

УДК 621.436

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧОГО ЦИКЛУ БІОДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА

А.М. Левтеров, ст. наук. співр., к.т.н., А.Н. Авраменко, ст. наук. співр., к.т.н.,
В.Д. Савицький, інж., Інститут проблем машинобудування імені А.М. Підгорного
НАН України, м. Харків

Анотація. Наведено результати порівняльного аналізу розрахункових індикаторних показників робочого циклу дизеля за використання мінерального і сумішевого біодизельного палива. Визначено причини зниження термодинамічної ефективності циклу та покращення екологічних характеристик біодизельного двигуна порівняно з дизелем, що працює на традиційному паливі.

Ключові слова: дизельний двигун, біодизельне паливо, розрахунок, робочий цикл, індикаторні показники, характеристика виділення теплоти, швидкість тепловиділення.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОЧЕГО ЦИКЛА БИОДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ

А.М. Левтеров, ст. науч. сотр., к.т.н., А.Н. Авраменко, ст. науч. сотр., к.т.н.,
В.Д. Савицкий, инж., Институт проблем машиностроения имени А.Н. Подгорного
НАН Украины, г. Харьков

Аннотация. Приведены результаты сравнительного анализа расчетных индикаторных показателей рабочего цикла дизеля при использовании минерального и смесового биодизельного топлива. Определены причины снижения термодинамической эффективности цикла и улучшения экологических характеристик биодизельного двигателя в сравнении с дизелем, работающим на традиционном топливе.

Ключевые слова: дизельный двигатель, биодизельное топливо, расчет, рабочий цикл, индикаторные показатели, характеристика выделения теплоты, скорость тепловыделения.

THEORETICAL INVESTIGATION OF THE BIODIESEL ENGINE CYCLE

A. Lyevtyerov, Sr. Res., Ph. D. (Eng.), A. Avramenko, Sr. Res., Ph. D. (Eng.),
V. Savyts'kyu, Eng., A. Podgorny Institute
for Mechanical Engineering Problems, Kharkov

Abstract. The results of studies of the influence of properties of biodiesel fuel compositions to change indicator parameters of diesel compared with those obtained when using oil fuel. The effect of these changes on the fuel efficiency and environmental performance of a diesel engine when switching on the power binary fuel.

Key words: the diesel engine, biodiesel fuel, calculation, duty cycle, indicator parameters, characteristic of heat release, heat release rate.

Вступ

Серед інших альтернативних видів дизельного палива пріоритетними є ті, що одержані з відновлювальних джерел енергії. Це, насам-

перед, паливо рослинного походження, використання якого дозволить забезпечити заміщення нафтового палива, невичерпність енергоресурсів та покращення екологічних показників дизельних двигунів, у тому числі

радикальне зниження викидів в атмосферу парникового газу – діоксиду вуглецю. До такого палива належать рослинні олії та продукти їх переробки, які мають фізико-хімічні та моторні властивості, наближені до властивостей традиційного дизельного палива. В Європі такою рослинною олією є ріпакова, а найкращі моторні властивості має продукт її переестерифікації – етиловий ефір, що може використовуватися як самостійне паливо або у суміші з нафтовим дизельним паливом [1].

Світовий досвід і наші попередні дослідження свідчать про те, що за певного погіршення потужнісних та економічних показників роботи дизеля використання паливних композицій із вмістом ефірів рослинних олій суттєво знижує токсичність відпрацьованих газів (ВГ) двигуна [1–4].

Аналіз публікацій

Інститут проблем машинобудування НАН України продовжує теоретичні та експериментальні дослідження робочих процесів біодизельного двигуна та пошук оптимальних рішень з адаптації дизелів до бінарних паливних сумішей. У межах проведення зазначених досліджень з'ясовано причини зниження потужнісних показників дизеля за переходу на паливні суміші з вмістом складової біологічного походження. Запропоновано визначений аналітично та перевірений експериментально спосіб компенсації втрати потужності біодизельного двигуна, а саме – збільшення енергонаповнення циліндрів шляхом підвищення максимальної циклової подачі палива [5]. Подальша робота відкрила нові можливості додаткового покращення визначальних екологічних показників дизеля, що працює на сумішевому паливі, – рівня емісії оксидів азоту та димності ВГ [6].

