3. Pre-bent cantilever beam

It is obvious that formulas (16) - (22) will also be fulfilled in this case, but they should take into account the initial conditions:

$$\Phi = \sqrt{3}tg\sqrt{3}V_0;$$

$$\Phi = \frac{FL^2}{EJ} + \Phi_0. \quad (23)$$

The formulas for the transition of system 3 from the F1 position to the F2 position will have the following form

$$\Delta V = \frac{1}{\sqrt{3}} \left(\arctg \frac{\Phi_2}{\sqrt{3}} - \arctg \frac{\Phi_1}{\sqrt{3}} \right),$$
$$\Delta U = \frac{1}{2} \frac{EJ}{L} \ln \frac{3 + \Phi_2^2}{3 + \Phi_1^2} = \frac{1}{2} \frac{EJ}{L} \ln \frac{K_{\Phi_2}}{K_{\Phi_1}}. \quad (24)$$

In order to verify this mathematical model, a comparison of the results of nonlinear calculation according to formulas (1) - (4) with the results of finite element calculations based on the traditional model and the one proposed in the work was performed. It was established that formulas (1) - (4) can be used when the displacement of the rod element does not exceed 80% of its length, which is a very significant geometric nonlinearity.

Conclusions

1. The size of the stiffness matrix in the finite element method (FEM) is determined by the degree of discretization of the system. In practical tasks, the number of elements in the stiffness matrix is calculated by hundreds of thousands or millions. It is always a highly sparse matrix with a large number of zero elements.

2. One significant problem arises when solving nonlinear problems using the finite element method. If the stiffness matrix depends on the movements of the object, then the solution obtained with the help of MCE will be very different from the true one, and in some cases, it may even go beyond the scope of the problem definition. Therefore, it is necessary to apply an iterative approach, gradually increasing the external load from zero to a given value and recalculating the stiffness matrix at each step.

3. The proposed mathematical model of the dependence of stiffness, energy intensity and displacement of the elastic-dissipative ship beam system on the load and the analytical express method can be used at the design stage for an approximate expert assessment of stiffness and displacements, if the displacement of the rod element does not exceed 80% of its length.

REFERENCE

1. Ponomarev S.D. Calculation of elastic elements of machines and devices. / S.D. Ponomarev, L.E. Andreeva // Kyiv: Naukova Dumka, 2016 - 236 p.
2. Kornishin M.S. Flexible plates and panels. / M.S. Kornishin, F.S. Isanbaev. // Lviv, Publishing House near Lvov. state un-te, 1989, 260 p.

3. Some tasks and methods for calculating rod systems, rods, plates and shells. / Under the editorship of Klein G.K. - Mashinostroenie, 2007, 473 p.
4. Fredriksson B. Finite element solution of surface nonlinearities in structural mechanics with special emphasis to contact and fracture mechanics problems. - Comp, and Struct., vol. 6, 1996, p. 281-290.
5. Simo J. C. On the dynamics of flexible beams under large overall motions - the plane case. / J. C. Simo, L. Vu-Quoc - Journal of Applied Mechanics, 53, 2018 - p. 849-863.

РЕФЕРАТИ

Богач В.М., Обертюр К.Л., Довіденко Ю.М. Аналіз умов подачі мастила в циліндри суднових ДВЗ

Дослідження присвячені вирішенню актуальної прикладної задачі підвищення ефективності експлуатації суднових дизелів за рахунків удосконалювання систем і процесів мащення циліндрів. У роботі виконано аналіз стану питання по досліджуваній проблемі, в результаті якого визначені основні недоліки процесу 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 геометрію каналу, яка дозволяє підвищити ефективності використання мастила і поліпшити стан дизеля, що є ефективним напрямком підвищення економічності роботи суднових дизелів.

Ключові слова: судновий дизель, система мащення, лубрикатор, мастилопідводящий канал, процес мастилоподачі, циліндрова втулка, поршень, поршневе кільце, знос, нагар.

Богач В.М., Обертюр К.Л., Довіденко Ю.М. Аналіз умов подачі мастила в циліндри суднових ДВЗ

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 RTA 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.

Keywords: ship diesel engine, greasing system, greasing channel, greasing process, cylinder plug, piston, a piston ring, deposits.

Богомолів Е.П., Опарін А.В., Смажило Б.В. Розвиток практичного застосування термодинамічного синтезу що самопоширюється, при відновленні зношених механізмів

Проаналізовано дослідження в яких висвітлено технологічні можливості генерації металу різноманітними методами. Оглянуто пуб-

лікації фахових монографій та дисертацій в яких проведено дослідження в галузі зварювання, наплавлення, ливарне виробництво де акцентовано увагу в застосуванні термодинамічного синтезу що само поширюється, або інакше кажучи використання процесу екзотермічного високотемпературного синтезу (ЕВС) в процесах формування сплавів. Задіяні процеси, можуть зробити істотний внесок у рішення проблем пов'язаних з енерго- та ресурсозбереженням. І перш за все, необхідні відомості про дослідження в сфері розвитку екзотермічного наплавлення до теперішнього часу, щоб намітити перспективи для подальших досліджень та розробок. Екзотермічне наплавлення має переваги перед іншими способами, насамперед відсутністю джерела електричної енергії та застосуванням як компонентів термітної шихти, дешевих порошків первинного алюмінію та відходу металургійного виробництва – залізної окалини, а також високою швидкістю екзотермічної реакції – до двох тонн металу може наплавитися лише за 20 секунд. Однак тривалі підготовчі роботи та труднощі контролю самого процесу наплавлення суттєво обмежують сферу застосування екзотермічного наплавлення. Але в умовах коли відсутнє електроживлення і технологічна оснастка, а відновити утворений дефект край необхідно для подальшої працездатності того чи іншого механізму, надзвичайно перспективним є процес утворення термітного металу методом екзотермічної реакції. Для того щоб отримати бажаний продукт високої якості, необхідно глибоко знати процес ЕВС і вміти керувати ним. Для цього потрібно знати теорію процесів ЕВС, розуміти механізм їх протікання, вплив різних параметрів. Необхідно вміти підбирати оптимальні технологічні режими, користуватись прийомами регулювання швидкості, температури та повноти горіння, а також склад та структури продуктів горіння. Необхідно знати та правильно вибирати устаткування реалізації процесу ЕВС. Ми повинні знати види та особливості матеріалів, одержуваних методом ЕВС, вміти правильно визначати їх властивості, сертифікувати кінцеві ЕВС – продукти. Нарешті, ми повинні правильно оцінити технічну та економічну ефективність конкретної технології, щоб прийняти правильне рішення для створення виробництва на основі цієї технології, яке було б рентабельним в умовах ринкової економіки.

Ключові слова: Екзотермічна реакція; теплота; оксиди; термітна шихта; якість наплавлення.

E. Bogomolov, A. Oparin, B. Smazhylo. Development of practical application of self-propagating thermodynamic synthesis in the restoration of worn mechanisms

The study analyzes the technological possibilities of generating metal using various methods. Publications of specialized monographs and dissertations in the field of welding, surfacing, foundry production are reviewed, focusing on the application of thermodynamic synthesis, which extends to the use of the exothermic high-temperature synthesis process (HTS) in alloy formation processes. The processes involved can make a significant contribution to solving problems related to energy and resource conservation. First of all, information about research in the field of exothermic surfacing up to the present time is necessary to outline prospects for further research and development. Exothermic surfacing has advantages over other methods, primarily the absence of a source of electrical energy and the use of cheap primary aluminum powder and metallurgical waste - iron scale as components of thermite mixture, as well as a high rate of exothermic reaction - up to two tons of metal can be welded in just 20 seconds. However, lengthy preparatory work and difficulties in controlling the surfacing process significantly limit the application of exothermic surfacing. But in conditions when there is no power supply and technological equipment, and it is necessary to restore the defect formed for the further performance of a particular mechanism, the process of thermite metal formation by the exothermic reaction method is extremely promising. In order to obtain a desired high-quality product, it is necessary to have a deep understanding of the process of self-propagating high-temperature synthesis (HTS) and be able to manage it. To achieve this, one must have knowledge of the theory of HTS processes; understand the mechanisms of their occurrence and the influence of various parameters. It is necessary to be able to select optimal technological modes, use methods of regulating speed, temperature, and completeness of combustion, as well as understand the composition and structure of combustion products. It is necessary to know and correctly select equipment for implementing the HTS process. We must know the types and peculiarities of materials obtained by the HTS method, be able to determine their properties correctly, and certify the final HTS products. Finally, we must accurately assess the technical and economic efficiency of a specific technology in order to make the right decision to create a production based on this technology that would be profitable under market conditions.

