

О.О. Галушак, студ.  
 Д.О. Галушак, студ.  
 К.В. Нгаяхи Аббе, аспір.  
 А.П. Поляков, д.т.н., проф.

Вінницький національний технічний університет

### РОЗРАХУНОК ВПЛИВУ ДІАМЕТРА СОПЛОВИХ ОТВОРІВ ФОРСУНКИ НА РОБОЧИЙ ПРОЦЕС ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА ПРИ ПЕРЕВЕДЕННІ ЙОГО НА РОБОТУ НА БІОДИЗЕЛЬНОМУ ПАЛИВІ

*Представлено результати розрахунків параметрів робочого процесу дизельного двигуна при переводі його на роботу на біодизельному паливі з урахуванням зміни діаметра соплового отвору форсунки. Проведено порівняльні розрахунки впорскування і розпилювання дизельного і біодизельного палива, проведено розрахунки характеристик процесу згорання в дизельному двигуні на номінальному режимі при роботі на дизельному і біодизельному паливі. Визначено оптимальне значення діаметра соплового отвору форсунки, при якому досягається максимальне поліпшення показників робочого процесу дизельного двигуна при переводі його на роботу на біодизельному паливі.*

**Постановка проблеми.** Одним з ключових елементів для будь-якої економічної діяльності є енергетика. Попит на енергію в країнах, що розвиваються, буде постійно зростати. Тому потрібно дослідити можливість використовувати альтернативні палива, в тому числі, біодизельне паливо. Дослідження показали, що біодизельне паливо може використовуватись в будь-якому дизельному двигуні без змін його конструкції та налаштування, але при цьому спостерігаються деякі зміни в показниках ефективності роботи двигуна [1–3]. Математичне моделювання процесу згорання біодизельного палива дозволяє заздалегідь передбачити характер робочого циклу в дизелі при переведенні його на роботу на біодизельному паливі з урахуванням зміни параметра паливної системи такого, як діаметр соплового отвору.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Ряд досліджень були проведені для оцінки продуктивності біодизельного палива на немодифікованих дизелях [1–3]. Згідно з С.Сьомінім [4], оптимальною конструкцією сопла форсунки буде така, при якій виходить максимальна кількість повнозгорілого палива в процесі горіння і мінімальна кількість незгорілого палива.

**Постановка завдання.** Провести розрахунки робочого процесу дизельного двигуна при переведення його на роботу на біодизельному паливі з урахуванням зміни діаметра соплового отвору, порівняти отримані результати з показниками робочого процесу дизельного двигуна при його роботі на дизельному паливі.

**Викладення основного матеріалу. Основи математичної моделі.** Математичне моделювання робочих процесів дизеля при переводі його на роботу на біодизельному паливі здійснювалось з використанням спільних методик розрахунків, запропонованих Н.Ф. Разлейцевим [5], А.С. Лишевським [6] та І.І. Вібе [7]. Методики розрахунку Н.Ф. Разлейцева і А.С. Лишевського дозволяють визначити дрібність розпилювання, час затримки запалення і тривалість згорання. Розрахунки робочого процесу за методикою І.І. Вібе здійснюються з урахуванням динаміки процесу згорання, яка була визначена попереднім методом.

*Розрахунок параметрів заряду.*

Об'єм камери згорання, мм<sup>3</sup>:

$$V_c = \frac{V_h}{\varepsilon - 1}, \quad (1)$$

де  $\varepsilon$  – ступінь стиснення.

Робочий об'єм циліндра, мм<sup>3</sup>:

$$V_h = \frac{\pi D^2 S}{4}, \quad (2)$$

де  $D$  – діаметр циліндра, мм;  $S$  – хід поршня, мм.

Кількість свіжого заряду, кмоль:

$$M_{ci} = \frac{\eta_v 10^3 P_o V_h}{8,312 T_o}, \quad (3)$$

де  $\eta_v$  – коефіцієнт наповнення;  $P_o$  – тиск навколишнього середовища, МПа;  $T_o$  – температура навколишнього середовища, К.