У той же час питання про те, що спричиняє зміни економічних (ефективний ККД) та екологічних показників дизеля за переходу на живлення біодизельними паливними композиціями, залишається відкритим. Для вивчення причин зазначених змін необхідне фундаментальне дослідження робочих процесів дизеля, а особливо процесу згоряння, що найбільшою мірою визначає якість робочого циклу двигуна. Таку можливість надає аналіз розрахункових та (або) експериментальних індикаторних діаграм, який дозволяє визначити й інші важливі показники дизеля.

У публікаціях, що присвячені використанню біопалива для дизелів, відсутня цілком певна інформація про аналіз індикаторних показників біодизельного двигуна з наведенням характеристик виділення теплоти. Достовірно відомо лише те, що живлення дизеля сумішевим біопаливом спричиняє певне зниження ефективного та індикаторного ККД [1–6].

Мета і постановка завдання

Метою теоретичних досліджень є порівняльний аналіз розрахункових індикаторних показників робочого циклу дизеля за використання біодизельних паливних композицій та нафтового дизельного палива (ДП).

Заради досягнення зазначеної мети необхідно вирішити такі завдання:

- розрахунок робочого циклу дизельного двигуна за використання мінерального та сумішевого палива;
- дослідження впливу фізико-хімічних та моторних властивостей сумішевого палива на зміни індикаторних показників дизеля порівняно з аналогічними показниками, які отримані внаслідок використання мінерального палива;
- аналіз впливу змін індикаторних показників на зміни економічних та екологічних параметрів дизеля за переходу на живлення біодизельними паливними композиціями.

Розрахункові дослідження робочого циклу дизеля

Під час теоретичних досліджень робочого циклу дизеля використовувалась математична модель, що базується на роботах професора Н.Ф. Разлейцева [7]. Вона дозволяє найбільшою мірою врахувати особливості складних фізико-хімічних процесів сумішоутворення й згоряння в циліндрі дизеля, конструктивні й налаштувальні параметри двигуна, а також властивості етилових естерів ріпакової олії як моторного палива.

Об'єктом розрахункових досліджень обрано робочий цикл сучасного автомобільного дизеля VW 1,9TDI ALH з турбонаддувом та електронним керуванням паливного насоса високого тиску (ПВНТ).

Розрахунки проводились для традиційного та сумішевих біодизельних палив з об'ємною

часткою біологічної складової 40 % (B40), 80 % (B80) та 100 % (B100). Властивості мінерального палива (табл. 1) відповідають чинному стандарту України на дизельне паливо підвищеної якості. Характеристики біологічного палива (B100), що наведені у табл. 1, надано авторами прогресивної тех-

нології етанольної переестрифікації ріпакової олії, яку розроблено в Інституті біоорганічної хімії та нафтохімії НАН України. Показники бінарних сумішей (B40 та B80) визначались розрахунком, виходячи з величин показників складових, їх густини та об'ємної частки (табл. 1).

Таблиця 1 Фізико-хімічні та моторні показники палива для розрахунку робочого циклу дизеля