Keywords: exothermic reaction; heat; oxides; thermite mixture; quality of deposition.

Голюков В.А., Данілов К.С., Сінюта К.О. Експериментальне визначення показників енергетичної ефективності роботи контейнеровоза класу DNV-GL (13800 TEU)

Анотація. Стаття присвячена контролю та оцінці показників енергетичної ефективності роботи контейнеровоза класу DNV-GL (13800 TEU) на лінії «шовкового шляху». Зростання попиту на контейнерні перевезення водним транспортом призвело до зниження продуктивності та сповільнення обороту контейнерів. У зв'язку з цим, стаття пропонує алгоритм, який містить багатofакторний експеримент з використанням е-навігації та гідропротульсивного комплексу судна для підвищення ефективності й безпеки перевезень.

Автори провели рейсові дослідження, спостерігаючи за параметрами руху судна в різних умовах. Результати експерименту були оброблені і порівняні з паспортними характеристиками судна та експлуатаційними даними. Показано, що ефективність роботи судна залежить від складності маршруту, рельєфу дна та дальності доставки контейнерів.

Крім того, встановлено, що інтенсивна обсервація шляху з використанням е-навігації дозволяє контролювати маршрут судна з мінімальними похибками, забезпечуючи його надійність і працездатність.

Загальні висновки дослідження дають підстави для подальшого розроблення методики випробувань і іспитів для інших типів суден. Отримані результати показують, що використання е-навігації та гідропротульсивного комплексу може значно покращити ефективність роботи контейнеровозів, особливо на складних маршрутах зі змінними умовами руху.

Також, враховуючи зростання популярності контейнерних перевезень водним транспортом і важливість екологічних аспектів, впровадження екологічно чистих технологій, таких як гідропротульсивні комплекси, може бути ключовим фактором для оптимізації судноплавства і зменшення впливу на довкілля.

У подальшому дослідженні варто звернути увагу на розроблення нових методів випробувань і іспитів для інших типів суден, що враховуватимуть специфіку їхньої роботи і можливості впровадження екологічно чистих технологій. Такі дослідження сприятимуть по-

дальшому розвитку морського транспорту і створенню більш ефективних і стійких систем перевезень контейнерів.

Ключові слова: верифікація, енергетична ефективність, гідро-пропульсивний комплекс, рейсові дослідження

Голюков В.А., Данілов К.С., Сінюта К.О. Експериментальне визначення показників енергетичної ефективності роботи контейнеровоза класу DNV-GL (13800 TEU)

Abstract. The article is dedicated to the verification of certain indicators of energy efficiency in the operation of a DNV-GL-class container ship (13800 TEU) on the Silk Road route. The increasing demand for container shipping by water transport has led to a decrease in productivity and a slowdown in container turnover. Therefore, the article proposes a multifactor experiment using e-navigation and a hydro-propulsion system for improving the efficiency and safety of transportation.

The authors conducted voyage research, observing the ship's motion parameters under different conditions. The results of the experiment were processed and compared with the vessel's specifications and operational data. It has been shown that the efficiency of the ship's operation depends on the complexity of the route, the seabed topography, and the distance of container delivery.

Furthermore, it has been established that intensive route observation using e-navigation allows for controlling the ship's route with minimal errors. The hydro-propulsion characteristics of the ship ensure its reliability and functionality.

The general conclusions of the research provide a basis for further development of testing and trial methodologies for other types of vessels. The obtained results demonstrate that the use of e-navigation and a hydro-propulsion system can significantly improve the efficiency of container ships, especially on complex routes with varying motion conditions.

Considering the growing popularity of container shipping by water transport and the importance of ecological aspects, the implementation of environmentally friendly technologies, such as hydro-propulsion systems, can be a key factor in optimizing navigation and reducing environmental impact.

In future research, attention should also be paid to the development of new testing and trial methods for other types of vessels, taking into account the specificity of their operation and the possibilities of implementing environmentally friendly technologies. Such research will contribute

to the further development of maritime transport and the creation of more efficient and sustainable container transportation systems.

Key words: verification, energy efficiency, hydropropulsive complex, voyage studies.

Голиков В.А., Крупов І.В. Аналіз ефективності використання земснарядів в експлуатаційних умовах

Дана стаття присвячена аналізу ефективності використання земснарядів у контексті днопоглиблювальних робіт для забезпечення нормальних умов судноплавства. Щорічно проводяться значні днопоглиблювальні роботи, які є необхідними для підтримання відповідних глибин та об'ємів на судноплавних шляхах. Земснаряди є ключовими технічними спорудами, що використовуються в цих процесах, і вимагають оптимального управління для досягнення успішних результатів.

Однією з наукових проблем, яка досліджується у роботі, є математичне описання явищ енерго- та масопереносу, що відбуваються під час роботи земснарядів. Відповідне розуміння цих процесів є важливим для вдосконалення технологічних процесів днопоглиблення та підвищення ефективності роботи земснарядів.

Дослідження має також практичну спрямованість, оскільки аналіз ефективності земснарядів пов'язаний з виконанням технічних завдань у контексті обмежень, які можуть бути пов'язані з фінансовими аспектами. Постановка проблеми враховує необхідність задоволення технічних вимог на днопоглиблення, що є викликом у зазначених умовах.

Головним завданням дослідження є розробка методики оцінки якості синхронізму в роботі земснаряду та його каравану. Для досягнення цієї мети були використані спеціальні прилади та засоби вимірювання, що дозволяють здійснювати моніторинг роботи земснарядів та оцінювати їх продуктивність.

Результати дослідження вказують на важливий зв'язок між фактичною та розрахунковою продуктивністю земснарядів. Зокрема, продуктивність та коефіцієнти використання використовуються для опису ефективності використання земснарядів. Ці результати можуть бути корисними для практиків, що займаються днопоглиблювальними роботами, адже вони дають змогу оцінити продуктивність та ефективність роботи земснарядів у різних умовах.

Однак подальші дослідження вимагатимуть розробки більш точних методів обчислення продуктивності земснарядів з можливістю коригування інформаційних потоків. Це сприятиме покращенню управління земснарядами та забезпеченню їх ефективної роботи у різних умовах днопоглиблення.

Ключові слова: земснаряди, днопоглиблювальні роботи, судноплавство, продуктивність, коефіцієнт використання, технологічні процеси.

Голіков В.А., Крупов І.В. Аналіз ефективності використання земснарядів в експлуатаційних умовах

This article is devoted to the analysis of the efficiency of dredgers' utilization in the context of dredging operations to ensure normal navigational conditions. Significant dredging works are conducted annually, which are necessary to maintain adequate depths and volumes in navigational channels. Dredgers are key technical structures used in these processes and require optimal management to achieve successful results.

One of the scientific problems addressed in this study is the mathematical description of energy and mass transfer phenomena occurring during dredger operations. Understanding these processes is crucial for improving dredging technology and enhancing dredger efficiency.

The research also has practical implications as the analysis of dredger efficiency is linked to fulfilling technical requirements within the constraints that may be associated with financial aspects. The problem statement takes into account the need to satisfy technical demands for dredging, which can be challenging under the specified conditions.