Кількість газів у циліндрі, кмоль:

$$M_v = M_{cm}(1 + \gamma), \quad (4)$$

де  $\gamma$  – коефіцієнт залишкових газів:

$$\gamma = \frac{P_r \cdot T_k}{\left[ \left( \frac{P_r}{P_v} - 1 \right) \eta_v \cdot P_k \cdot T_r \right]} \quad (5)$$

де  $P_k$  – тиск до впускних клапанів, МПа;  $T_k$  – температура перед впускними клапанами, К;  $P_r$  – тиск залишкових газів, МПа;  $T_r$  – температура залишкових газів, К.

*Розрахунок параметрів розпилювання палива.*

Середня швидкість витікання палива з розпилювача форсунки, м/с:

$$U_o = \frac{24q_c n}{0,75 \rho_n \pi d_c^2 i_c \varphi_{впр}}, \quad (6)$$

де  $q_c$  – циклова подача, кг/цикл;  $n$  – кількість обертів колінчастого валу, хв.<sup>-1</sup>;  $\rho_n$  – щільність палива, кг/м<sup>3</sup>;  $d_c$  – діаметр соплового отвору форсунки, мм;  $\varphi_{впр}$  – тривалість впорскування, град. повороту колінчастого валу (ПКВ).

Критерій  $M$ , що характеризує співвідношення сил поверхневого натягу, інерцій і в'язкості:

$$M = \frac{\mu_n^2}{d_c \rho_n \sigma_n}, \quad (7)$$

де  $\mu_n$  – коефіцієнт динамічної в'язкості палива при 323 К;  $\sigma_n$  – коефіцієнт поверхневого натягу палива при 323 К.

Критерій Вебера, що характеризує співвідношення сил поверхневого натягу та інерцій, кг/м<sup>3</sup>:

$$W_e = \frac{U_o^2 \rho_h d_c}{\sigma_n}. \quad (8)$$

Щільність заряду в кінці умовно продовженого до верхньої мертвої точки (ВМТ) стиснення, кг/м<sup>3</sup>:

$$\rho_B = \frac{\mu_a \dot{V}}{V_c}; \quad (9)$$

$$\rho = \frac{\rho_B}{\rho_N}, \quad (10)$$

де  $\mu_a$  – молекулярна маса повітря, кг/кмоль.

Середній діаметр крапель (діаметр Заутера), мкм:

$$d_{32} = \frac{10^6 E_{32} d_c M^{0,0733}}{\left( W_e \right)^{0,266}}, \quad (11)$$

де  $E_{32}$  – емпіричний коефіцієнт, що залежить від конструкції форсунки.

Тиск в циліндрі наприкінці умовно продовженого до ВМТ стиснення, МПа:

$$P_c = P_0 \varepsilon^{1,37}. \quad (12)$$

Відносна теоретична константа випаровування палива, 1/с:

$$b_{u,m} = \frac{K}{d_{32}^2}, \quad (13)$$

де  $K = 1/(10^6 \cdot P_c)$  – константа випаровування, м<sup>2</sup>/с.

*Розрахунок динаміки процесу згорання.*

Обсяг циліндра в момент початку впорскування палива, м<sup>3</sup>:

$$V_i = V_c \left( 1 + \frac{\left( \frac{P_r}{P_v} - 1 \right) \sigma_i}{2} \right), \quad (14)$$

де  $\sigma_i = 1 - \cos \varphi_n + 1/\lambda (1 - \cos(\arcsin(\lambda \sin \varphi_n)))$  – питомий об'єм робочого тіла в момент початку впорскування;  $\varphi_n$  – кут випередження впорскування, град. ПКВ;  $\lambda$  – відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна.

