

# МЕТОДИКА НАВЧАННЯ

УДК 621.436:629.122:662.61

doi.org/10.33298/2226-8553/2021.1.32.10

*Найденов І.В., Смирнова І.М., Бліндарук О.М., Кравчук Ю.О.*

## МЕТОДИ ПІДВИЩЕННЯ ПАЛИВНОЇ ЕКОНОМІЧНОСТІ ТА ПОЛІПШЕННЯ ЕКОЛОГІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ЗАСОБІВ РІЧКОВОГО ТРАНСПОРТУ В УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

З огляду на те, що на сьогодні середній вік суден українського Дунайського пароплавства біля 40 років, і беручи до уваги їх частку в флоті що працюють в басейні річки Дунай, слід очікувати, що велика частина суден під українським прапором може виявитися в групі поза стандартних, якщо не будуть вжиті необхідні заходи для відновлення або модифікації флоту. Основними напрямками досліджень можна вважати пошук конструктивних змін або нових рішень, пов'язаних із судновими технічними засобами або рішеннями, пов'язаними з модифікацією палива та застосуванням нових його типів та пов'язаних із охороною навколишнього середовища від шкідливого впливу засобів транспорту на всіх етапах життєвого циклу

Вищезазначене вимагає вирішення актуального науково-технічного завдання, яке полягає в розробленні нового підходу функціонування паливної системи, що забезпечить істотне підвищення якості експлуатації за рахунок використання гомогенізованого палива і зниження шкідливих викидів, пов'язаних із експлуатацією судна в умовах посилення міжнародних вимог до скорочення шкідливих викидів в атмосферу.

Наведено методи, що забезпечують підвищення паливної економічності та поліпшення екологічних показників засобів річкового транспорту в умовах експлуатації.

Наведено можливості удосконалення та випробувано удосконалений мембранний диспергатор для виготовлення емульсії палива і води.

Наведено результати дослідження енергетичних та екологічних характеристик дизеля на річковому штовхачі при роботі на безводному паливі і водопаливній емульсії.

Впровадження результатів дисертаційного дослідження на морських та річкових суднах свідчить про значні підвищення екологічності річкового транспорту, а саме зменшення концентрації оксидів азоту на 29 %, оксиду вуглецю на 35%; температури вихідних газів на 2,2 %; димності на 38 %.

**Ключові слова:** двигун, засоби річкового транспорту, діагностування технічного стану, екологічні показники, охорона навколишнього середовища.

**Обґрунтування вибору теми дослідження.** Всі судові дизельні енергетичні установки, що експлуатуються на території України повинні відповідати міжнародним нормам щодо забруднення атмосферного повітря.

Регламент (ЄС) 2015/757 Європейського Парламенту і Ради від 29 квітня 2015 року про моніторинг, повідомлення та перевірку викидів вуглекислого газу з морського транспорту встановлює правила для точного моніторингу, звітності, верифікації та

іншої відповідної інформації стосовно викидів двоокису вуглецю (CO<sub>2</sub>) з суден, що прибувають або виходять з портів.

Цей Регламент застосовується до суден, валова місткість яких перевищує 5 тис. тон, та відповідно до кількості викидів CO<sub>2</sub>, що здійснюються під час курсування цих суден з їх останнього порту заходу в порт прибуття, що знаходиться під юрисдикцією держави-члена, та на території між портами прибуття, що знаходяться під юрисдикцією держави-члена [1].

Працюючий дизель є інтенсивним джерелом хімічного забруднення атмосферного повітря токсичними речовинами, що містяться у відпрацьованих газах.

Тому тема статті, а саме розроблення методів поліпшення екологічних показників засобів річкового транспорту в умовах експлуатації є дуже актуальною.

### **1. Дослідження робочого процесу дизеля за допомогою характеристик тепловиділення**

Характеристиками тепловиділення називаються залежності зміни кількості теплоти, що виділяється при згорянні палива, від часу (кута повороту колінчастого вала).

Вони є одними з важливих показників робочого процесу ДВЗ, що відображають швидкість, повноту і своєчасність процесу згоряння палива.

Характеристики тепловиділення знайшли своє застосування при вдосконаленні і розробці нових турбопоршневих дизелів з прогресивними техніко-економічними показниками.

Наразі характеристики тепловиділення визначаються розрахунково-експериментальним методом. Основою цього методу є розв'язок рівняння першого закону термодинаміки при допущенні, що процес згоряння буде представлений як оборотний термодинамічний процес. Відокремлюючи з теплоти отриманої при згорянні палива, теплоту втрачену при теплопередачі в стінці циліндра, вважають, що підведення теплоти до робочого тіла є оборотним. Інші фактори незворотності (наприклад, температурної неоднорідності за обсягом камери згорання) не враховуються.

Розрахунок характеристик тепловиділення будемо проводити за методикою, що розробив професор С. А. Калашников [1, 2, 4, 5].

