

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
НАЦІОНАЛЬНИЙ АВІАЦІЙНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
НАВЧАЛЬНО-НАУКОВИЙ АЕРОКОСМІЧНИЙ ІНСТИТУТ  
КАФЕДРА АВТОМАТИЗАЦІЇ ТА ЕНЕРГОМЕНЕДЖМЕНТУ



У ВСЕУКРАЇНСЬКА НАУКОВО-ПРАКТИЧНА КОНФЕРЕНЦІЯ  
МОЛОДИХ УЧЕНИХ І СТУДЕНТІВ  
**"ЕНЕРГЕТИЧНА БЕЗПЕКА ТА  
ЕНЕРГОЕФЕКТИВНІСТЬ НА ТРАНСПОРТІ"**



29 листопада 2018 року

**15.00, 5.103**

Київ-2018

## **ОРГАНІЗАЦІЙНИЙ КОМІТЕТ**

**Захарченко В.П.**, к.т.н., доцент, завідувач кафедри автоматизації та енергоменеджменту;

**Соколова Н.П.**, к.т.н., доцент кафедри автоматизації та енергоменеджменту

### **ПРІОРИТЕТНІ НАПРЯМКИ РОБОТИ КОНФЕРЕНЦІЇ:**

- автоматизовані системи управління технологічними процесами;
- енергоефективні технології на транспорті;
- енергетична безпека на транспорті.

*Затверджено на засіданні УкрІНТЕІ 8 листопада 2013 р., посвідчення №759*

**Голова оргкомітету конференції, к.т.н.,доц.**

**В.П. Захарченко**

**Відповідальний секретар конференції, к.т.н.**

**Н.П. Соколова**

## ЗМІСТ

<b>Босак А. В., Матушкін Д.С.</b> Електропривод колеса шасі в системі "електричного рулювання" літака .....	4
<b>Жук П.Ф., Червонюк Ю.В.</b> Підвищення енергоефективності польоту літака шляхом оптимізації конструктивних особливостей на основі розрахунків турбулентних потоків за схемою Лакса-Вендрофа .....	6
<b>Пушкар М.В., Головка В.М.</b> Використання програмного забезпечення Siemens Sinutrain для моделювання роботи електроприводу металообробних верстатів з ЧПК .....	7
<b>Чуріна О.Й., Єременко Я.М.</b> Прийняття рішень в інтелектуальних системах управління енергетики .....	10
<b>Жук П.Ф., Дементьєва А.О.</b> Підвищення енергоефективності польоту літака шляхом оптимізації конструктивних особливостей на основі розрахунків високотемпературних процесів у агрегатах двигунів літальних апаратів .....	11
<b>Товкач С.С., Федоренко В.В.</b> Підвищення ефективності системи керування фотопанелями сонячної електростанції .....	12
<b>Єнчев С.В., Гармаш Т.О.</b> Модель керування відеокамерою БПЛА в режимі слідкування .....	13
<b>Єнчев С.В., Іваницька В.І.</b> Алгоритм поліпшення якості знімків камери БПЛА на основі методу Річардсона .....	15
<b>Кондратенко О.М., Воробйова Д.В., Марчук Р.А.</b> Визначення вагомості витрат палива при оцінюванні рівня паливно-екологічної ефективності експлуатації автомобіля для різних видів моторного палива .....	18
<b>Вамболь С.О., Марчук Р.А., Воробйова Д.В.</b> Оцінювання паливно-екологічного ефекту застосування альтернативного палива для двигуна гібридного автомобіля за European Steade cycle .....	23

## ОЦІНЮВАННЯ ПАЛИВНО-ЕКОЛОГІЧНОГО ЕФЕКТУ ЗАСТОСУВАННЯ АЛЬТЕРНАТИВНОГО ПАЛИВА ДЛЯ ДВИГУНА ГІБРИДНОГО АВТОМОБІЛЯ ЗА EUROPEAN STEADY CYCLE

**Актуальність теми доповіді.** У електромобілі з гібридним приводом рушія можливими є декілька способів роботи усіх основних компонентів – поршневий двигун внутрішнього згоряння (ДВЗ), електрогенератор, тяговий електродвигун (ТЕД) і акумулятор – як нарізно, так і будь-яких комбінаціях. Ці способи реалізуються на різних режимах руху одного й того ж АТЗ [1].