Тиск газів у момент початку впорскування, МПа:

$$P_H = P_0 \left( \left( \frac{P_r}{P_v} + V_H \right) V_H \right)^{37}. \quad (15)$$

Температура газів у момент початку впорскування, К:

$$T_H = 10^3 P_H V_H \left( \frac{1}{8,312} \cdot M_v \right) \quad (16)$$

Період затримки запалення, с:

$$\tau_i = 3,8 \cdot 10^{-6} \left( -0,00016 n \left( \frac{T_H}{P_H} \right)^{0,5} \exp \left( \frac{Ea}{8,312 T_H} \right) M_{cm} = \frac{\eta_v \cdot 10^3 P_0 V_H}{8,312 T_0} \right), \quad (17)$$

в град. ПКВ:

$$\Delta\varphi_i = 6n\tau_i. \quad (18)$$

Момент запалення, град. ПКВ:

$$\varphi_e = \varphi_n + \Delta\varphi_i. \quad (19)$$

Момент закінчення впорскування палива, град. ПКВ:

$$\varphi_{к.в} = \varphi_n + \varphi_{впр}. \quad (20)$$

Тривалість випаровування та згорання великих крапель, с:

$$\tau_u = \frac{A_z}{b_{u,m}\alpha^{0,6}}, \quad (21)$$

де  $A_z = 2,4$  – константа часу випаровування великих крапель;  $\alpha$  – коефіцієнт надлишку повітря.

Тривалість згорання, град. ПКВ:

$$\varphi_z = \varphi_{впр} - \Delta\varphi_i + 6n\tau_u. \quad (22)$$

Момент закінчення горіння, град. ПКВ:

$$\varphi_{к.г} = \varphi_e + \varphi_z. \quad (23)$$

Момент досягнення факелом стінки камери згорання, с, град. ПКВ:

$$\tau_{cm} = 10D_\varphi\sqrt{2}L_{cm}^2\rho\left(\frac{U_o W_e^{0,21} M^{0,16}}{c}\right), \quad (24)$$

$$\varphi_{cm} = \varphi_n + 6n\tau_{cm}, \quad (25)$$

де  $D_\varphi = 2,9$  – коефіцієнт визначення далекобійності;  $L_{cm}$  – довжина вільного польоту факела, мм.

Тривалість взаємодії фронту факела зі стінкою, град. ПКВ:

$$\phi_\varphi = 6nA_{cm}2\tau_{cm}\sqrt{\rho W_e^{0,32} / M^{0,07}}, \quad (26)$$

де  $A_{cm} = 0,0055$  – коефіцієнт для визначення кута конуса паливного факела.

*Розрахунок характеристик тепловиділення.*

Характеристики тепловиділення розраховують за методикою запропонованою І.І. Вібе. За нею визначають рівняння вигорання палива  $x = f(\varphi)$  і швидкості згорання  $dx/d\varphi = f'(\varphi)$  такими формулами:

$$\delta = 1 - \dot{a} \left(\frac{\varphi}{\varphi_z}\right)^{m+1}; \quad (27)$$

$$\frac{dx}{d\varphi} = 6,908 \left(1 + \left(\frac{\varphi}{\varphi_z}\right)^m e^{-6,908\left(\frac{\varphi}{\varphi_z}\right)^{m+1}}\right), \quad (28)$$

де  $\varphi$  – поточний кут повороту колінчастого валу, град. ПКВ;  $m$  – показник характеру згорання.

*Розрахунок повного робочого процесу з урахуванням динаміки згорання палива.*

У цих розрахунках визначається тиск у циліндрі в будь-який момент часу (за кутом повороту колінчастого валу) з урахуванням моменту випередження впорскування. В результаті цих розрахунків, обчислено тиск газів у кінці процесу розширення, середній індикаторний тиск, індикаторний ККД, питому індикаторну витрату палива та інші показники ефективності робочого процесу.

Розрахунки робочого циклу проводяться за другим методом І.І. Вібе, який дозволяє здійснювати їх з урахуванням динаміки згорання.

Динаміка процесу згорання впливає на всі показники двигуна:  $L_b, P_b, g_b, \eta_b, p_{max}$ .

*Розрахунок процесу впуску.*

Тиск робочого тіла в кінці такту впуску, МПа:

$$P_a = \frac{1}{\varepsilon} \left[ \left( \eta_v - 1 \right) \cdot P_k \cdot \frac{T_k + \Delta T}{T_k} + P_r \right], \quad (29)$$

де  $\varepsilon$  – ступінь стиснення двигуна;  $\eta_v$  – коефіцієнт наповнення;  $P_k$  – тиск до впускних клапанів, МПа;  $T_k$  – температура перед впускними клапанами, К;  $P_r$  – тиск залишкових газів, МПа.