Розрахунки характеристик тепловиділення проводяться при таких припущеннях як: робоче тіло є ідеальним газом; питома газова стала робочого тіла приймається постійною; газ у циліндрі дизеля є закритою термодинамічною системою, що перебуває в рівновазі; маса газу змінюється тільки за рахунок здійснення процесу згорання палива; маса палива, що впорскується і його пари не враховується.

Тоді при повороті вала на кут  $d\phi$  енергетичний баланс системи буде визначатися рівнянням 1-го закону термодинаміки

$$\frac{dU}{d\phi} = \frac{\delta Q_w}{d\phi} + \frac{\delta Q_f}{d\phi} - \frac{pdV}{d\phi}, \quad (1)$$

де  $U$  – внутрішня енергія системи, кДж;

$Q_w$  – теплота, що підводиться до газу від стінок, кДж;

$Q_f$  – теплота, що виділяється при згорянні палива, кДж;

$p$  – тиск газу, кПа;

$V$  – об'єм циліндра, м<sup>3</sup>.

Елементарна теплота, що виділяється в результаті згоряння палива при повороті вала на кут  $d\phi$ ,

$$\frac{\delta Q_f}{d\phi} = Q_H b_{\text{ц}} \frac{dx}{d\phi}, \quad (2)$$

де  $Q_H$  – питома теплота згоряння палива, кДж/кг;

$b_{\text{ц}}$  – циклова подача палива (якщо впорскується водопаливна емульсія, то значення  $b_{\text{ц}}$  дається для безводного палива, тобто без урахування впорскування води), кг;

$\frac{dx}{d\phi}$  – відносна швидкість згоряння палива, 1/°ПКВ.

Чисельна величина питомої теплоти згоряння палива визначається експериментально. Крім цього, її можна прийняти стандартною (для дизельного палива  $Q_H = 42700$  кДж/кг), або визначити за формулою Д. І. Менделєєва [3, 6]

$$Q_H = 100[339C + 1256H - 109(O - S)] - 2512 \cdot H \cdot 9, \quad (3)$$

де  $C$  – вміст вуглецю в паливі, кг / (кг палива);

$H$  – вміст водню в паливі, кг / (кг палива);

$O$  – вміст кисню в паливі, кг / (кг палива);

$S$  – вміст сірки в паливі, кг / (кг палива).

Зміст елементів можна прийняти: для дизельного палива середнього складу  $C=0,87$ ,  $H=0,126$ ,  $O=0,004$ .

Елементарна теплота, що підводиться до газу від стінок при повороті вала на кут  $d\phi$ , визначається рівнянням

$$\frac{\delta Q_W}{d\phi} = \alpha_{\Sigma} (T_W - T) F_W \frac{d\tau}{d\phi}, \quad (4)$$

де  $\alpha_{\Sigma}$  – коефіцієнт тепловіддачі від стінок до газу, кВт / (м<sup>2</sup> · К);

$T_W$  – умовна середня температура стінок, К;

$T$  – температура газу, К;

$F_W$  – площа стінок, що омиваються газом, м<sup>2</sup>;

$\tau$  – час, с.

Коефіцієнт тепловіддачі визначаємо за формулою Хохенберга [5, 9, 10], кВт / (м<sup>2</sup> · К),

$$\alpha_{\Sigma} = 0,130V^{-0,06} \left(\frac{p}{100}\right)^{0,8} \cdot T^{-0,4} \cdot \left(\frac{sn}{30} + 1,4\right)^{0,8}, \quad (5)$$

де  $V$  – поточний обсяг циліндра, м<sup>3</sup>;

$p$  – тиск газу в циліндрі, кПа;

$T$  – температура газу в циліндрі, К;

$s$  – хід поршня, м;

$n$  – частота обертання колінчастого вала, об / хв.

Поточну ступінь стиснення знаходимо їх рівняння

$$\varepsilon_x = 1 + \frac{\varepsilon_c - 1}{s} H_x = 1 + \frac{\varepsilon_c - 1}{2} \left[ 1 - \cos \phi + \frac{\lambda_{III}}{4} (1 - \cos 2\phi) \right], \quad (6)$$

де  $\varepsilon_c$  – номінальна ступінь стиснення;  
 $H_x$  – переміщення поршня від ВМТ, м;  
 $\lambda_{III}$  – відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна;  
 $\phi$  – кут повороту вала, °ПКВ.