Паливо	ДП	B40	B80	B100
Об'ємна частка біопалива в суміші, %	0	40	80	100
Хімічний склад (масові частки):				
– вуглецю	0,867	0,831	0,796	0,7795
– водню	0,133	0,129	0,125	0,1225
– кисню	0	0,04	0,079	0,098
Густина за $T = 323 \text{ K}$, кг/м^3	820	838	856	865
Найнижча питома теплота згоряння, МДж/кг	42,8	40,74	38,76	37,8
Маса повітря, що необхідне для згоряння 1 кг палива, кг	14,56	13,82	13,11	12,77
Умовна енергія активації передполум'яних реакцій, кДж/моль	22	18	14	12
Цетанове число	51	51	51	51
Коефіцієнт поверхневого натягу за $T = 323 \text{ K}$, Н/м	0,028	0,0295	0,031	0,0317
Динамічний коефіцієнт в'язкості за $T = 323 \text{ K}$, $\text{Па}\cdot\text{с}$	0,003	0,00456	0,00611	0,00689
Питома теплота пароутворення, кДж/кг	250	283	314	329
Теплоємність за $T = 380 \text{ K}$, $\text{Дж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$	1853	1860	1868	1871
Молекулярна маса, кг/кмоль	185	241	298	326
Коефіцієнт дифузії за атмосферних умов, с	$3,1\text{E}-10$	$3,1\text{E}-10$	$3,1\text{E}-10$	$3,1\text{E}-10$
Температура палива, K	380	380	380	380
Тиск насиченої пари за $T = 480 \text{ K}$, бар	0,0477	0,0326	0,0175	0,01
Загальний вміст сірки, % (мас.)	0,0006	0,001	0,0013	0,0015

Для числових досліджень індикаторних показників дизеля обрано такі режимні параметри: – навантаження двигуна – 50; 100 %; – частота обертання колінчастого вала для всіх режимів навантаження – $n = 1800 \text{ хв}^{-1}$.

Причому, для біодизельних видів палива B40, B80 та B100 режим навантаження має два значення:

- а) штатні налаштування ПНВТ, тобто об'ємна циклова подача палива залишається незмінною;
- б) циклова подача сумішевого палива підвищена до величини, що забезпечує рівність середнього індикаторного тиску біодизельного та дизельного циклів.

Як вихідні дані для розрахунків робочого циклу дизеля використовувались численні конструктивні параметри двигуна VW 19TDI ALH, а також режимні параметри, що змінюються (табл. 2). З наведених у табл. 2 параметрів визначальним є масова циклова подача дизельного палива за 100-відсоткового навантаження, яка отримана розрахунком з відомого максимального крутного моменту

двигуна за $n = 1800 \text{ хв}^{-1}$, та припущення, що ефективний ККД на цьому режимі складає 0,4. Циклова подача для інших видів палива та режимів розраховувалась за використання співвідношень витрат палива біодизельним та дизельним двигунами, відомих завдяки публікаціям у науковій літературі та нашим попереднім експериментальним дослідженням. Під час числового експерименту величини циклової подачі уточнювались. Решта режимних параметрів у табл. 2 відповідає аналогічним параметрам відомих дизельних двигунів того ж класу, що і дизель, робочий цикл якого досліджується.

Розрахунок за програмою, що використовувався, дозволив визначити такі основні індикаторні показники робочого циклу дизельного двигуна:

- а) інтегральні параметри:
 - p_i – середній індикаторний тиск;
 - η_i – індикаторний ККД;
 - $\alpha_{\text{сум}}$ – коефіцієнт надлишку повітря сумарний;
- б) параметри процесу стискування:
 - 1) p_c – тиск кінця стискування;

– T_c – температура кінця стискання;
 в) параметри процесу згоряння:
 – p_z – максимальний тиск циклу;
 – T_z – максимальна температура циклу;
 – φ_{p_z} – кут п.к.в., відповідний максимальному тиску циклу;
 – φ_{T_z} – кут п.к.в., відповідний максимальній температурі циклу;
 – $(dp/d\varphi)_{\max}$ – максимальна швидкість зростання тиску;
 – φ_1 – період затримки займання;
 – φ_z – тривалість процесу згоряння;
 г) параметри, що є функцією кута п.к.в. (φ – кут (аргумент)):
 – p – тиск у циліндрі;

– T – температура в циліндрі;
 – χ – частка тепла, що виділилась (відносна характеристика виділення теплоти);
 – $dx/d\varphi$ – відносна швидкість тепловиділення.

Отримані розрахунком індикаторні параметри робочого циклу дизеля наведено в табл. 3. Порівняльний аналіз параметрів біодизельного двигуна та двигуна на мінеральному паливі свідчить про таке: збільшення об'ємної частки біологічної складової у сумішевому паливі без корекції налаштувань ПНВТ призводить до зниження середнього індикаторного тиску, яке для суто біологічного палива досягає 4 %.