The main objective of the research is to develop a methodology for assessing the synchronization quality in the operation of a dredger and its convoy. Special devices and measurement tools were used to achieve this goal, enabling monitoring of dredger operations and evaluation of their productivity.

The research results highlight the significant correlation between actual and calculated dredger productivity. Specifically, productivity and utilization coefficients are used to describe the efficiency of dredger utilization. These findings can be valuable for practitioners involved in dredging operations as they provide insights into evaluating the productivity and effectiveness of dredgers under various conditions.

However, further research will require the development of more accurate methods for calculating dredger productivity with the ability to adjust

information flows. This will contribute to improving dredger management and ensuring their efficient operation in different dredging conditions.

Keywords: dredgers, dredging operations, navigation, productivity, utilization coefficient, technological processes.

Козак С.В. Онлайн навчання як один з ефективних методів дистанційного вивчення англійської мови

У зв'язку зі зростанням популярності інтернет-технологій з'являється можливість вивчати іноземні мови, зокрема англійську, по-новому, переглядаючи традиційні методи вивчення англійської мови з урахуванням використання інтернет-ресурсів. Представлено 4 ефективні методики вивчення іноземної мови з використанням інтернет-технологій. Наводиться таблиця на вивчення однієї з тем англійською мовою з переліком тих онлайн-технологій, які можна використовувати по даній темі, і завданнями на кожному етапі вивчення.

Ключові слова: дистанційне навчання, інтернет технології, онлайн ресурс, ефективний метод, англійська мова.

Kozak S.V. Online teaching English as one of effective method of distance learning.

Internet technologies used for English learning today give the opportunity to correct the ways of learning foreign languages. There are 4 effective methods of English learning. But all of them are now rewritten, reviewed and improved with the application of different online technologies that make English learning more interesting and effective. The table reflects the application of internet technologies on the topic "Giving directions" and the tasks that students can do at the lesson or at home.

Key words: distance learning, internet technologies, online resource, effective method, English.

Kozytskyi S.V., Kiriian S.V. Application of nanoparticles for efficiency increase of ship mechanisms

This paper presents a study of the perspective of the application of nanoparticles and nanomaterials in ship mechanisms for the purpose of increasing the efficiency of the latter for an account of extending their service life and decreasing environmental pollution. Carbon nanotubes of different dimensions were described in the paper and their mechanical properties were specified.

The mechanism of the formation of the tribocoats on rubbing surfaces was presented in the paper. It was shown that for an account of high surface energy, nanoparticles added to the motor oils, are embedded into the surfaces at boundary lubrication forming a protective coating. These tribocoats possess a unique combination of high strength and ductility; they enlarge the area of the interacting surfaces, and decrease the wear rate and the coefficient of friction. The influence of the nanoparticle concentration on the effectiveness of their use in motor oils was highlighted and it was shown that a high concentration of nanoparticles leads to their aggregation when they start acting as abrasive material; low concentration, in turn, is not effective because there may be contact areas not covered by nanoparticles where microcontacts will occur.

The experiments with the addition of nanoparticles of titanium oxide to the lube oil were presented and it was shown that such an additive start to work effectively when the concentration of the TiO_2 nanoparticles reach 0.025% by weight, and the load-carrying capacity increases by 35% compared to pure lube oil.

Experimental research on the real engine showed that, when nanoparticles of aluminum oxide were added to the lube oils, the wear rate significantly decreased for an account of tribocoats formed on the surfaces, and oil service life increased. Similar effects were established when graphene in concentration 0.5% by weight was added to the automotive lube oils: reduction of the coefficient of friction by 43% and a decrease of wear by 63%.

It was also shown that nanoparticles change the thermophysical properties of fluids: the intensity of heat transfer grows during the boiling of the operating fluids of refrigeration machines in the presence of nanoparticles which was explained by the modification of the heat exchange surface by nanoparticles.

Keywords: nanoparticles, nanomaterials, strength, ductility, tribocoat, wear rate, heat transfer.

Козицький С. В., Кіріян С. В. Застосування наночастинок для збільшення ефективності суднових механізмів

У даній роботі досліджено перспективи застосування наночастинок і наноматеріалів у суднових механізмах з метою підвищення ефективності останніх за рахунок продовження терміну їх служби та зменшення забруднення навколишнього середовища.

У роботі описано вуглецеві нанотрубки різних розмірностей та визначено їх механічні властивості.

Представлено механізм утворення трибопокриттів на поверхнях, що труться. Показано, що за рахунок високої поверхневої енергії наночастинки, додані до моторних мастил, вбудовуються в поверхні при граничному змащуванні, утворюючи захисне покриття. Ці покриття мають унікальне поєднання високої міцності та пластичності; вони збільшують площу взаємодіючих поверхонь, зменшують швидкість зношування і коефіцієнт тертя.

В роботі висвітлено вплив концентрації наночастинок на ефективність їх використання в моторних мастилах і показано, що висока концентрація наночастинок призводить до їх агрегації, коли вони починають діяти як абразивний матеріал; низька концентрація, у свою чергу, не є ефективною, оскільки можуть існувати ділянки, не вкриті наночастинами, де відбуватимуться мікроконтакти.

Були представлені експерименти з додаванням наночастинок оксиду титану до мастила та показано, що така добавка починає ефективно працювати, коли концентрація наночастинок TiO_2 досягає 0,025% за масою і несуча здатність збільшується на 35% порівняно з чистом мастилом.

Експериментальні дослідження на реальному двигуні показали, що при додаванні в мастила наночастинок оксиду алюмінію суттєво знижується швидкість зношування за рахунок утворення на поверхнях захисних шарів і збільшується термін служби мастила. Подібні ефекти були встановлені при додаванні в автомобільні мастила графену в концентрації 0,5% за масою: зниження коефіцієнта тертя на 43% і зменшення зносу на 63%.

Показано також, що наночастинки змінюють теплофізичні властивості рідин: зростає інтенсивність теплообміну при кипінні робочих рідин холодильних машин у присутності наночастинок, що пояснюється модифікацією наночастинками поверхні теплообміну.

Ключові слова: наночастинки, наноматеріали, міцність, пластичність, трибопокриття, швидкість зношування, теплообмін.

Заблоцький Ю.В. Аналіз особливостей процесу мащення циліндрової групи судових дизелів

Виконано аналіз особливостей процесу мащення циліндрової групи судових дизелів. Визначено що, забезпечення процесів мащення основних вузлів судових дизелів (пар тертя поршневе кільце

– втулка циліндра та вкладиш підшипника – колінчатий вал) є одним з основних завдань, що розв’язуються під час експлуатації суднових дизелів. Підтримання необхідних режимів мащення в цих вузлах забезпечує надійність, ефективність та економічність роботи дизеля та суднової енергетичної установки. Завданням дослідження було визначення діапазону зміни в’язкості мастила (як однієї його з його експлуатаційних характеристик) під час зміни частоти обертання колінчатого валу дизеля та, відповідно, зміни зсувних зусиль, яким піддається мастило на поверхні циліндрової втулки з боку поршня. Розглянуто явище стратифікації в’язкості моторного мастила, що виникає в умовах граничного та гідродинамічного мащення циліндрової групи суднових малообертових дизелів. Наведені аналітичні залежності, що дозволяють розрахувати зсувні навантаження (напругу та швидкість зсуву), які виникають у сполученнях циліндрової групи суднових малообертових дизелів. Розроблено модель зони тертя поршневе кільце – циліндрова втулка з урахуванням різниці діаметрального зазору в сполученнях поршень – втулка та кільце – втулка. Запропоновано методику побудови реологічних кривих суднової моторних мастил, зокрема кривих в’язкості в координатах кінематична в’язкість – швидкість зсуву. Експериментально підтверджено явище стратифікації моторного мастила для сполучення поршневе кільце – циліндрова втулка малообертового суднового дизеля. Показано, що значення в’язкості граничного мастильного шару моторного мастила лежить в межах 0,89...1,09 від об’ємної в’язкості та визначається швидкістю зсуву мастильного шару. Вказано, що за відсутності зсувних навантажень, а також під час початкового руху контактуємих поверхонь, в’язкість граничного мастильного шару на 8...9 % перевищує об’ємну в’язкість мастила. Доведено, що цей ефект особливо важливий для пускових режимів роботи суднових дизелів, коли швидкість переміщення поршня ще не дозволяє рівномірно розподілити мастильну плівку по поверхні циліндрової втулки та забезпечити необхідний режим мащення.