При використанні формули Хохенберга [1, 7, 8] теплообмін зі стінками розраховується за рівнянням

$$\frac{\delta Q_W}{d\phi} = k_1 (1 + k_2 \varepsilon_x) (T_W - T) \frac{\rho^{0,8}}{\varepsilon_c^{0,06} T^{0,4}}, \quad (7)$$

де  $k_1, k_2$  – постійні для цього двигуна і цієї частоти обертання колінчастого вала.

$$k_1 = 0,003313 \frac{\pi d \left( \frac{sn}{30} + 1,4 \right)^{0,8}}{12n \left( \frac{d^2 s}{\varepsilon_c - 1} \right)^{0,06}}, \quad (8)$$

$$k_2 = \frac{s}{d(\varepsilon_c - 1)}. \quad (9)$$

Температура газу за рівнянням стану

$$T = \frac{pV}{mR} = \frac{p}{mR} \frac{\pi d^2 s}{4(\varepsilon_c - 1)} \varepsilon_x = \frac{p}{m} k_3 \varepsilon_x, \quad (10)$$

де  $R$  – питома газова стала, що береться за рівну питомій газовій постійній повітря, тобто  $R = R_{air} = 0,28699$  кДж / (кг · К);

$k_3$  – коефіцієнт, який визначається за виразом

$$k_3 = \frac{\pi d^2 s}{4R(\varepsilon_c - 1)}. \quad (11)$$

Похідна обсягу циліндра по куту повороту вала, тобто швидкість зміни обсягу, знаходиться за формулою [6, 7, 9]

$$\begin{aligned} \frac{dV}{d\phi} &= \frac{\pi d^2}{4} \frac{dH_x}{d\phi} = \frac{\pi d^2}{4} \frac{d}{d\phi} \left\{ \frac{s}{2} \left[ 1 - \cos \phi + \frac{\lambda_{III}}{4} (1 - \cos 2\phi) \right] \right\} = \\ &= \frac{\pi d^2 s}{4} \frac{1}{2} \left( \sin \phi + \frac{\lambda_{III}}{2} \sin 2\phi \right) \frac{\pi}{180} = \\ &= \frac{\pi d^2 s}{8} \frac{\pi}{180} \left( \sin \phi + \frac{\lambda_{III}}{2} 2 \sin \phi \cos \phi \right) = \\ &= \frac{\pi d^2 s}{8} \frac{\pi}{180} \sin \phi (1 + \lambda_{III} \cos \phi) = k_4 b, \end{aligned} \quad (12)$$

$$\text{де } k_4 = \frac{\pi d^2 s}{8} \frac{\pi}{180}, \quad (13)$$

$$b = \sin \phi (1 + \lambda_{III} \cos \phi). \quad (14)$$

Швидкість зміни внутрішньої енергії системи залежно від куту повороту колінчастого вала визначиться залежністю [5]

$$\frac{dU}{d\phi} = \frac{d(mu)}{d\phi} = m \frac{du}{d\phi} + u \frac{dm}{d\phi} = mc_V \frac{dT}{d\phi} + u \frac{dm}{d\phi}, \quad (15)$$

де  $u$  – питома внутрішня енергія газу, кДж / кг;  
 $c_V$  – справжня питома ізохронна теплоємність газу, кДж / (кг · К).

Після перетворень в роботі [6] отримано остаточне рівняння для визначення відносної швидкості згоряння за кутом повороту колінчастого валу.

$$\frac{dx}{d\phi} = \frac{c_V k_3 \varepsilon_x \frac{dp}{d\phi} + \left(1 + \frac{c_V}{R}\right) p k_4 b - \frac{\delta Q_W}{d\phi}}{\left[Q_H - \frac{(u - c_V T)}{1 - \xi_W}\right] b_{Ц}}. \quad (16)$$

Відносна швидкість згоряння знаходиться чисельним методом. Величину тиску газу в циліндрі дизеля визначаємо з індикаторної діаграми.

Диференціальне рівняння (16) представляється у вигляді

$$\frac{dx}{d\phi} = f(x, \phi). \quad (17)$$

Прийmemo наступні початкові умови:

$$\begin{aligned} x_{н.г.} &= 0; \\ \phi &= \phi_{н.г.} \end{aligned} \quad (18)$$

Послідовні значення  $x_i$  частки згорілого палива визначаються виразом

$$x_{i+1} = x_i + \Delta x_i, \quad (19)$$

де  $x_{i+1}$  – частка згорілого палива в кінці  $i$ -го кроку рахунку;  
 $x_i$  – частка згорілого палива на початку  $i$ -го кроку рахунку;  
 $\Delta x_i$  – приріст частки згорілого палива на  $i$ -му кроці рахунку. Приріст частки згорілого палива на  $i$ -му кроці рахунку визначається за методом Рунге-Кутта 4-го порядку.

$$\Delta x_i = \frac{1}{6} (K_1^i + 2K_2^i + 2K_3^i + K_4^i), \quad (20)$$

де  $K_1^i, K_2^i, K_3^i, K_4^i$  – кутові коефіцієнти, які обчислюють за формулами

$$K_1^i = \Delta\phi \cdot f(x_i, \phi_i), \quad (21)$$

$$K_2^i = \Delta\phi \cdot f\left(x_i + \frac{K_1^i}{2}, \phi_i + \frac{\Delta\phi}{2}\right), \quad (22)$$

$$K_3^i = \Delta\phi \cdot f\left(x_i + \frac{K_2^i}{2}, \phi_i + \frac{\Delta\phi}{2}\right), \quad (23)$$

$$K_4^i = \Delta\phi \cdot f\left(x_i + K_3^i, \phi_i + \Delta\phi\right), \quad (24)$$