Температура робочого тіла в кінці впуску, К:

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + \gamma T_r}{1 + \gamma}. \quad (30)$$

Теоретично необхідна кількість повітря для згорання одного кілограма  $L'_0$ : для дизельного палива  $L'_0 = 14,5$ ; для біодизельного палива  $L'_0 = 12,5$ .

Питомий об'єм робочого тіла в кінці такту впуску, м<sup>3</sup>/кг:

$$v_a = 0,008314 \frac{T_a}{\mu_g \cdot P_a}. \quad (31)$$

*Розрахунок процесу стиснення.*

Параметри робочого тіла в процесі стиснення визначаються за рівняннями політропного процесу.

Поточний тиск, МПа:

$$P = P_a \left( \frac{v_a}{v} \right)^{n_1}, \quad (32)$$

де  $n_1$  – показник політропи стиснення;  $v$  – поточні значення питомого об'єму, що визначаються залежністю:

$$v = \left( \frac{v_a}{\varepsilon} \right) \left( 1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} \sigma \right), \quad (33)$$

де  $\sigma$  – кінематична функція переміщення поршня, що визначається:

$$\sigma = 1 - \cos\varphi + 1/\lambda(1 - \cos(\arcsin(\lambda\sin\varphi))). \quad (34)$$

Питома робота стиснення, МДж/кг:

$$l_{ay} = \frac{P_a v_a - P_y v_y}{n_1 - 1}. \quad (35)$$

Розрахунок процесу згорання.

Коефіцієнт ефективності згорання визначається:

$$\xi = \psi \delta, \quad (36)$$

де  $\delta$  – коефіцієнт виділення теплоти;  $\psi$  – коефіцієнт використання теплоти.

Загальна питома теплота згорання, МДж/кг:

$$q_z = \frac{\xi H_u}{\gamma + \gamma' L'_o + 1}, \quad (37)$$

де  $H_u$  – нижча теплота згорання палива, МДж/кг.

Розрахунок тиску в циліндрі у будь-який момент часу визначається для кожної ділянки індикаторної діаграми. При цьому визначається зміна тиску від  $p_1$  одного об'єму в циліндрі до  $p_2$  другого. Для цього, для кожної ділянки визначається тиск, МПа:

$$p_z = \frac{2q_z \Delta x_{1-2} + p_1 (Kv_1 - v_2)}{Kv_2 - v_1}, \quad (38)$$

де  $K$  – середнє значення фактора теплоємності, якщо його прийняти постійним, то помилка в розрахунку складає близько 1%;  $\Delta x_{1-2}$  – частка палива, що згоріла на ділянці 1–2.

Питома робота газів у процесі згорання, МДж/кг:

$$l_{yz} = \sum_1^n \frac{P_1 + P_2}{2} (v_1 - v_2). \quad (39)$$

Розрахунок процесу розширення.

Тиск робочого тіла в кінці розширення:

$$P_a = P_z \left( \frac{v_z}{v_a} \right)^{n_1}. \quad (40)$$

Поточні величини тиску:

$$P = P_z \left( \frac{v_z}{v} \right)^{n_2}, \quad (41)$$

де  $n_2$  – показник політропи розширення.

Питома робота в процесі розширення, МДж/кг:

$$l_{zb} = \frac{P_z v_z - P_b v_a}{n_2 - 1}. \quad (42)$$

Визначення індикаторних показників циклу.

Питома робота циклу, МДж/кг:

$$l_i = l_{ay} + l_{yz} + l_{zb}. \quad (43)$$

Середній індикаторний тиск циклу, МПа:

$$P_i = \frac{\varepsilon \cdot l_i}{(\varepsilon - 1) v_a}. \quad (44)$$

Індикаторний ККД циклу:

$$\eta_i = \frac{\xi l_i}{q_z}. \quad (45)$$

Питома індикаторна витрата палива, г/кВт·год.:

$$g_i = \frac{3600}{H_i \eta_i}. \quad (46)$$

Для здійснення розрахунку робочого процесу двигуна введені початкові дані, що визначають призначення, конструктивні особливості, геометричні розміри, умови роботи двигуна і фізико-хімічні властивості палива.