Ключові слова: в’язкість граничного шару, гідродинамічне мащення, граничне мащення, об’ємна в’язкість, процес мащення, система мащення, стратифікація в’язкості, циліндрова група судового дизеля

Zablotskyi Yu.V. Analysis of the peculiarities of the lubrication process of the cylinder group of marine diesel engines

An analysis of the features of the greasing process of the cylinder group of marine diesel engines was performed. It was determined that ensuring the processes of lubrication of the main components of marine diesel engines (friction pairs of piston ring - cylinder sleeve and bearing liner - crankshaft) is one of the main tasks solved during the operation of marine diesel engines. Maintenance of the necessary lubrication regimes in these nodes ensures the reliability, efficiency and economy of the operation of the diesel engine and the ship's power plant. The task of the research was to determine the range of changes in the viscosity of the lubricant (as one of its operational characteristics) during a change in the frequency of rotation of the crankshaft of a diesel engine and, accordingly, changes in the shear forces to which the lubricant is subjected on the surface of the cylinder sleeve from the side of the piston.

Stratification phenomenon of viscosity of engine oil was observed, it occurs in a boundary and hydrodynamic lubrication of piston group of marine low diesel engines. Analytical dependences were submitted which allow to calculate the shear load (straining and shear rate) which appears in the interfaces of the cylinder group marine low-speed diesels. A model of zone of friction piston ring was worked out – cylinder sleeve taking into account the difference of diametrical clearance – bushing and ring – sleeve. The method of construction of the rheological curves marine engine oils was proposed, particularly the curves of viscosity in the coordinates of kinematic viscosity – shear rate. Experimentally confirmed phenomenon of stratification of engine oil for the piston ring coupling - cylinder bush marine low-speed diesel. It is shown that the value of viscosity of the boundary lubricant of engine oil is in the range of 0.89...1.09 of volume viscosity and determines the share rate of the oil layer. It is also pointed, that with the absence of shear forces and with the initial movement of the contacting surfaces, the viscosity boundary lubricant layer exceeds volume viscosity of lubricating oil by 8...9 % more. It has been proven that this effect is especially important for the start-up modes of marine diesel engines, when the speed of piston movement does not yet allow to evenly distribute the lubricating film over the surface of the cylinder sleeve and ensure the necessary lubrication regime.

Key words: marine diesel cylinder group, hydrodynamic lubrication, boundary lubrication, volume viscosity, the viscosity of the boundary layer, viscosity stratification, lubrication system, lubrication process

Очеретяний Ю.О. Повний факторний експеримент системи кондиціонування повітря пасажирського судна

Різноманітний кліматичний режим Світового океану та стан водної поверхні грають істотну роль у формуванні мікроклімату внутрішніх приміщень судна. Гідрометеорологічні умови, викликаючи різні фізіологічні відхилення від норми у пасажирів і екіпажу, можуть створити у перших незадоволення морською подорожжю, а другим ускладнити виконання службових обов'язків по управлінню судном. Основним призначенням судової системи комфортного кондиціонування повітря є автоматична підтримка заданих параметрів мікроклімату цих приміщень незалежно від зміни в часі та просторі зовнішніх гідрометеорологічних умов навколишнього середовища.

Завданням дослідження було отримання графіків функцій та відповідних функціональних залежностей, що пов'язують воедино умови впливу зовнішніх ГМУ, параметрів температури і вологості приміщень, вплив зовнішніх і внутрішніх теплопритоків з температурою холодоносія СХУ.

Виконано дослідження з визначення можливостей оптимізації та збільшення енергоефективності експлуатації ССККП, за допомогою оптимального управління програмованими логічними контролерами, в умовах, де постійно змінюються зовнішні та внутрішні гідрометеорологічні параметри повітряного середовища.

Експериментальні дослідження виконувалися згідно з методикою проведення повного факторного експерименту на борту пасажирського судна «SATOSHI», в період з 21.09.21 по 10.11.21., в умовах плавання судна в різних районах Світового океану з часто змінюючимися зовнішніми гідрометеорологічними умовами. Загальна сумарна холодопродуктивністю ССККП 15 000 000 Ккал / год.

У результаті проведених досліджень було отримано відповідні данні, які є чинниками для визначення впливу зовнішніх гідрометеорологічних умов на енергетичну ефективність експлуатації. Завдяки отриманим даним були обчислені розрахункові параметри оптимізації. Також побудовані поверхні відповідних відгуків, використання яких дозволить збільшити енергетичну ефективність ССККП за допомогою оптимального управління програмованими логічними контролерами.

Ключові слова: суднова система комфортного кондиціонування повітря (ССККП); суднова холодильна установка (СХУ); гідрометео-

рологічні умови; система керування; холодоносій; енергоефективність; програмовані логічні контролери

Ocheretyanyi Y.O. Full factorial experiment of air conditioning system of a passenger ship

The diverse climatic regime of the World Ocean and the state of the water surface play a significant role in the formation of the microclimate inside the ship. Hydro-meteorological conditions, causing various physiological deviations from the norm in passengers and crew, can create dissatisfaction with the sea voyage in the former, and make it difficult for the latter to perform official duties of managing the ship. The main purpose of the ship's comfortable air conditioning system is the automatic maintenance of the specified parameters of the microclimate of these premises, regardless of changes in time and space of external hydrometeorological environmental conditions.

The task of the study was to obtain graphs of functions and corresponding functional dependences, which connect together the conditions of influence of external HC, parameters of temperature and humidity of premises, the influence of external and internal heat inflows with the temperature of the cooling medium of SRP.

A study was carried out to determine the possibilities of optimizing and increasing the energy efficiency of operation of the SSCAC, with the help of optimal control of programmable logic controllers, in conditions where external and internal hydrometeorological parameters of the air environment are constantly changing.

Experimental studies were carried out in accordance with the method of carrying out a full factorial experiment on board the passenger-oil ship "SATOSHI", in the period from 21.09.21 to 10.11.21., in the conditions of sailing of the ship in various areas of the World Ocean with frequently changing external hydro-meteorological conditions. The total cooling capacity of SSCAC is 15,000,000 Kcal / hour.

As a result of the conducted research, relevant data were obtained, which are factors for determining the influence of external hydrometeorological conditions on the energy efficiency of operation. Thanks to the obtained data, the calculation parameters of the optimization were calculated. Corresponding feedback surfaces are also built, the use of which will allow to increase the energy efficiency of the SSCAC with the help of optimal management of programmable logic controllers.

Key words: ship's system of comfortable air conditioning (SSCAC); ship refrigeration plant (SRP); hydrometeorological conditions (HC); control system; cold carrier; energy efficiency; programmable logic controllers

Просянок В.В., Берестовой І.О. Концептуальна модель судна з гібридним пневмоелектричним двигуном і оцінка його ефективності.