де  $\phi\Delta$  – крок рахунку;

$f(x_i, \phi_i)$  – права частина диференціального рівняння (4.18), підрахована при значеннях змінних  $x_i$  і  $\phi_i$

У зв'язку з тим, що тиск за кутом повороту колінчастого вала вимірюється з деякою випадковою похибкою, то необхідно провести дії по попередній підготовці отриманих індикаторних діаграм. Згладжування проводилося "скользящим" середнім за методикою викладеною в роботі [6, 8, 9]. Арифметичне ковзне середнє чисельно дорівнює середньому арифметичному значень вихідної функції за встановлений період (вікно згладжування)

$$SMA_t = \frac{1}{n} \sum_{i=0}^{n-1} p_{t-i}, \quad (25)$$

де  $SMA_t$  – значення простого ковзного середнього в точці  $t$  (в середині вікна згладжування);

$n$  – кількість значень вихідної функції для розрахунку ковзаючого середнього (на згладжуючому інтервалі, або в вікні згладжування). Чим ширше згладжує інтервал, тим більше гладким виходить графік функції. Число  $n$  повинно бути непарним, а ширина вікна згладжування підбирається досвідченим шляхом;

$p_{t-i}$  – значення вихідної функції в точці  $t-i$ .

Результати згладжування можуть вважатися достовірними, тобто такими, що не вносять перекручувань в індикаторну діаграму, якщо різниця згладженого і виміряного тиску знаходиться в межах середнього відхилення (зазвичай дорівнює 100 кПа). Якщо зазначена умова не дотримується, то необхідно відмовитися від згладжування діаграми на цій ділянці.

На рис. 1–3 представлені індикаторні діаграми, отримані на відсіку дизеля при роботі на дизельному паливі, грубій і мікрогетерогенній емульсії з вмістом води 15 % на номінальному режимі після їх згладжування.

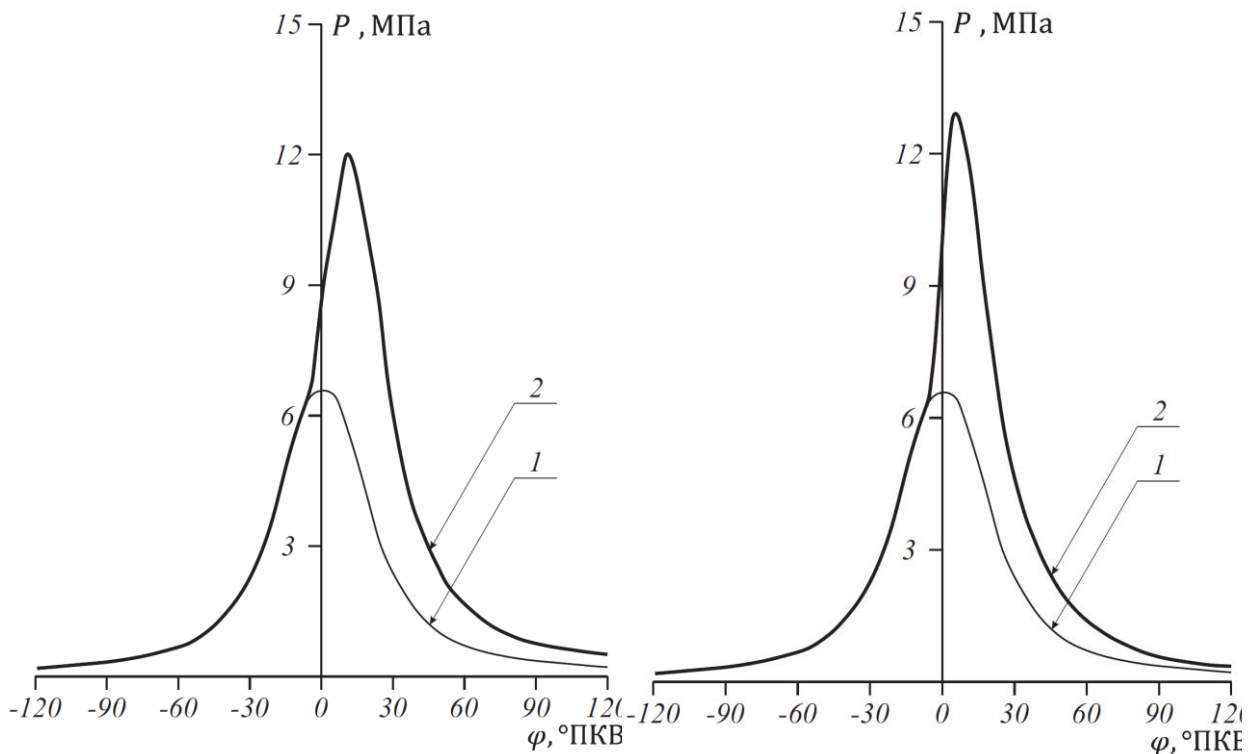


Рисунок 1 – Індикаторна діаграма дизеля SBY 6M628 при роботі на безводному паливі: 1) діаграма чистого стиснення; 2) діаграма горіння