Таблиця 2 Вихідні режимні параметри для розрахунку робочого циклу дизеля

Паливо	ДП	В100	В80	В40	В100	В80	В40	ДП	В100	В80	В40
Навантаження двигуна, %	100	100 ¹⁾			100 ²⁾			50	50 ²⁾		
Циклова подача палива, г	0,0384	0,0407	0,0402	0,0393	0,0431	0,0426	0,0416	0,0192	0,0216	0,0211	0,0202
Кут випередження впорскування палива, градус (град.) повороту колінчастого вала (п.к.в.) до верхньої мертвої точки (ВМТ)	8							11			
Атмосферний тиск на рівні моря, бар	1,013	1,013	1,013	1,013	1,013	1,013	1,013	1,013	1,013	1,013	1,013
Температура повітря, К	288	288	288	288	288	288	288	288	288	288	288
Втрати тиску у впускному пристрої, бар	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,015	0,015	0,015	0,015
Втрати тиску у випускній системі, бар	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,03	0,03	0,03	0,03
Ступінь підвищення тиску у компресорі	2,0	1,967	1,987	1,997	2,0	2,0	2,0	1,7	1,7	1,7	1,7
Адіабатний ККД компресора	0,732	0,732	0,732	0,732	0,732	0,732	0,732	0,72	0,72	0,72	0,72
Тиск перед турбіною, бар	1,77	1,77	1,77	1,77	1,77	1,77	1,77	1,54	1,54	1,54	1,54
ККД агрегата наддуву	0,534	0,534	0,534	0,534	0,534	0,534	0,534	0,52	0,52	0,52	0,52

¹⁾ Штатні налаштування ПНВТ.

²⁾ Підвищена циклова подача сумішевого палива.

Таблиця 3 Розрахункові індикаторні параметри робочого циклу дизеля

Паливо	ДП	B100	B80	B40	B100	B80	B40	ДП	B100	B80	B40
Навантаження двигуна, %	100	100 ¹⁾			100 ²⁾			50	50 ²⁾		
p_i , бар	14,6	14,03	14,15	14,38	14,56	14,64	14,58	7,417	7,415	7,411	7,424
η_i	0,4212	0,4063	0,4097	0,4155	0,4084	0,4109	0,4162	0,4279	0,4128	0,4158	0,422
$\alpha_{\text{сум}}$	1,715	1,817	1,804	1,778	1,764	1,768	1,765	2,888	2,977	2,991	2,979
p_c , бар	111,6	109,6	110,8	111,4	111,5	110,7	111,3	95,01	94,85	94,87	94,91
T_c , К	1029	1026	1027	1029	1027	1031	1056	1019	1013	1014	1016
p_z , бар	163,8	151,8	153,2	155,4	156,9	159,1	161,2	151,2	127,8	133,1	141,1
T_z , К	1756	1567	1608	1639	1561	1646	1687	1675	1457	1512	1582
φ_{P_z} , град. п.к.в. за ВМТ	7	6	6	7	6	6	6	5	5	5	6
φ_{T_z} , град. п.к.в. за ВМТ	13	14	14	14	14	14	14	9	13	13	11
$(dp / d\varphi)_{\text{max}}$, бар / град. п.к.в.	7,748	5,98	6,547	6,988	6,088	6,492	6,981	7,425	4,762	5,178	5,909
φ_1 , град. п.к.в.	4,099	1,296	1,616	2,558	1,443	1,894	2,835	5,762	1,68	2,152	3,537
φ_z , град. п.к.в.	143,4	170,2	168,2	151,0	168,8	157,7	148,9	40,2	96,6	77,6	62,2

¹⁾ Штатні налаштування ПНВТ.

²⁾ Підвищена циклова подача сумішевого палива.

Зміна p_i відбувається через зниження енерго-наповнення циліндра двигуна за використання біодизельних паливних композицій.