Задача зменшення викидів відпрацьованих газів у суднопластві дуже актуальна тому нами було запропоновано продовжити дослідження за цим напрямом. У статті виконано оцінку можливості застосування гібридної пневмоелектричної суднової енергетичної установки з метою підвищення екологічної безпеки суден. Проведено аналіз застосування пневмодвигунів у транспорті. Встановлено широкі сучасні застосування пневмодвигунів в автомобілебудуванні, наведено приклади застосування пневматичних двигунів у суднобудуванні та приводах торпед. Наведено концептуальну структурну схему суднової установки з пневмодвигуном, а також термодинамічний процес розширення. Описано принцип роботи гібридної суднової пневмоелектричної установки. Представлені оцінки конструктивних розмірів судових агрегатів. Наприклад при проходженні судном з потужністю пневмодвигуна 500 кВт відстані 1 миля зі швидкістю 20 миль, необхідний об'єм балону стиснутого повітря складе $7,5 \div 15 \text{ м}^3$. Оцінено втрати та ефективність гібридної пневмоелектричної суднової енергетичної установки. Повний коефіцієнт корисної дії пневмоелектричної суднової енергетичної установки визначено на рівні близько 14,6%. Низька ефективність запропонованої концептуальної енергетичної установки пов'язана з більшими затратами енергії при стисканні, нагріванні робочого тіла, втратами пов'язаними з витоком і дроселюванням повітря. Представлено шляхи підвищення економічності пневмоелектричної енергетичної установки на судах. Визначено можливий діапазон застосування гібридної пневмоелектричної суднової енергетичної установки – це плавзасоби, що можуть працювати в портових акваторіях, на річках, каналах, де існують підвищені вимоги до викидів. Ймовірніше за все, це будуть паромні судна, пасажирські катери, річкові трамваї, судна екологічного напрямку, службові катери, портові збиральники та бункерувальники. Зроблено припущення, що за певних умов гібридна пневмоелектрична суднова енергетична установка може бути працездатною рушій-

ною установкою малих плавзасобів, яка дозволяє суттєво (практично до нуля) зменшити викиди у порівнянні з традиційними двигунами.

Ключові слова: судно, стиснене повітря, пневмодвигун, дроселювання, втрати, ККД, екологічна безпека.

Prosyanyok V.V., Berestovoy I.A. Conceptual model of a ship with a hybrid pneumoelectric engine and evaluation of its effectiveness.

The task of reducing emissions of off-gases in shipping is very relevant, so we propose to continue research in this area. The article assesses the possibility of using a hybrid pneumoelectric ship power plant to improve the ecological safety of ships. An analysis of the use of pneumatic motors in transport has been carried out. The widespread use of pneumatic motors in the automotive industry has been established, and examples of their use in shipbuilding and torpedo drives are given. A conceptual structural diagram of a ship installation with a pneumatic engine, as well as a thermodynamic expansion process, is provided. The principle of operation of a hybrid marine pneumoelectric installation is described, and estimates of the structural dimensions of power plant on ships are presented. For example, when a vessel with an air motor power of 500 kW passes a distance of 1 mile at a speed of 20 miles, the required volume of a compressed air cylinder will be 7.5 to 15 m³. The losses and efficiency of a hybrid pneumoelectric marine power plant are estimated. The overall efficiency of the pneumoelectric marine power plant is determined to be about 14.6%. The low efficiency of the proposed conceptual power plant is associated with high energy consumption during compression, heating of the working fluid, losses associated with air leakage, and throttling. The ways of increasing the efficiency of the pneumoelectric power plant on ships are presented. The possible range of application of a hybrid pneumoelectric ship power plant has been determined - these are floating craft that can operate in port waters, rivers, canals, where there are increased requirements for emissions. Most likely, these will be ferry ships, passenger boats, river trams, environmental vessels, service boats, port collectors, and bunkerers. It is assumed that, under certain conditions, a hybrid pneumoelectric marine power plant can be a workable propulsion unit for small watercraft, allows to significantly (almost to zero) reduce emissions compared to traditional engines.

Key words: vessel, compressed air, pneumatic motor, throttling, losses, efficiency, ecological safety.

Сагін С.В., Бондар С.А. Метод попередження аварійних ситуацій під час експлуатації суднових дизелів за аналізом потоку відмов його основних вузлів

Розглянуто метод попередження аварійних ситуацій під час експлуатації суднових дизелів, що заснований на аналізі потоку відмов його основних вузлів. Завданням дослідження було визначення критерію якій дозволяє на основі аналізу статистичних даних з технічної експлуатації судового дизеля визначити його технічний стан та прогнозувати його можливі зміни. Як параметр, що характеризує надійність роботи суднових дизелів обрано потік відмов. На базі обробки статистичних даних здійснено розрахунок параметрів потоку відмов за 15-річний період експлуатації судна з циклом експлуатації кожні п'ять років. Як таке судно обрано судно класу «річка-море» дедвейтом 8250 тонн з головним двигуном Wärtsilä 6L42. Для аналізу враховувались дані, що характеризують виникнення відмов та виконання планових замін десяти основних деталей дизеля, а саме: вкладишів підшипників, поршневих кілець, форсунок, паливних насосів високого тиску, випускних / продувних клапанів, шатунних болтів, поршневих пальців, циліндрових втулок, зубчастої передачі, розподільного валу. Відповідно до статистичних даних загальний час експлуатації головного двигуна Wärtsilä 6L42 в обрані цикли складає: 1...5 роки – 25820 годин, 6...10 роки – 22180 годин, 11...15 роки – 27110 годин. Як результат дослідження визначено, що найбільша кількість відмов та найбільший потік відмов припадає на трибосполучення вкладишів підшипника – колінчатий вал та поршневі кільця – втулка циліндра, при цьому значення потоку відмов для п'яти, десяти та п'ятнадцяти річного терміну експлуатації складає 0,627, 0,775, 0,789 (для вкладишів підшипників); 0,492, 0,613, 0,642 (для поршневих кілець); найменший показник відмов та потоку відмов відповідає на пари тертя зубчасті передачі та розподільний вал, при цьому значення потоку відмов для п'яти, десяти та п'ятнадцяти річного терміну експлуатації складає 0,214, 0,185, 0,210 (для зубчастих передач); 0,070, 0,122, 0,125 (для розподільного валу).

Ключові слова: безвідмовність, метод попередження аварійних ситуацій, надійність, потік відмов, судовий дизель, технічний стан

Sagin S.V., Bondar S.A. The method of preventing emergency situations during the operation of marine diesel engines based on the analysis of the flow of failures of its main nodes

The method of preventing emergency situations during the operation of marine diesel engines, which is based on the analysis of the flow of failures of its main nodes, is considered. The task of the study was to determine a criterion that allows, based on the analysis of statistical data on the technical operation of a ship's diesel engine, to determine its technical condition and predict its possible changes. The flow of failures was chosen as a parameter characterizing the reliability of marine diesel engines. Based on the processing of statistical data, the parameters of the flow of failures were calculated for the 15-year period of operation of the vessel with an operation cycle every five years. A river-sea class vessel with a deadweight of 8,250 tons and a Wärtsilä 6L42 main engine was chosen as such a vessel. For the analysis, data characterizing the occurrence of failures and scheduled replacements of ten main diesel parts were taken into account, namely: bearing liners, piston rings, injectors, high-pressure fuel pumps, exhaust / purge valves, connecting rod bolts, piston fingers, cylinder liners, gear transmission, camshaft. According to statistical data, the total operating time of the Wärtsilä 6L42 main engine in the selected cycles was: 1...5 years – 25820 hours, 6...10 years – 22180 hours, 11...15 years – 27110 hours. As a result of the study, it was determined that the largest number of failures and the largest flow of failures falls on the tribo combination of bearing liners – crankshaft and piston rings – cylinder sleeve, while the value of the flow of failures for the five, ten and fifteen year service life is 0.627, 0.775, 0.789 (for bearing liners); 0.492, 0.613, 0.642 (for piston rings); the smallest failure rate and failure rate corresponds to the friction pairs of gears and the camshaft, while the value of the failure rate for the five, ten and fifteen year service life is 0.214, 0.185, 0.210 (for gears); 0.070, 0.122, 0.125 (for the camshaft).