Характеристики двигуна як параметри дизельного двигуна були взяті параметри двигуна КАМАЗ-740 [8], що наведені в таблиці 1.

Таблиця 1  
Параметри двигуна КАМАЗ-740

Параметр	Значення
Степінь стиснення, $\epsilon$	17
Діаметр циліндрів $D$ , м	0,12
Хід поршня $S$ , м	0,12
Номінальна частота обертання $n$ , хв. <sup>-1</sup>	2600
Діаметр соплових отворів $d_c$ , м	0,00030
Кількість соплових отворів форсунки $i_c$	4
Циклова подача палива $q_c$ , кг	0,00019
Відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна $\lambda = R/L$	0,281
Довжина вільного польоту факела $L_{cm}$ , м	0,06
Протяжність впорскування, $\varphi_{впр}$ , град. ПКВ	30
Кут випередження впорскування $\varphi_n$	340

За палива були взяті дизельне (diesel 2) і рапсове біодизельне паливо (RME B100). Їх фізико-хімічні характеристики представлено в таблиці 2 [9].

Таблиця 2  
Характеристики палив

Характеристика	Diesel 2	RME B100
Хімічний склад		
С	87 %	77 %
Н	12,6 %	12,1 %
О	0,4 %	1 %
Цетанове число	48	54,4
Густина, кг/м <sup>3</sup>	830	874
Нижча теплота згорання, МДж•моль	42,5	37
Коефіцієнт поверхневого натягу при 323 К, Н/м	0,028	0,0315
Динамічний коефіцієнт в'язкості при 323 К, Па•с	0,003	0,00692
Теоретично необхідна кількість повітря в кіломолях для згорання 1 кг палива, $M_0$	14,45	12,70

Вплив діаметра соплового отвору на робочий процес дизельного двигуна при переводі його на роботу на біодизельному паливі було виявлено розрахунком циклу для чотирьох значень діаметра соплового отвору  $d_s = 0,25$  мм;  $d_s = 0,28$  мм;  $d_s = 0,30$  мм;  $d_s = 0,32$  мм. Для кожного діаметра розрахунок циклу проводився для показника характеру згорання  $m = 0,5$  і кута випередження впорскування  $\theta = 20^\circ$ .

Розрахунки проведено за допомогою програми Excel, крок розрахунку тисків у циліндрі склав  $5^\circ$  повороту колінчастого валу.

Результати розрахункового дослідження, представлені в таблиці 3, де наведені потужнісні та економічні характеристики робочого процесу дизеля при роботі його на обох паливах, а також представлені індикаторні діаграми і параметри впорскування і розпилювання.

Таблиця 3  
Результати розрахунків робочого процесу

Показник	Diesel 2, $d_c$	RME B100, $d_c$	RME B100	RME B100	RME B100
	= 0,30 мм	= 0,25 мм	$d_c = 0,28$ мм	$d_c = 0,30$ мм	$d_c = 0,32$ мм

$N_i$ – індикаторна потужність, кВт	223,82	219,15	221,73	220,73	218,75
$g_i$ – питома індикаторна витрата палива, г/кВт·год	169,58	197,07	194,77	195,66	197,43
$P_i$ – середній індикаторний тиск, МПа	0,95	0,932101	0,9430	0,93881	0,93039
$\eta_i$ – індикаторний ККД	0,4936	0,4937	0,4972	0,4972	0,4928
$d_{32}$ – середній діаметр крапель, мкм	17,28	14,94	18,16	20,46	22,87
$P_z$ – максимальний тиск цикла, МПа	11,39	11,24	10,26	9,38	8,88
$dP/dFi$ – максимальна швидкість наростання тиску, бар/град.	–	–	–	–	–
$\varphi_z$ – тривалість згорання, град. ПКВ	60,75	58,95	74,35	87,14	102,19
$\Delta\varphi_i$ – період затримки згорання в циліндрі, град.	12,31	3,23	3,23	3,23	3,23

Результати розрахунків показують, що при переводі дизельного двигуна на роботу на біодизельному паливі при однаковому діаметрі соплових отворів форсунки, отримується зниження потужності або (і) збільшення циклової подачі. Середній діаметр розпиленого палива збільшується, відповідно тривалість згорання збільшується від 60,75 до 87,14° повороту колінчастого вала.