Рисунок 2 – Індикаторна діаграма дизеля SBY 6M628 при роботі на грубій емульсії: 1) діаграма чистого стиснення; 2) діаграма горіння

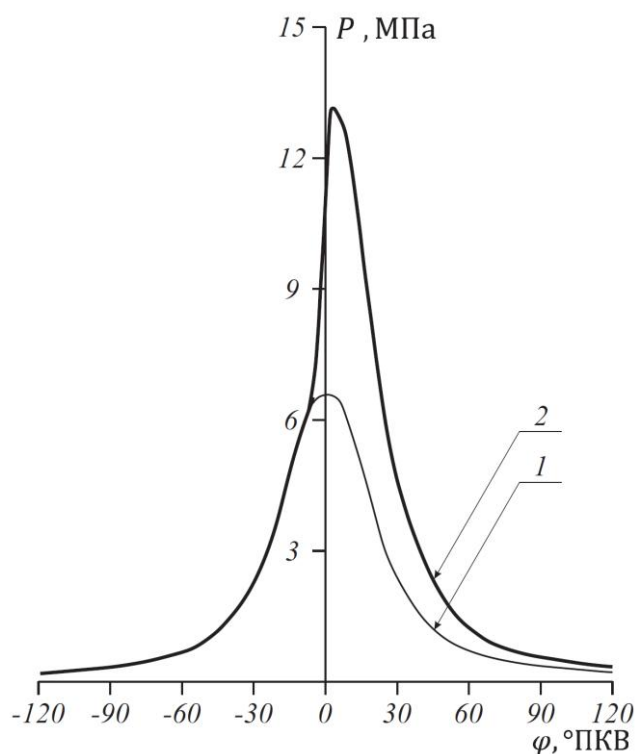


Рисунок 3 – Індикаторна діаграма дизеля SBY 6M628 при роботі на мікрогетерогенній емульсії: 1) діаграма чистого стиснення; 2) діаграма горіння

У таблиці 1 представлені результати, отримані після попередньої обробки індикаторних діаграм.

Таблиця 1– Значення параметрів робочого процесу досліджуваного дизеля при роботі на дизельному паливі і водопаливній емульсії на номінальному режимі

№ п/п	Вид палива	Початок процесу згорання, ПКВ	Завершення процесу згорання, ПКВ	Максимальний тиск згорання, P <sub>z</sub> , МПа	Тривалість періоду горіння, ПКВ
1	Дизельне безводне	-5	25	73,0	30
2	Груба емульсія C <sub>w</sub> = 5 %	-4	18	75,2	22
3	Груба емульсія C <sub>w</sub> = 15 %	-4	27	79,0	31
4	Мікрогетерогенна ВПЕ C <sub>w</sub> = 5 %	-4	25	79,0	29
5	Мікрогетерогенна ВПЕ C <sub>w</sub> = 15 %	-4,5	35	80,0	39,5

На рис. 4 наведені результати чисельного дослідження характеристик тепловиділення при роботі дизеля на безводному паливі, грубій і мікрогетерогенній емульсії з вмістом води 15 %.