Key words: dependability, emergency prevention method, failure flow, marine diesel, reliability, technical condition

Sagin S.V., Побережний P.B. Метод управління факторами ризику виникнення аварійних ситуацій під час експлуатації пропульсивних комплексів засобів водного транспорту

Визначено, що експлуатація пропульсивних комплексів засобів водного транспорту пов'язана з ризиком виникнення аварійних ситуацій підставою яких можуть бути неочікувані зміни умов роботи

суднового обладнання, гідрометеорологічної та навігаційної обстановки, а також «людський» фактор. Встановлено, що подібні ситуації виникають та розвиваються в відкритому морі, в прибережних акваторіях та акваторіях морських портів, а також під час завершення ремонтних робіт, що виконуються на судноремонтних заводах та плавучих доках. З наведеного та проаналізованого огляду останніх досліджень встановлена наявність нерозв'язаного завдання з можливості забезпечення додаткових маневрових якостей судна, а, отже, підвищення його керованості та живучості, а також зниження факторів ризику виникнення аварійних ситуацій, що виникають в критичних, надкритичних та надзвичайних умовах. Як один із шляхів знайдення оптимального рішення цього завдання під час пускових режимів роботи головних двигунів обрана оптимізація експлуатаційних показників роботи їх циркуляційних систем мащення. Експерименти, що пов'язані з дослідженнями, були проведені на судні водотоннажністю 9800 тонн з головним двигуном PC4-2 фірми SEMT-Pielstic, що працює на гвинт, крок якого регулюється. Під час проведення досліджень була виконана модернізація циркуляційної системи мащення, яка дозволила під час надзвичайних режимів роботи головного двигуна (зокрема екстреного пуску дизеля) спрямовувати мастило, що знадиться в системі, мінуючи блоки додаткової фільтрації та охолодження безпосередньо до пар тертя дизеля. Встановлено, що додаткове забезпечення мастилом пар тертя ще непрацюючого дизеля суттєво підвищує його надійність роботи та знижує ризики виникнення аварійних ситуацій. При цьому експериментально підтверджена більш швидка стабілізація тиску мастила в парі вал-вкладиш підшипника та більш рання стабілізація частоти обертання валу дизеля. Наведені експериментальні дані підтверджують можливість управління факторами ризику виникнення аварійних ситуацій під час експлуатації пропульсивних комплексів засобів водного транспорту.

Ключові слова: *аварійні ситуації, засоби водного транспорту, надійність, стабілізація показників роботи, судновий дизель, технічний стан, управління факторами ризику, циркуляційна система мащення*

Sagin S.V., Poberezhnyi R.V. The method of managing the risk factors of the occurrence of emergency situations during the operation of propulsion systems of water transport

It was determined that the operation of propulsive complexes of water transport is associated with the risk of emergency situations, the basis of which may be unexpected changes in the operating conditions of ship equipment, hydrometeorological and navigational conditions, as well as the "human" factor. It is established that similar situations arise and develop in the open sea, in coastal waters and seaports, as well as during the completion of repair works carried out at ship repair plants and floating docks. From the given and analyzed review of the latest studies, it was established that there is an unsolved task of providing additional maneuverability of the vessel, and therefore increasing its controllability and survivability, as well as reducing the risk factors of emergency situations arising in critical, supercritical and emergency conditions. As one of the ways to find the optimal solution to this problem during the start-up modes of the main engines, the optimization of the performance indicators of their circulation lubrication systems was chosen. Research-related experiments were conducted on a 9,800-ton vessel with a SEMT-Pielstic variable-pitch PC4-2 main engine. During the research, the modernization of the lubrication circulation system was carried out, which made it possible during emergency modes of operation of the main engine (in particular, an emergency start of the diesel engine) to direct the lubricant found in the system, replacing the additional filtration and cooling units, directly to the friction pairs of the diesel engine. It has been established that additional lubrication of the friction pairs of a diesel engine that is still not working significantly increases its reliability and reduces the risk of emergency situations. At the same time, faster stabilization of the lubricant pressure in the shaft-bearing liner pair and earlier stabilization of the rotation frequency of the diesel shaft were experimentally confirmed. The given experimental data confirm the possibility of managing risk factors for the occurrence of emergency situations during the operation of propulsion systems of water transport.

Key words: circulating lubrication system, emergency situations, management of risk factors, marine diesel, means of water transport, reliability, stabilization of performance indicators, technical condition

Sagін С.В., Сагін А.С. Контроль та діагностування надійності та економічності дизелів морських та річкових засобів транспорту

Визначено, що основною тенденцією в розвитку суднових дизелів є підвищення їх циліндрової та агрегатної потужності, а також економічних показників, що багато в чому залежить від якості мо-

торних мастил, що забезпечують процеси мащення. Метою дослідження було розробка комплексу науково-технічних рішень, які б скорочували експлуатаційні витрати моторного мастила в судових середньообертових дизелях та підвищували надійність і ресурсні показники моторного мастила під час використання важких високо в'язких палив в двигунах внутрішнього згорання морських та річкових засобів транспорту. Дослідження проводилися на судових допоміжних двигунах Volvo Penta TMDA 163A. Показниками, за якими здійснювався контроль технічного стану та оцінка безвідмовності дизелів, були обрані: загальне лужне число моторного мастила; тиск в циліндрі наприкінці процесу стиснення; температура випускних газів; питома витрата палива.

Встановлено, що безвідмовність роботи дизелів морських суден може бути оцінена технічним станом моторного мастила, що використовується в циркуляційній системі мащення; основними експлуатаційними показниками моторного мастила, які визначають та забезпечують безвідмовність роботи судових дизелів є загальне лужне число та швидкість його зменшення, а також вміст в моторному мастилі механічних домішок; моторні мастила, що характеризуються меншою швидкістю зменшення загального лужного числа забезпечують більш якісне мащення судових дизелів, що відображається в підвищенні гідравлічної щільності та змащувальної здатності мастила, підтвердженням цього (під час порівняння моторного мастила швидкість падіння загального лужного числа якого менш з іншим мастилом) стає більш повільне зниження тиску наприкінці процесу стиснення (що характеризує менший знос в парах тертя дизеля) та зменшення температури випускних газів (що характеризує більшу гідравлічну щільність в сполученні поршневе кільце – втулка циліндру). Наведені результати свідчать про можливість діагностування безвідмовності роботи судових дизелів через технічний стан моторного мастила, яке використовується в його системі циркуляційного мащення.

Ключові слова: економічність, безвідмовність, діагностування технічного стану, морські та річкові засоби транспорту, надійність, система мащення, суднове моторне мастило, суднове паливо підвищеної в'язкості, судовий двигун внутрішнього згорання

Sagin S.V., Sagin A.S. Control and diagnostics of the reliability and economy of diesel engines of sea and river means of transport

It was determined that the main trend in the development of marine diesel engines is to increase their cylinder and aggregate power, as well as economic indicators, which largely depends on the quality of engine lubricants that provide lubrication processes. The purpose of the study was to develop a complex of scientific and technical solutions that would reduce the operating costs of motor lubricants in marine medium-speed diesel engines and increase the reliability and resource performance of motor lubricants during the use of heavy, highly viscous fuels in internal combustion engines of marine and river vehicles. Research was conducted on Volvo Penta TMDA 163A marine auxiliary engines. The following were selected as the indicators used to monitor the technical condition and assess the reliability of diesel engines: the total alkaline number of the engine oil; pressure in the cylinder at the end of the compression process; exhaust gas temperature; specific fuel consumption. It has been established that the fault-free operation of diesel engines of marine vessels can be assessed by the technical condition of the engine lubricant used in the circulating lubrication system; the main performance indicators of motor oil, which determine and ensure trouble-free operation of marine diesel engines, are the total alkaline number and the rate of its reduction, as well as the content of mechanical impurities in motor oil; motor lubricants characterized by a lower rate of reduction of the total alkaline number provide better lubrication of marine diesels, which is reflected in the increase in hydraulic density and lubricating capacity of the lubricant, confirming this (when comparing motor lubricants, the rate of decrease of the total alkaline number is less with another lubricant) becomes more a slow decrease in pressure at the end of the compression process (which characterizes less wear in the diesel friction pairs) and a decrease in the temperature of the exhaust gases (which characterizes a higher hydraulic density in the connection between the piston ring and the cylinder sleeve). The presented results indicate the possibility of diagnosing the failure-free operation of marine diesel engines due to the technical condition of the engine lubricant used in its circulation lubrication system.