Перехід на біодизельне паливо спричиняє зменшення індикаторного ККД до 3–3,5 % (табл. 3) незалежно від того, підвищувалась циклова подача чи налаштування паливного насоса залишалися штатними. Причини зниження η_i є складними і вимагають аналізу змін більшості параметрів процесу згоряння, що буде зроблено нижче.

Використання сумішевого палива супроводжується зниженням максимального тиску циклу до 7–15 % та максимальної температури циклу – до 11–13 % (табл. 3, рис. 1). При цьому кут φ_{P_z} залишається майже незмінним, а φ_{T_z} – дещо підвищується.

Робочий цикл біодизельного двигуна порівняно з циклом дизеля на мінеральному паливі відрізняється зменшенням максимальної швидкості зростання тиску. $(dp / d\varphi)_{\text{max}}$ зни-

жується до 23 % для палива В100 за 100-відсоткового навантаження та до 36 % для того ж палива за 50-відсоткового навантаження (табл. 3), тобто процес згоряння біопалива є менш «жорстким». Причиною цього явища, як і зменшення p_z для палива В100, є зниження тривалості першої фази згоряння у дизелі – періоду затримки займання φ_1 більш, ніж у 3 рази (табл. 3), що зменшує фактор динамічності робочого циклу. Зазначені вище показники робочого циклу, як і більшість інших показників для видів палива В40 та В80, займають проміжну позицію між показниками для палива В100 та нафтового дизельного палива (табл. 3).

Для оцінювання та вдосконалення процесу згоряння з позиції термодинамічної ефективності циклу використовують характеристики тепловиділення. Вони є залежностями кількості теплоти, що виділилась під час згоряння палива в циліндрі, від об'єму циліндра $Q_{\text{вид}}(V)$ або від кута п.к.в. $Q_{\text{вид}}(\varphi)$.

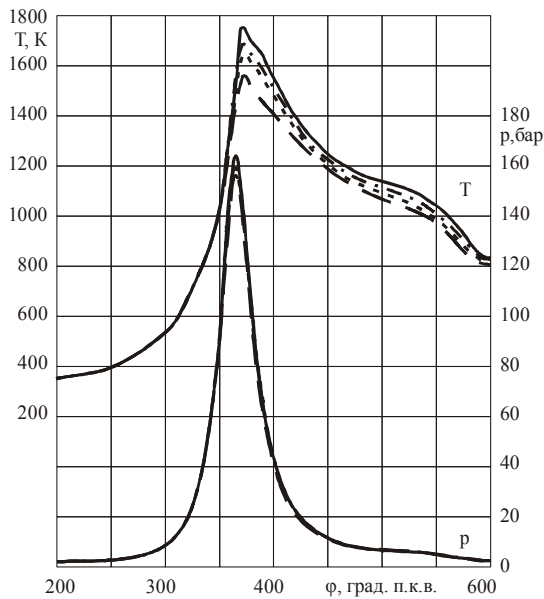


Рис. 1. Розрахункові діаграми температури й тиску в циліндрі дизеля VW 1,9TDI ALH за 100-відсоткового навантаження та підвищеної циклової подачі сумішевого палива (без процесів газообміну):
 ———— — ДП; — — — — B100;
 - - - - - B80; - - B40

У більшості досліджень використовують не абсолютні характеристики тепловиділення, а відносні. Їх отримують шляхом поділу величини теплоти у довільній точці абсолютної характеристики на величину теплоти, що виділилась у результаті згоряння циклової дози палива $Q_{\text{вид. ц.}}$. Відносна характеристика виділення теплоти має вигляд

$$\chi_{\text{вид}}(V) = Q_{\text{вид}}(V) / Q_{\text{вид. ц.}}$$

$$\chi_{\text{вид}}(\varphi) = Q_{\text{вид}}(\varphi) / Q_{\text{вид. ц.}}$$

Під час аналізу відносних характеристик виділення теплоти порівнюють частку тепла, що виділилась у характерних точках кривих, за максимальних тиску в циліндрі χ_p та температурі χ_T , а також тривалість процесу згоряння φ_z [8].