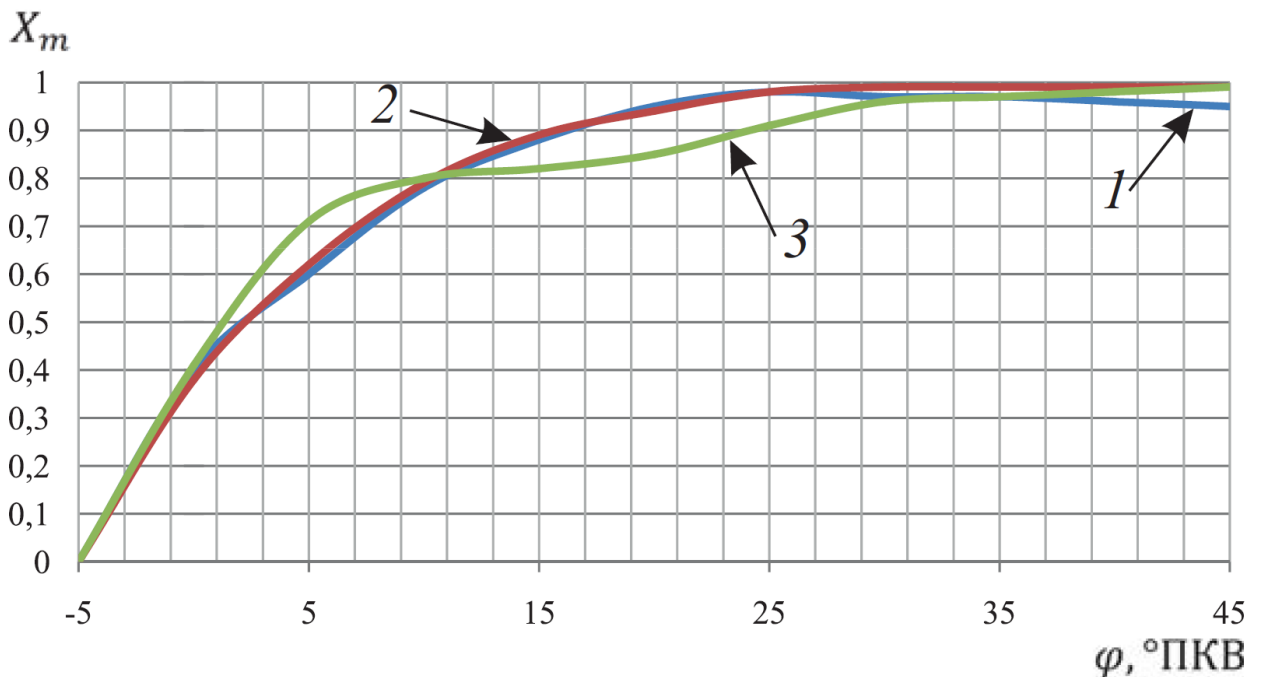


Рисунок 4 – Характеристики тепловиділення дизеля SBY 6M628 при роботі на безводному дизельному паливі, грубій і гетерогенній ВПЕ

1) дизельне паливо; 2) груба водопаливна емульсія; 3) гетерогенна водопаливна емульсія

З рис. 4. видно, що швидкість тепловиділення при використанні дизельного палива і грубої емульсії протягом 25 °ПКВ від моменту початку горіння палива не розрізняються. Потім, швидкість тепловиділення на грубій емульсії, в порівнянні з дизельним паливом, починає знижуватися. В результаті, при роботі на грубій емульсії питома ефективна витрата палива збільшується.

При роботі на мікрогетерогенній емульсії, в порівнянні з дизельним паливом, можна відзначити три характерних періоди.

У першому періоді, тривалістю від -1 до 4 °ПКВ швидкість тепловиділення збільшується.

Потім, у другому періоді, швидкість тепловиділення починає повільно, до 24 °ПКВ, знижуватися.

У третьому періоді знову відбувається деяке збільшення швидкості тепловиділення, і після 35 °ПКВ крива тепловиділення на мікрогетерогенній емульсії збігається з кривою тепловиділення для дизельного палива. В результаті питома ефективна витрата палива наблизився до витрати при роботі на безводному паливі.

Збільшення швидкості тепловиділення в першому періоді пояснюється підвищенням тонкості розпилювання емульсії, поданої за період затримки займання.

Зменшення швидкості тепловиділення в другому періоді пояснюється зменшенням розміру частинок води, відбувається уповільнення швидкості росту парогазових утворень. Теплота, що утворюється в процесі горіння, витрачається на прогрів і випаровування води міститься всередині краплі ВПЕ.

У відповідності з результатами виконаного в [5–7]. чисельного дослідження, в грубій емульсії великі краплі води вибухають раніше дрібних крапель, відбувається вторинне дроблення крапель ВПЕ і підвищення швидкості згорання в другому періоді.



Збільшення швидкості згоряння в третьому періоді при роботі на мікрогетерогенній ВПЕ пояснюється підвищенням ролі хімічної і каталітичної дії парів води на процес горіння.

Таким чином, в результаті, зменшення розмірів частинок води в емульсії і більш рівномірного розподілу часток у внутрішньо краплі палива відбувається оптимізація процесу використання теплоти за кутом ПКВ. Це сприяє скороченню витрати палива при одночасному зменшенні викидів оксидів азоту з відпрацьованими газами.

**Висновки:** 1. При роботі дизеля на мікрогетерогенній емульсії, в порівнянні з дизельним паливом, можна виділити три характерних періоди.

У першому періоді (від -1 до 4 °ПКВ) швидкість тепловиділення збільшується, у другому – (від 4 до 24 °ПКВ) починає зменшуватися; у третьому – (після 24 °ПКВ) знову відбувається збільшення швидкості тепловиділення, і після 35 °ПКВ крива тепловиділення збігається з кривою тепловиділення для дизельного палива. Підтвердженням цього є однакова (порівняно з дизельним паливом) питома індикаторна витрата палива.

Збільшення швидкості тепловиділення в першому періоді пояснюється підвищенням тонкості розпилювання мікрогетерогенної емульсії, поданої за період затримки запалення.