На рисунку 1 представлено залежності параметрів процесу згорання дизельного двигуна при переводі його на роботу на біодизельному паливі від діаметра соплового отвору. Можна підкреслити, що такі параметри як індикаторна потужність, ККД та питома витрата палива мають екстремум. Це означає, що є оптимальне значення діаметра соплового отвору, при якому досягаються максимальні значення потужності, ККД при мінімальній витраті палива. Результати показують, що зі збільшенням величини діаметра соплового отвору, тривалість згорання зростає. Це дослідження показує, що має місце оптимальне значення діаметра соплового отвору [7]. Оптимальне значення діаметра соплового отвору для дизельного двигуна при переводі його на роботу на біодизельному паливі, відповідає значенню, при якому досягається оптимальна тривалість згорання.

Результати розрахунку показують, що забезпечення оптимальної ефективності роботи дизельного двигуна КАМАЗ-740 при переводі його на роботу на біодизельному паливі досягалося при діаметрі соплового отвору  $d_s = 0,28$  мм (тривалість згорання  $\varphi_z = 74,35$  град. ПКВ).

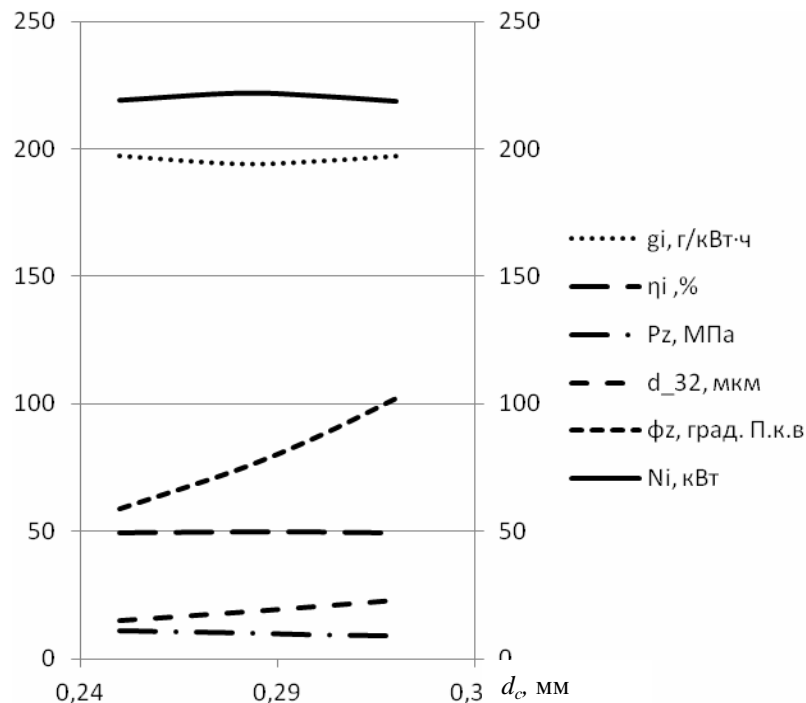


Рис. 1. Залежність параметрів процесу згорання дизельного двигуна при переводі його на роботу на біодизельному паливі від діаметра соплового отвору