Відносні характеристики виділення теплоти за використання як аргумента кута п.к.в. φ для всіх видів палива та режимів, що досліджувались (окрім штатних налаштувань ПНВТ), наведено на рис. 2, 3. Величини χ_p та χ_T для робочого циклу біодизельного двигуна нижче за аналогічні показники класичного дизеля. Так, за використання палива B100 та 50-відсоткового навантаження зниження χ_p досягає 45 %, а χ_T – 27 % порівняно з показниками дизельного циклу (рис. 3).

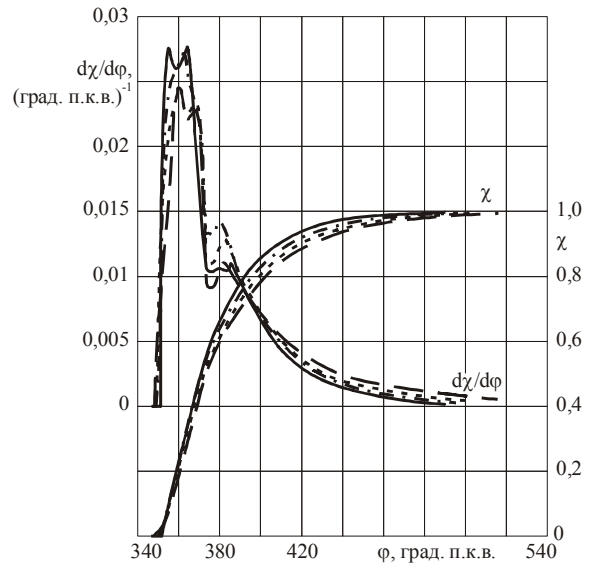


Рис. 2. Відносні швидкість тепловиділення й характеристика виділення теплоти для дизеля VW 1,9TDI ALH за 100-відсоткового навантаження та підвищеної циклової подачі сумішевого палива:
 ———— — ДП; — — — — B100;
 - - - - - B80; - - B40

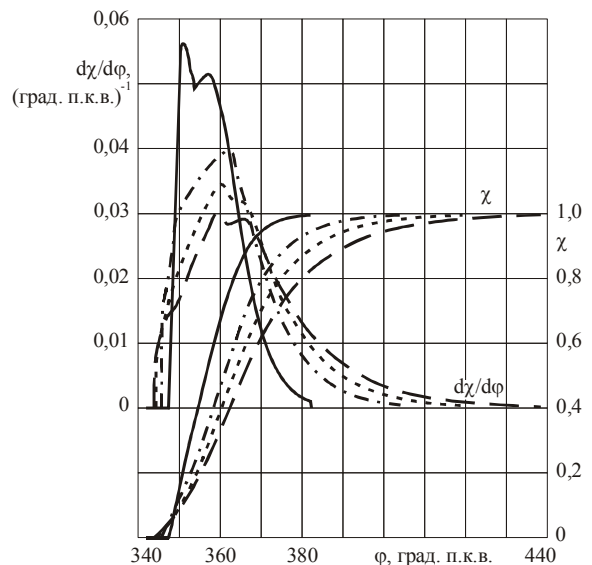


Рис. 3. Відносні швидкість тепловиділення й характеристика виділення теплоти для дизеля VW 1,9TDI ALH за 50-відсоткового навантаження та підвищеної циклової подачі сумішевого палива:
 ———— — ДП; — — — — B100;
 - - - - - B80; - - B40

На цьому ж режимі для палива B100 спостерігається найбільша різниця з дизельним циклом у тривалості процесу згоряння – підвищення φ_z складає 2,4 рази (табл. 3, рис. 3). Порівняння χ_p , χ_T та φ_z беззаперечно свідчить

про уповільнення процесу згоряння під час переходу на біодизельні паливні композиції.