Key words: diagnostics of technical condition, economy, high viscosity marine fuel, lubrication system, reliability, failure-free technology, marine engine lubricant, marine internal combustion engine reliability, sea and river means of transport

Столярік Т.О. Прогнозування якісних характеристик роботи систем циліндрового мащення суднових дизелів

Розглянута можливість прогнозування якісних характеристик роботи систем циліндрового мащення суднових дизелів. Наведено результати експериментальних досліджень, виконаних на двотактному судовому дизелі 8K80ME MAN-Diesel & Turbo та його системі циліндрового мащення. Завданням дослідження було визначення критерію, за яким можливо діагностування втрат механічної енергії, що виникає в кривошипно-шатунному механізмі дизеля, мащення якого забезпечується системою циліндрового мащення. Наведено результати експериментальних досліджень, виконаних на двотактному судовому дизелі 8K80ME MAN-Diesel & Turbo та його системі циліндрового мастила. Експериментально встановлено, що забезпечення процесу енергоперетворення з мінімально допустимими незворотними втратами під час поступального руху в вузлах тертя суднових дизелів можливе за рахунок управління якісними показниками циліндрового мастила, зокрема крайового кута змочування, які утворює мастило на поверхнях тертя. Експерименти, що підтвердили цей вислів, виконувались на судовому дизелі 8K80ME-MAN-Diesel & Turbo. Як критерій оцінки якісних характеристик роботи системи циліндрового мащення були розглянуті характеристики відпрацьованого циліндрового масла: вміст у ньому металевих домішок і залишкове лужне число. Відбір проб мастила та їх подальший аналіз виконувався у судовій технічній лабораторії фірми Unitor через кожні 20 годин роботи дизеля відповідно до рекомендованих фірмою-виробником технології та послідовності. При цьому для кожного циліндра дизеля встановлювалося своє значення подачі циліндрової мастила. Відхилення її величини за циліндрами не перевищувало 5 % від середнього значення. З підпоршневого простору кожного циліндра виконувався відбір проб відпрацьованого масла з подальшим визначенням у судовій технічній лабораторії вмісту в мастилі металевих домішок та залишкового лужного числа. Наведено результати досліджень щодо визначення цих показників під час використання в системі мащення циркуляційних мастил, які утворюють на металевих поверхнях різні крайові кути змочування. Експериментально підтверджено, що використання циліндрового мастила, яке характеризується більшим кутом змочування, сприяє зниженню вмісту металевих домішок у відпрацьованому в дизелі циліндровому мастилі та підвищенню залишкового лужного числа мастила.

Ключові слова: крайовий кут змочування, залишкове лужне число, механічні домішки, неминучі втрати енергії, судновий малообертовий дизель, циркуляційна система мащення

Stoliaryk T.O. Forecasting the quality characteristics of the operation of cylinder lubrication systems of marine diesel engines

The possibility of forecasting the quality characteristics of the cylinder lubrication systems of marine diesel engines is considered. The results of experimental studies performed on the two-stroke marine diesel engine 8K80ME MAN-Diesel & Turbo and its cylinder lubrication system are given. The task of the study was to determine the criterion by which it is possible to diagnose the loss of mechanical energy that occurs in the crank-and-connecting mechanism of a diesel engine, the lubrication of which is provided by the cylinder lubrication system. The results of experimental studies performed on the two-stroke marine diesel engine 8K80ME MAN-Diesel & Turbo and its cylinder lubrication system are given. It has been experimentally established that ensuring the energy conversion process with minimum permissible irreversible losses during translational motion in the friction nodes of marine diesel engines is possible due to the management of the quality indicators of the cylinder lubricant, in particular the marginal wetting angle, which is formed by the lubricant on the friction surfaces. Experiments that confirmed this statement were performed on the 8K80ME MAN-Diesel & Turbo marine diesel engine. As a criterion for evaluating the quality characteristics of the cylinder lubrication system, the characteristics of the spent cylinder oil were considered: the content of metal impurities in it and the residual alkaline number. Sampling of lubricant samples and their subsequent analysis was carried out in the ship's technical laboratory of the Unitor company after every 20 hours of diesel operation in accordance with the technology and sequence recommended by the manufacturer. At the same time, each diesel cylinder had its own cylinder oil supply value. The deviation of its value by cylinders did not exceed 5 % of the average value. Sampling of waste oil was performed from the piston space of each cylinder, followed by determination of the content of metal impurities in the oil and residual alkalinity in the ship's technical laboratory. The results of research on the determination of these indicators during the use of circulating lubricants in the lubrication system, which form different marginal wetting angles on metal surfaces, are given. It has been experimentally confirmed that the use of cylinder lubricant, which is characterized by a larger wetting angle,

contributes to the reduction of the content of metal impurities in the used diesel cylinder lubricant and to the increase of the residual alkaline number of the lubricant.

Keywords: marine low-speed diesel engine, inevitable energy loss, circulating lubrication system, mechanical impurities, base number of lubrication oil, wetting angle

Lebediev B., Ismailova N., Mohylanets T. Geometric modeling of parts of ship equipment with match surfaces

A graphic-analytical method for profiling a cutting conical tool for processing the helical surface of a product - mating rotors of screw compressors, pumps, etc. is proposed in the article. The basis of these studies was the determination of the characteristics of conical mating surfaces for practical use in the design of a cutting tool for processing parts. The modeling method is based on a parametric kinematic screw.

In recent years, in the manufacture of precise high-quality products of kinematic pairs and cutting tools, complex curved surfaces have been widely used, requiring the development of a geometric apparatus for their modeling.

One of the main directions in applied geometry with modeling is the study and design of surface shapes in close relationship with the operating conditions of the structures in which they are to be used. The shapes of complex curved surfaces affect the reliability and durability of the work of products and therefore much attention is paid to the design of surfaces, taking into account an increasing number of specified conditions for the formation of curved surfaces. The use of parametric geometric methods to describe real surfaces obtained as a result of stamping, reflecting a real physical process, is an urgent problem.

Modeling conical mating surfaces based on a parametric kinematic screw by the proposed method will eliminate interference in the manufacture of a cutting tool of a conical shape.

Keywords – modeling of mating surfaces, parametric kinematic screw, cutting tool, conical shape, conical mating surfaces.

Lebediev B., Ismailova N., Mohylanets T. Geometric modeling of parts of ship equipment with match surfaces

У дослідженнях були розроблені графоаналітичний спосіб профілювання ріжучого конічного інструменту для обробки гвинтової поверхні канавки свердла. Основою цих досліджень було визначення

характеристики конічних спряжених поверхонь для практичного використання в проектуванні ріжучого інструменту для обробки деталей. Спосіб моделювання ґрунтується на базі параметричного кінематичного гвинта.

За останні роки при виготовленні точних високоякісних виробів кінематичних пар і ріжучого інструменту широко стали застосовуватися складні криволінійні поверхні, які вимагають розробки геометричного апарату по їх моделювання.

Одним з головних напрямків в прикладній геометрії з моделювання слід вважати вивчення і конструювання форм поверхонь в тісному взаємозв'язку з тими умовами роботи конструкцій, в яких належить їх використовувати. Форми складних криволінійних поверхонь впливають на надійність і довговічність роботи виробів і тому приділяється велика увага конструювання поверхонь з урахуванням все більшої кількості наперед заданих умов формоутворення криволінійних поверхонь. Застосування параметричних геометричних методів для опису реальних поверхонь, одержуваних в результаті штампування, що відбиває реальний фізичний процес, є актуальною проблемою.