Зменшення швидкості тепловиділення в другому періоді пояснюється тим, що, як показали результати чисельного моделювання, при уповільненому зростанні парогазових утворень всередині дрібних частинок води, теплота, отримана в процесі горіння палива, витрачається на прогрів і випаровування води, що знаходиться всередині краплі ВПЕ.

Збільшення швидкості тепловиділення в третьому періоді пояснюється підвищенням ролі хімічної і каталітичної дії парів води на процес горіння [1, 2, 11, 12].

2. Проведено порівняльні випробування відсіку на безводному дизельному паливі, грубій і мікрогетерогенній водопаливній емульсії. Випробування проводилися за гвинтовою і навантажувальною характеристиками.

За результатами випробувань зазначено наступне:

2.1. Зі збільшенням концентрації води в грубій емульсії спостерігається зниження викидів шкідливих (забруднюючих) речовин, зменшення температури відпрацьованих газів і збільшення питомої ефективної витрати палива. Згідно з опублікованими рекомендаціями для проведення подальших досліджень прийнято вміст води в емульсії, що дорівнює 15 % об.

2.2. При роботі дизеля за навантажувальною характеристикою на номінальному навантаженні:

– при переведенні дизеля з безводного палива на грубу емульсію, спостерігається скорочення концентрації оксидів азоту в 1,3 рази, димності відпрацьованих газів з 12 до 7,5 % при збільшенні питомої ефективної витрати палива на 43 г / (кВт · год).

– при переведенні дизеля на отриману нами мікрогетерогенну емульсію кількість NO<sub>x</sub> скоротилася в 1,4 рази, димність зменшилася з 12 до 7 %, а витрата палива збільшилася (порівняно з роботою на дизельному паливі) всього на 4-5 г / (кВт · ч), що не виходить за межі помилки вимірювань.

2.3. При роботі дизеля за гвинтовими характеристиками:

– зі зменшенням дисперсності водної фази на всіх режимах роботи дизеля скорочуються викиди газоподібних і твердих речовин з відпрацьованими газами, а також знижується температура відпрацьованих газів;

- при роботі на грубій емульсії витрата палива збільшується на (24–43 г / (кВт · год);
- при роботі на мікрогетерогенній емульсії витрата палива збільшується на (4-5) г / (кВт · год).

### ЛІТЕРАТУРА

1. Богом'я В.І., Єлєзаров О.П., Павленко М. А., Тимочко О. І., Тимощук О.М. за заг. ред О.М. Тимощук. Основи технічної експлуатації автоматизованої системи управління судном: підручник. Київ, 2018. 305 с.
2. Богом'я В.І., Горбань А.В., Павленко М.А., Тимочко О.І., Тимощук О.М.. За заг. ред. О. М. Тимощук. Особливості системного підходу до вирішення наукових завдань експлуатації суднового обладнання: підручник. Київ, 2018. 305 с.
3. Лихогляд К.А., Маслов І.З., Разінкін Р.О., Найдьонов А.І. Устрій судових котельних установок та їхня безпечна експлуатація. Навчальний посібник з дисципліни «Суднові парові котли» за спеціальністю 271 «Річковий та морський транспорт». Одеса: НУ «ОМА», 2018. 166 с.
4. Богаевский А. Б. Совершенствование управления топливоподачей транспортных дизельных установок. / Богаевский А. Б. // Вестник НТУ «ХПИ». Сборник научных трудов. Тематический выпуск «Системный анализ, управление и информационные технологии». X. : НТУ «ХПИ». – 2005. – № 54. – С. 8-87.
5. Данилян А.Г., Чимшир В.И., Разинкин Р.А., Найденов А.И. Совершенствование систем технического диагностирования малооборотных судовых дизелей. «Молодой учёный». № 2 (82. Технические науки). ООО «Издательство Молодой ученый». Казань, 2015 г. С. 138-142. (наукометрична база РИНЦ).
6. Лещев В.А., Найденов А.И. Влияния переходных процессов на величину коэффициента дымности отработанных газов дизеля. *Научный взгляд в будущее. – Выпуск 13. Том 1.* – Одесса: Куприенко СВ, 2019 – С.34-45. (наукометричні бази РИНЦ, IndexCopernicus).
7. Лещев В.А., Найденов А.И. Уменьшение выброса токсичных компонентов отработанных газов при пуске дизеля устройством формирования оптимального пуска. *Modern Science: scientific publications journal. – № 07, Vol. I, (July) / Scientific-information publishing center «Strategic Studies Institute»; Editor-in-chief – A.N. Zotin.* – Moscow, 2019. С.233–239. (наукометричні бази РИНЦ, IndexCopernicus).
8. Орловский И. А. Математические модели дизеля и синхронного генератора тягового электропривода дизель-поезда на нейронной сети / И. А. Орловский // *Технічна електродинаміка.* – 2010. – № 2. – С. 62-72.
9. Темирев А. П. Теория и практика разработки судовых систем электроснабжения и бортовых блоков управления электродвигателей / Темирев А.П. – Ростов- 411 на-Дону : изд-во Ростовского университета, 2004. – 250 с.
10. Басов Г. Г. Методика оцінки технічного рівня дизель-поїздів / Г. Г. Басов // *Підвищення експлуатаційної ефективності тягового рухомого складу.* – X. : ХарДАЗТ. – 2000. – № 41. – С. 5-8.
11. Шафи Надери Али Асгар. Современные дизель-поезда / Али Асгар Шафи Надери // *Железные дороги мира.* – 2003. – № 12. – С. 22-33.
12. Дизель-поезда с механической передачей // *Железные дороги мира.* – 2006. – № 10. – С. 25-27.