Велике значення мають максимальні відносні швидкості тепловиділення $(d\chi / d\phi)_{\max}$, а також положення максимумів відносно початку видимого згоряння (рис. 2, 3). Під час об'ємного горіння в класичному дизелі з камерою в поршні швидкість тепловиділення досягає максимуму поблизу від початку горіння (перший максимум кривої $d\chi / d\phi$). Перехід на біодизельне паливо характеризується певним зниженням величини самого максимуму та його віддаленням від початку згоряння (рис. 2, 3). Саме такі зміни знижують максимальну швидкість зростання тиску, що, з одного боку, зменшує рівень шуму двигуна та динамічні навантаження підшипників і деталей кривошипно-шатунного механізму. Але з іншого – це явище призводить до погіршення індикаторного ККД.

Дифузійне горіння, що визначає наявність, величину та положення другого максимуму кривої $d\chi / d\phi$, дещо краще здійснюється за циклом біодизельного двигуна (рис. 2), що частково компенсує втрати індикаторного ККД. Але за 50-відсоткового навантаження другі максимуми для біодизельного палива або зовсім відсутні, або значно менші, ніж для мінерального палива, до того ж деякі з них досить віддалені від початку згоряння (рис. 3). У цьому випадку за відносного зниження індикаторного ККД на зазначеному режимі його абсолютне значення залишається на прийнятному рівні (табл. 3).

Таким чином, аналіз розрахункових індикаторних показників робочого циклу дизеля показав, що використання біодизельного сумішевого палива, порівняно з мінеральним паливом, відрізняється меншими величинами максимального тиску й температури циклу та його меншою «жорсткістю», а також більш низькою термодинамічною ефективністю через зменшення швидкості тепловиділення та збільшення тривалості процесу згоряння. Наслідком останніх двох чинників стало погіршення індикаторного ККД, яке все ж таки не є критичним (усього до 3,5 %).

Між тим, показники, які знижують термодинамічну ефективність циклу біодизельного двигуна, зменшують його максимальну температуру, що, за теорією Я.Б. Зельдовіча [9], створює передумови для зниження кількості

оксиду азоту, що утворюється у камері згоряння дизеля. Ця обставина а також те, що зниження тривалості періоду затримки займання спричиняє зменшення димності ВГ [8], надає підстави стверджувати, що використання біопалив для живлення дизеля має покращувати його екологічні характеристики. Останнє було підтверджено нашими попередніми дослідженнями [4–6].

Висновки

Розрахункові дослідження робочого циклу дизеля показали, що живлення двигуна біодизельними паливними композиціями, порівняно з використанням мінерального палива, характеризується зменшенням швидкості тепловиділення та збільшенням тривалості процесу згоряння, що призводить до незначного погіршення індикаторного ККД.

З іншого боку, зазначені чинники сприяють зниженню кількості оксиду азоту, що утворюється у камері згоряння дизеля. Зміна іншого індикаторного показника біодизельного двигуна, а саме зменшення тривалості періоду затримки займання палива сприяє зниженню рівня шуму та димності відпрацьованих газів дизеля.

Література

1. Девянин С.Н. Растительные масла и топлива на их основе для дизельных двигателей / С.Н. Девянин, В.А. Марков, В.Г. Семенов. – Х.: Новое слово, 2007. – 452 с.
2. Марков В.А. Работа транспортного дизеля на смеси дизельного топлива и метилового эфира рапсового масла / В.А. Марков, А.А. Зенин, С.Н. Девянин // Турбины и дизели. – 2009. – Май. – С. 14–19.
3. Лютко В. Применение альтернативных топлив в двигателях внутреннего сгорания / В. Лютко, В.Н. Луканин, А.С. Хачиян. – М.: Московский автомобильно-дорожный институт, 2000. – 312 с.
4. Левтеров А.М. Вивчення впливу моторних властивостей біопалива на енергоекологічні характеристики дизельного двигуна / А.М. Левтеров, В.П. Мараховський, В.Д. Савицький // Автомобильный транспорт: сб. науч. тр. – 2012. – Вып. 31. – С. 57–61.