Моделювання конічних спряжених поверхонь на базі параметричного кінематичного гвинта пропонуваним способом дозволить виключити інтерференцію при виготовленні ріжучого інструменту конічної форми.

Ключові слова - моделювання спряжених поверхонь, параметричний кінематичний гвинт, ріжучий інструмент, конічна форма, конічні спряжені поверхні.

Журавльов Ю.І., Мельнік А.А., Костюченко Є.Ф. Оцінка жорсткості і переміщень аналітичним експрес-методом при роботі сполучень «Вал-підшипник ковзання»

В статті приведений аналіз роботи деталей суднових технічних засобів, зокрема, сполучень «Вал-підшипник ковзання». Приведена методика експертної оцінки жорсткості і переміщень системи. Для цих цілей запропоновано аналітичний експрес-метод. Наведені необхідні залежності в достатньому обсязі, в яких вказується задача про геометрично нелінійний згин, її зв'язок з основним диференціальним рівнянням пружної лінії балки. В якості прикладу розглянута консольна балка з постійним по довжині поперечним перерізом, наван-

тажена на кінці згинального силою. Для неї показано рівняння форми пружної лінії.

Було підкреслено, що впершу чергу при розрахунку конструкцій, в яких консольна балка використовується в якості пружного елемента не коректно для кінцевого перерізу це рівняння вирішувати послідовним наближенням трансцендентного рівняння. Точне рішення диференціального рівняння приводить до трансцендентного рівняння в еліптичних інтегралах 1-го роду. З цього рівняння можна визначити кут повороту кінцевого перерізу θ_k методом послідовних наближень, тобто, фактично, підбором. Для прикладних цілей, наприклад, при проектуванні пружних елементів змінної жорсткості, необхідно мати явну формулу залежності вертикального переміщення від прикладеної сили. Диференціюємо залежність приведенного вертикального переміщення кінця балки від приведенного навантаження. Потім візьмемо від нього зворотну величину. Отримуємо результаті графік приведенної жорсткості, який майже ідеально вкладається в квадратну параболу $y = 3 + x^2$. Була визначена внутрішня енергія деформації попередньо ненавантаженої і недеформованої консольної балки. З метою верифікації цієї математичної моделі виконано порівняння результатів нелінійного розрахунку з результатами скінченно-елементних розрахунків на основі традиційної моделі та запропонованої в роботі. Встановлено, що формулами (1) - (4) можна користуватися, коли переміщення стрижневого елемента не перевищує 80% його довжини, а це вельми значна геометрична нелінійність. Розмір матриці жорсткості в методі скінченних елементів (МСЕ) визначається ступенем дискретизації системи. У практичних завданнях кількість елементів в матриці жорсткості обчислюється сотнями тисяч або мільйонами. Це завжди сильно розріджена матриця з великою кількістю нульових елементів.

Ключові слова: Вал-підшипник ковзання, суднові технічні засоби, експрес-метод, матриця жорсткості, диференціальним рівнянням пружної лінії балки.

Zhuravlov Yu.I., Melnik A.A., Kostyuchenko Ye.F. Estimation of stiffness and displacements by the analytical express method during the operation of "Sliding shaft-bearing" connections.

The article provides an analysis of the operation of ship technical equipment's details, in particular, "Shaft-sliding bearing" connections. The method of expert assessment of stiffness and displacement of the

system is presented. For these purposes, an analytical express method is proposed. The necessary dependencies are presented in a sufficient amount, which indicate the problem of geometrically nonlinear bending, its connection with the basic differential equation of the elastic line of the beam. As an example, a cantilever beam with a cross-section of constant length, loaded at the end with a bending force, is considered. The equation of the elastic line's shape is shown for it.

It was emphasized that, first of all, when calculating structures in which a cantilever beam is used as an elastic element, it is not correct to solve this equation for the finite section by successive approximation of the transcendental equation. The exact solution of the differential equation leads to the transcendental equation in elliptic integrals of the 1st kind. From this equation, it is possible to determine the angle of rotation of the final section θ_k by the method of successive approximations, that is, in fact, by selection. For practical purposes, for example, when designing elastic elements of variable stiffness, it is necessary to have an explicit formula for the dependence of vertical displacement on the applied force. We differentiate the dependence of the reduced vertical displacement of the beam's end on the reduced load. Then we will take the inverse value from it. As a result, we get a graph of the reduced stiffness, which fits almost perfectly into the square parabola $y = 3 + x^2$. The internal energy of deformation of the previously unloaded and undeformed cantilever beam was determined. In order to verify this mathematical model, a comparison of the results of the nonlinear calculation with the results of the finite element calculations based on the traditional model and the one proposed in the work was performed. It was established that formulas (1) - (4) can be used when the displacement of the rod element does not exceed 80% of its length, which is a very significant geometric nonlinearity. The size of the stiffness matrix in the finite element method (FEM) is determined by the degree of discretization of the system. In practical tasks, the number of elements in the stiffness matrix is calculated by hundreds of thousands or millions. It is always a highly sparse matrix with a large number of zero elements.

Key words: Sliding shaft bearing, ship technical equipment, express method, stiffness matrix, differential equation of the elastic line of the beam.

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 з профілю суднової енергетики.

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, російській та англійській мовах, розміром не більше 2 МБ, підписаною всіма авторами, з контактною інформацією: адреси, телефони. Обсяг статті — до 0,5 авторського аркуша з урахуванням ілюстрацій, підмалюнкових підписів і реферату.

Формат паперу А5 (148×210) Усі поля — 16 мм. Текст - через 1 інтервал, Times New Roman, 11 пт; таблиці, заголовки таблиць, підмалюнкові підписи — 10 пт.

На першій сторінці рукопису повинні бути вказані наступні елементи: індекс УДК; ФІО авторів; найменування закладу, в якому виконувалася робота; назва статті, адреса електронної пошти авторів. Заголовок статті оформляти за стилем Заголовок 1, кегль 11 пт, без переносу, усі прописні, інтервал: перед — 8 пт, після — 2 пт.

Наприкінці рукопису наводиться реферат на трьох мовах — українській, російській, англійській, що містить ФІО авторів, назву статті, скорочений зміст та ключові слова.

Якщо рукопис не є повністю англomовним, він супроводжується анотацією на англійській мові обсягом не менше 1800 знаків, включаючи ключові слова.

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: основний — 11 пт, збільшений — 16,5 пт, індекс — 7 пт, субіндекс — 6 пт. У всіх випадках розмітка формул у копії

рукопису обов'язкова. Нумеруються тільки ті формули, на які є посилання в тексті. Формули відділяються від тексту рядками висотою 2 пт. Усі формули повинні бути набрані в Mathtype. 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. Малюнки відділяються від тексту зверху інтервалом 8 пт, від назви — 2 пт. Назва малюнка — кегль 10 пт, без переносу, інтервал після — 8 пт. На всі таблиці і малюнки повинні бути посилання в тексті статті у скороченому вигляді (табл.).

Ілюстрації, які підготовлені в графічних редакторах, додаються в якості окремих файлів у вихідному форматі. Розмір написів повинен забезпечувати їхню читаність (8-10 пт). Для сканованих малюнків додається оригінал у туші на білому папері достатньої щільності. На звороті вказується номер і приналежність до статті.

Бібліографічні описи повинні відповідати діючим вимогам. Посилання на літературні джерела у тексті оформлюються у квадратних дужках з вказанням номера джерела.

Контактна інформація - e-mail: ivanovich1zh@gmail.com

Суднові енергетичні установки:
науково-технічний збірник.
Випуск 46.

Підписано до печатки 30.11.2013. Формат 60×84/16.
Уч.-изд. л. 9,89. Тираж 100. Зауводити, увести до ладу. № И12-12 52.

НУ «ОМА», центр „Видавінформ”
Свідчення ДК № 1292 від 20.03.2003
65029, м. Одеса, вул. Дидрихсона, 8
тел./факс: (0482) 34-14-12
publish@ma.odessa.ua