$P$ , МПа

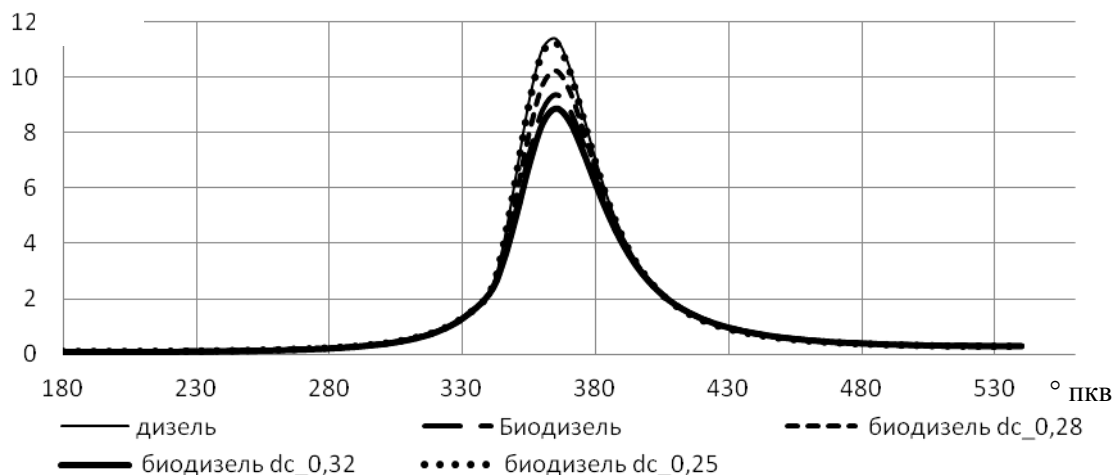


Рис. 2. Індикаторні діаграми дизельного двигуна при роботі на дизельному та біодизельному паливах

**Висновок.** Було досліджено вплив діаметра соплового отвору форсунки на показники робочого процесу дизельного двигуна при переводі його на роботу на біодизельному паливі. Розрахунки робочих процесів для різних значень діаметра соплового отвору показали, що чим менше діаметр соплового отвору, тим менша тривалість згорання. Максимальне поліпшення показників робочого процесу дизельного двигуна при переводі його на роботу на біодизельному паливі досягалося при зменшенні діаметра соплового отвору від 0,30 до 0,28 мм. Подальше зменшення діаметра соплового отвору призведе до погіршення показників робочого процесу, це значить, що значення 0,28 мм є оптимальним. Також слід дослідити вплив на показники робочого процесу дизельного двигуна при переводі його на роботу на біодизельному паливі інші параметри паливної системи такі, як кількість соплових отворів, коефіцієнт надлишку повітря, тиск впорскування, циклова подача і температура біодизельного палива.

#### Список використаної літератури:

1. Combustion Characteristics of CI Engine Running with Biodiesel Blends, International Conference on Renewable Energies and Power Quality, Las Palmas de Gran Canaria / *B.Tesfa, R.Mishra, F.Gu, A.D. Ball.* – Spain, 2011. – 13-th to 15-th April. – P. 8.
2. Effect of Biodiesel on the Performance and Combustion Parameters of a Turbocharged Compression Ignition Engine, Pakistan Journal of Engineering and Applied Sciences, Jan 2009 / *A.N. Shah, G.E. Yun-shan, Chao He, A.H. Baluch.* – Pakistan. – Vol. 4. – Pp. 34–42.
3. Jindal S. Effect of injection timing on combustion and performance of a direct injection diesel engine running on Jatropha methyl ester / *S.Jindal* // International journal of energy and environment. – India. – Issue 1. – 2011. – Vol. 2. – Pp. 113–122.
4. Semin S. Effect of injector nozzle holes on diesel engine performance / *S.Semin, R.I. Abdul* // Fuel Injection Chapter 5, September. – India. – 2010. – Pp. 83–95.
5. Разлейцев Н.Ф. Моделирование и оптимизация процесса сгорания в дизелях / *Н.Ф. Разлейцев.* – Харьков : Вища школа, 1980. – 169 с.
6. Лышевский А.С. Процессы распыливания топлива дизельными форсунками / *А.С. Лышевский.* – М. : Машгиз, 1963. – 180 с.
7. Вубе И.И. Новое о рабочем цикле двигателей / *И.И. Вубе.* – М. : МАШГИЗ, 1962. – 173 с.
8. ДВИГАТЕЛЬ КамАЗ-740. Техническое описание. Общие сведения [Электронный ресурс]. – Режим доступа : [http://ku-atc-apatit.ucoz.ru/publ/shassi/dvigatel\\_kamaz\\_740\\_tekhnicheskoe\\_opisanie\\_obshhie\\_svedeniya/38-1-0-289](http://ku-atc-apatit.ucoz.ru/publ/shassi/dvigatel_kamaz_740_tekhnicheskoe_opisanie_obshhie_svedeniya/38-1-0-289)
9. Knothe G. The Biodiesel Handbook, Champaign / *G.Knothe.* – Illinois : AOCS Press, 2005. – 302 p.