У першому наближенні встановлено, що ДВЗ може приводити рушій у одним з двох способів (при цьому сумісна робота ТЕД і ДВЗ не реалізується, акумулятор від ДВЗ не заряджається і не передає накопиченої енергії ТЕД):

- А) через механічну трансмісію (як у традиційному автотранспортному засобу (АТЗ));
- В) через електричну трансмісію;
- С) комбінація зі способів А і В.

Суттєвий науково-технічний інтерес являє собою вирішення питань, по-перше, оцінювання паливно-екологічної ефективності експлуатації ДВЗ гібридного АТЗ за властивими йому моделями експлуатації та, по-друге, комплексного енергетичного та екологічного ефекту від переведення такого ДВЗ на споживання альтернативного моторного палива.

**Мета доповіді.** Виявлення паливно-екологічного ефекту від переведення ДВЗ гібридного АТЗ на споживання альтернативного моторного палива.

**Основні результати за темою доповіді.** Аналіз номенклатури і параметрів відомих моделей експлуатації поршневих ДВЗ, перелічених у джерелах [2 – 4], дозволив способу А приводу рушія гібридного АТЗ поставити у відповідність стандартизований стаціонарний випробувальний цикл ESC (European Steady Cycle), описаний у стандарті [4], що використовується для побудови програми випробувань легкових АТЗ та містить 13 ustalених режимів роботи двигуна.

Параметри режимів циклу ESC для дизеля 2С110,5/12 згідно до [4] визначаються формулами (1) – (3) (див. рис. 1) зведено у табл. 1.

$$n_A = n_{lo} + 0,25 \cdot (n_{hi} - n_{lo}), \text{ хв}^{-1}; \quad (1)$$

$$n_B = n_{lo} + 0,50 \cdot (n_{hi} - n_{lo}), \text{ хв}^{-1}; \quad (2)$$

$$n_C = n_{lo} + 0,75 \cdot (n_{hi} - n_{lo}), \text{ хв}^{-1}; \quad (3)$$

$n_{lo}$  – низька частота обертання, тобто мінімальна частота обертання, за якої досягається 50 % заявленої максимальної потужності,  $\text{хв}^{-1}$ ;  $n_{hi}$  – висока частота обертання, тобто максимальна частота обертання, за якої досягається 75 % заявленої максимальної потужності,  $\text{хв}^{-1}$ .

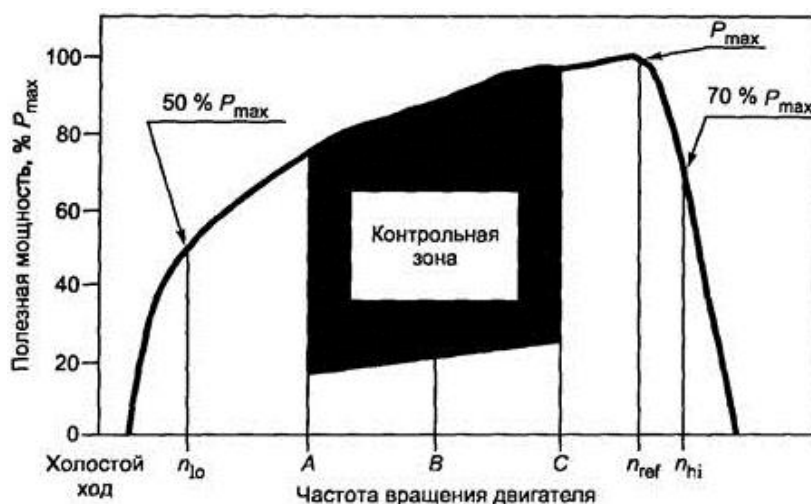


Рис. 1 – Розподіл параметрів стандартизованого стаціонарного випробувального циклу ESC по полю робочих режимів ПДВЗ [4] (мовою оригіналу)