5. Левтеров А.М. Підвищення ефективної потужності дизеля, що працює на сумішевому біодизельному паливі / А.М. Левтеров, В.Д. Савицький // Автомобильный транспорт: сб. науч. тр. – 2014. – Вып. 34. – С. 32–38.
6. Левтеров А.М. Покращення екологічних характеристик дизеля, що працює на біодизельних паливних композиціях / А.М. Левтеров, В.Д. Савицький // Автомобильный транспорт: сб. науч. тр. – 2015. – Вып. 36. – С. 110–117.
7. Разлейцев Н.Ф. Моделирование и оптимизация процесса сгорания в дизелях / Н.Ф. Разлейцев. – Х.: Вища школа, 1980. – 169 с.
8. Двигатели внутреннего сгорания: теория поршневых и комбинированных двигателей / Д.Н. Вырубов; под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – М.: Машиностроение, 1983. – 372 с.
9. Зельдович Я.Б. Окисление азота при горении / Я.Б. Зельдович, П.Я. Садовников, Д.А. Франк-Каменецкий. – М.: Изд-во АН СССР, 1947. – 145 с.
4. Lyevtiyerov A.M., Marakhovs'kyu V.P., Savyts'kyu V.D. *Vyvchennia vplyvu motornykh vlastyvostei biopalyva na enerhoekolohichni kharakterystyky dyzelnoho dvyhu-na* [Studying influence of motor properties of biofuel on energy-ecological characteristics of the diesel engine]. *Avtomobilnyi transport: sb. nauch. tr.* 2012, Vol. 31. pp. 57–61.
5. Lyevtiyerov A.M., Savyts'kyu V.D. *Pidvyshchennia efektyvnoi potuzhnosti dyzelia, shcho pratsiuie na sumishevomu biodyzelnomu palyvi* [Increase of effective power of the diesel engine working on mix biodiesel fuel]. *Avtomobilnyi transport: sb. nauch. tr.* 2014, Vol. 34. pp. 32–38.
6. Levterov A.M., Savyts'kyu V.D. *Pokrashchennia ekolohichnykh kharakterystyk dyzelia, shcho pratsiuie na biodyzelnykh palyvnykh kompozytsiiakh* [Improvement ecological characteristics of the diesel engine, Working on biodiesel fuel compositions]. *Avtomobilnyi transport: sb. nauch. tr.* 2015, Vol. 36. pp. 110–117.
7. Razleytsev N.F. *Modelirovanie i optimizatsiya protsessa sgoraniya v dizelyah* [The modeling and optimization of the combustion process in diesel engines]. Kharkov, Vischa shkola Publ., 1980. 169 p.
8. Vyirubov D.N. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya: teoriya porshnevnykh i kombinirovannykh dvigateley* [Internal combustion engines: the theory of piston and combined engines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1983. 372 p.
9. Zeldovich Ya.B., Sadovnikov P.Ya., Frank-Kamenetskiy. D.A. *Okislenie azota pri gorenii* [The oxidation of nitrogen during combustion]. Moscow, Izd-vo AN SSSR Publ., 1947. 145 p.

References

1. Devyanin S.N., Markov V.A., Semenov V.G. *Rastitelnyie masla i topliva na ih osnove dlya dizelnykh dvigateley* [On the basis of vegetable oils and fuel for diesel engines]. Kharkov, Novoe slovo Publ., 2007. 452 p.
 2. Markov V.A., Zenin A.A., Devyanin S.N. *Rabota transportnogo dizelya na smesi dizelnogo topliva i metilovogo efira rapsovogo masla* [Transport diesel engine operation on the mixture of diesel fuel and rapeseed methyl ester (RME)]. *Turbiny i dizeli.* 2009, May. pp. 14–19.
 3. Lyotko V., Lukanin V.N., Hachiyani A.S. *Primenenie alternativnykh topliv v dvigatelyah vnutrennego sgoraniya* [The use of alternative fuels in internal combustion engines]. Moscow, Moskovskiy avtomobilno-dorozhnyiy institut Publ., 2000. 311 p.
- Рецензент: Ф.І. Абрамчук, професор, д.т.н., ХНАДУ.
- Стаття надійшла до редакції 17 березня 2016 р.