ГАЛУЩАК Олександр Олександрович – студент Вінницького національного технічного університету.

Наукові інтереси:

– застосування альтернативних видів палив.

Тел.: (097)321–75–02.

E-mail: galushchak\_o@meta.ua

ГАЛУЩАК Дмитро Олександрович – студент Вінницького національного технічного університету.

Наукові інтереси:

– застосування альтернативних видів палив.

Тел.: (097)283–84–62.

E-mail: galuschak\_d@meta.ua

НГАЯХИ Аббе Клод Валері – аспірант Вінницького національного технічного університету.

Наукові інтереси:

– застосування альтернативних видів палив.

Тел.: (063)941–95–57.

E-mail: ngayihiclaude@yahoo.fr

ПОЛЯКОВ Андрій Павлович – доктор технічних наук, професор, декан факультету автомобілів та їх ремонту і відновлення Вінницького національного технічного університету.

Наукові інтереси:

– автомобілебудування;

– двигунобудування.

Тел.: (098)905–26–11.

E-mail: farv@inmt.vntu.edu.ua

Стаття надійшла до редакції 15.06.2012



**Галушчак О.О., Галушчак Д.О., Нгаяхи Аббе К.В., Поляков А.П.** Розрахунок впливу діаметра соплових отворів форсунки на робочий процес дизельного двигуна при переводі його на роботу на біодизельному паливі

**Галушчак А.А., Галушчак Д.А., Нгаяхи Аббе К.В., Поляков А.П.** Расчет влияния диаметра сопловых отверстий форсунки на рабочий процесс дизельного двигателя при переводе его на работу на биодизельном топливе

**Galushchak O.O., Galushchak D.O., Ngayihi Abbe K.V., Polyakov A.P.** Calculation of the Effect of injector nozzle hole diameter on the working process of the diesel engine running on biodiesel fuel

УДК 629

**Расчет влияния диаметра сопловых отверстий форсунки на рабочий процесс дизельного двигателя при переводе его на работу на биодизельном топливе / А.А. Галушчак, Д.А. Галушчак, К.В. Нгаяхи Аббе, А.П. Поляков**

В работе представлены результаты расчетов параметров рабочего процесса дизельного двигателя при переводе его на работу на биодизельном топливе с учетом изменения диаметра соплового отверстия форсунки. Проведены сравнительные расчеты впрыска и распыления дизельного и биодизельного топлива, проведены расчеты характеристик процесса сгорания в дизельном двигателе на номинальном режиме при работе на дизельном и биодизельном топливе. Определено оптимальное значение диаметра соплового отверстия форсунки, при котором достигается максимальное улучшение показателей рабочего процесса дизельного двигателя при переводе его на работу на биодизельном топливе.

УДК 629

**Calculation of the Effect of injector nozzle hole diameter on the working process of the diesel engine running on biodiesel fuel / O.O. Galushchak, D.O. Galushchak, K.V. Ngayihi Abbe, A.P. Polyakov**

In this work are presented results of calculations of the parameters of the working process in a diesel engine running on biodiesel fuel while taking into account the changes of injector nozzle diameter. Were conducted comparative calculations of the injection and pulverization of diesel fuel and biodiesel fuel, were calculated characteristics of the combustion process in the diesel engine at rated speed when operating on diesel and biodiesel fuel. The optimal value of the diameter of the injector nozzle hole at which is obtained the maximum improvement of the workflow of the diesel engine running on biodiesel was determined.