Для дизеля 2С110,5/12 максимальна потужність у 21 кВт досягається за  $M_{кр} = 110 \text{ Н}\cdot\text{м}$  та  $n_{кв} = 1800 \text{ хв}^{-1}$  за результатами аналізу його діаграми роботи приймаємо  $n_{lo} = 1000 \text{ хв}^{-1}$ ,  $n_{hi} = 2000 \text{ хв}^{-1}$ , тоді  $n_A = 1250 \text{ хв}^{-1}$ ,  $n_B = 1500 \text{ хв}^{-1}$ ,  $n_C = 1750 \text{ хв}^{-1}$ . При цьому  $M_{крAmax} = 108 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ,  $M_{крBmax} = 102 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ,  $M_{крCmax} = 93 \text{ Н}\cdot\text{м}$ , тоді  $N_{eAmax} = 14,136 \text{ кВт}$ ,  $N_{eBmax} =$

$$= 16,021 \text{ кВт}, N_{eCmax} = 17,042 \text{ кВт}.$$

Таблиця 1 – Параметри стандартизованого стаціонарного циклу випробувань ESC для дизеля 2Ч10,5/12 і результати оцінювання [2, 4, 6]

№ реж.	Чистота обертання колінчастого валу $n_{kv}$		Крутний момент $M_{кр}$		Ваговий фактор $WF$	Тривалість режиму $t$
	позначення	$хв^{-1}$	%	Н·м	–	хв
1	холостий хід	800	0	0	0,15	4
2	A	1250	100	108	0,08	2
3	B	1500	50	51	0,10	2
4	B	1500	75	76,5	0,10	2
5	A	1250	50	54	0,05	2
6	A	1250	75	81	0,05	2
7	A	1250	25	27	0,05	2
8	B	1500	100	102	0,09	2
9	B	1500	25	25,5	0,10	2
10	C	1750	100	93	0,08	2
11	C	1750	25	23	0,05	2
12	C	1750	75	70	0,05	2
13	C	1750	50	46,5	0,05	2

За результатами аналізу, здійсненого у монографії [2], відомих артеріальних математичних апаратів, придатних для здійснення розрахункового оцінювання рівня паливно-екологічної ефективності процесу експлуатації АТЗ з поршнеvim ДВЗ та можуть виступати власне показником такого рівня для виконання цього дослідження обрано комплексний паливно-екологічний критерій  $K_{fe}$ .

Оскільки з проаналізованих у джерелі [2] таких апаратів тільки критерій  $K_{fe}$  враховує споживання палива двигуном у формі питомих ефективних масових годинних витрат  $g_e$  у г/(кВт·год) та зворотню до нього величину ефективного ККД  $\eta_e$ , то такий критерій можна віднести до величин, що можуть характеризувати також енергоефективність процесу експлуатації двигуна.

Математичний апарат комплексного паливно-екологічного критерію  $K_{fe}$ , описаний у монографії [3], для виконання дослідження було модифіковано у монографії [2] і представлений формулами (1) – (7). Середньоексплуатаційне значення критерію  $K_{fe}$ , яке характеризує модель експлуатації в цілому, визначається формулою (8) [3].

$$K_{fei} = \eta_{ei} \cdot (1 - \beta) = 3600 / (H_u \cdot g_{ei}) \cdot (1 - Z_{ei} / (Z_{fi} + Z_{ei})), \% \quad (1)$$

$$g_{ei} = G_{fi} / N_{ei}, \text{ кг/(кВт·год)} \quad (2)$$

$$Z_{fi} = g_{ei} \cdot P_f, \text{ \$/кг/кВт} \quad (3)$$

$$Z_{ei} = g_{ei} \cdot U_{ei}, \text{ \$/кг/кВт} \quad (4)$$

$$N_{ei} = M_{Ti} \cdot n_{csi} / 9550, \text{ кВт} \quad (5)$$

$$U_{ei} = \delta \cdot \sigma \cdot f \cdot g_{pri}, \text{ \$/кг} \quad (6)$$

$$g_{pri} = \sum_{k=1}^h (A_k \cdot G_{ki} / G_{fi}), \text{ кг/(кВт·год)}, k = \{NO_x, PM, C_n, H_m, CO\}; \quad (7)$$

$$K_{fe} = 2 \sqrt{\sum_{i=1}^n (K_{fei}^2 \cdot WF_i) / \sum_{i=1}^n (WF_i)}, \% \quad (8)$$

де індексом  $i$  позначено величини для окремого представницького режиму роботи ДВЗ чи полігоні у моделі його експлуатації;  $\eta_e$  – ефективний ККД дизеля;  $\beta$  – коефіцієнт відносних експлуатаційних екологічних грошових витрат;  $Z_e, Z_f$  – грошові витрати на відшкодування екологічної шкоди, на споживання палива та сумарні паливно-екологічні, \\$/кВт·год;  $g_e$  – масові питомі ефективні витрати палива дизелем, кг/(кВт·год);  $H_u$  – нижча теплота згоряння палива;  $N_e$  – ефективна потужність дизеля, кВт;  $G_f$  – масова годинна витрата палива, кг/год;  $U_e$  – вартісне відшкодування екологічної шкоди, \\$/кг.