**Naidenov I.V., Smirnova I.M., Blindaruk O.M., Kravchuk Y.O.**

**DESIGN OF METHODS OF IMPROVING ENVIRONMENTAL INDICATORS OF RIVER TRANSPORT IN CONDITIONS OF OPERATION**

*On the basis of the Recommendations developed and adopted within the framework of the UNECE, the Resolution of the Sixty-eighth Session of the Danube Commission (SC) of 15 May 2007 (DC / SEC 68/7) adopted "Recommendations concerning Technical Requirements for Inland Navigation Vessels". as minimum technical requirements for ships of the member states of the DC sailing on the Danube, taking into account the recommendations previously adopted by the SC on certain technical issues. This Resolution recommends that the member states of the SC put them into effect as soon as possible and inform the SC about it.*

*Given that today the average age of Ukrainian Danube Shipping vessels is 38 years, and taking into account their share in the fleet operating in the Danube River Basin, it should be expected that most vessels flying the Ukrainian flag may be in the non-standard group if the necessary measures will not be taken to restore or modify the fleet. The main areas of research can be considered the search for design changes or new solutions related to marine technology or solutions related to the modification of fuel and the use of new types and related to the protection of the environment from the harmful effects of vehicles at all stages of life cycle*

*One of the effective low-cost and simple ways to reduce emissions from the exhaust gases of marine diesels is the use of water additives to the fuel in the form of an emulsion. A significant contribution in this area has been made by domestic and foreign scientists A. Savchenko, V. Solodovnikov, I. Parsadanov, I. Karyagin, Abuzaid M., Armas O., Hountalas D., Kadodta T., Leug P., Maria R.B., Morozumi Y., Yoshimoto Y. and many others.*

*The above requires solving the current scientific and technical problem, which is to develop a new approach to the fuel system, which will significantly improve the quality of operation through the use of homogenized fuel and reduce emissions associated with the operation of the vessel in terms of strengthening international requirements for emissions into the atmosphere.*

**Key words:** *engine, means of river transport, diagnostics of technical condition, ecological indicators, environmental protection.*

**Найденов И.В., Смирнова И.М., Блиндарук А.Н., Кравчук Ю.А.  
МЕТОДЫ ПОВЫШЕНИЯ ТОПЛИВНОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ И УЛУЧШЕНИЕ  
ЭКОЛОГИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ СРЕДСТВ РЕЧНОГО ТРАНСПОРТА В  
УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ**

*Учитывая то, что сегодня средний возраст судов украинской Дунайского пароходства около 40 лет, и принимая во внимание их долю в флоте работающих в бассейне реки Дунай, следует ожидать, что большая часть судов под украинским флагом может оказаться в группе вне стандартных, если не будут приняты необходимые меры для восстановления или модификации флота. Основными направлениями исследований можно считать поиск конструктивных изменения или новых решений, связанных с судовыми техническими средствами или решениями, связанными с модификацией топлива и применением новых его типов и связанных с охраной окружающей среды от вредного воздействия средств транспорта на всех этапах жизненного цикла*

*Вышеупомянутое требует решения актуального научно-технического задания, которое заключается в разработке нового подхода функционирования топливной системы, что обеспечит существенное повышение качества эксплуатации за счет использования гомогенизированной топлива и снижение вредных выбросов, связанных с эксплуатацией судна в условиях усиления международных требований к сокращению вредных выбросов в атмосферу.*

*Приведены методы, обеспечивающие повышение топливной экономичности и улучшения экологических показателей средств речного транспорта в условиях эксплуатации.*

*Приведены возможности усовершенствования и испытан усовершенствованный мембранный диспергатор для изготовления эмульсий топлива и воды.*

*Приведены результаты исследования энергетических и экологических характеристик дизеля на речном толкатели при работе на безводной топливе и водотопливных эмульсии.*

*Внедрение результатов диссертационного исследования на морских и речных судах свидетельствует о значительных повышении экологичности речного транспорта, а именно уменьшение концентрации оксидов азота на 29%, оксида углерода на 35%; температуры выпускных газов на 2,2%; дымности на 38% ..*

**Ключевые слова:** *двигатель, средства речного транспорта, диагностирования технического состояния, экологические показатели, охрана окружающей среды.*