Техніко-економічні (а) та екологічні (б) показники роботи дизеля 2Ч10,5/12 при переведенні його зі споживання 100 % традиційного на 100 % альтернативне паливо, зокрема на основі метилового ефіру рапсової олії, що використані у якості вихідних даних для здійснення розрахункового дослідження, проілюстровано на рис. 1. Такі дані отримано за результатами аналізу інформації з джерела [5], їх описано методом найменших квадратів поліномами, коефіцієнти яких зведено до табл. 2.

При цьому враховано, що теплотворна здатність такого палива є меншою ніж традиційного майже на 16 %, а теоретично необхідна кількість повітря для повного згоряння 1 кг такого палива менша лише на 10 %, щільність біопалива більша на 5 %, проте в'язкість більша на 96 %. Тому для отримання тієї ж самої ефективної потужності двигуна, а значить і електрогенератора, витрата палива збільшується до 20 %.

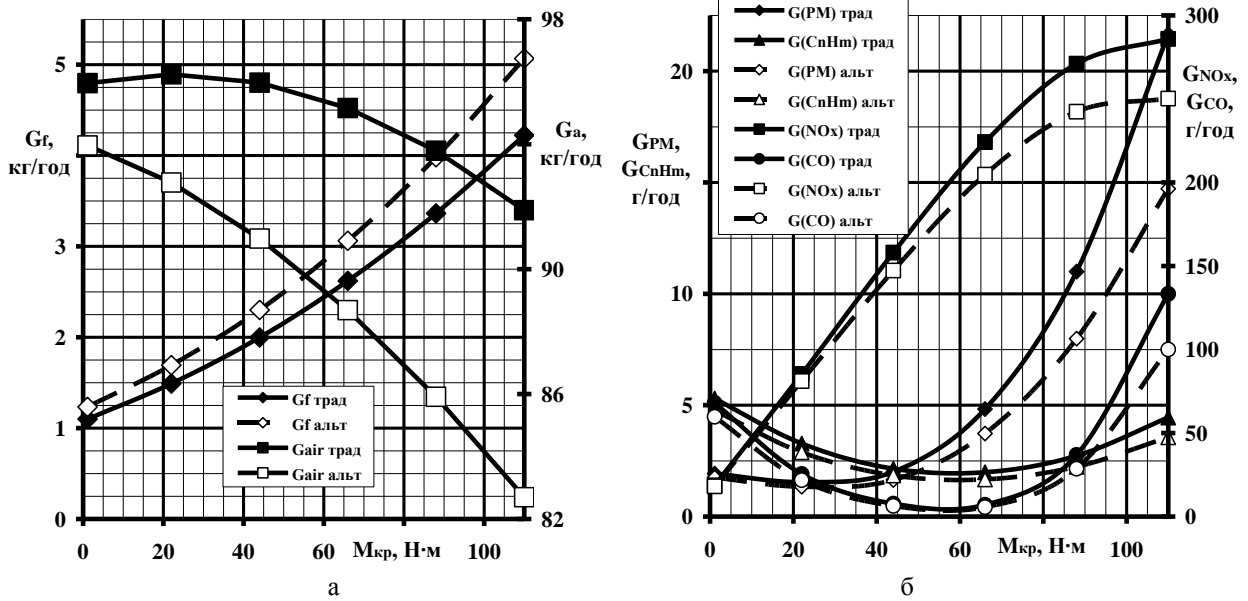


Рис. 2 – Техніко-економічні (а) та екологічні (б) показники роботи дизеля 2C10,5/12 при переведенні його зі споживання 100 % традиційного на 100 % альтернативне паливо

Табл. 2 – Коефіцієнти поліномів

Величина	Паливо	Од. вим.	Коефіцієнт				R <sup>2</sup>
			a <sub>3</sub>	a <sub>2</sub>	a <sub>1</sub>	a <sub>0</sub>	
G <sub>fuel</sub>	мінеральне	кг/год	8,326·10 <sup>-8</sup>	1,043·10 <sup>-4</sup>	1,606·10 <sup>-2</sup>	1,083·10 <sup>0</sup>	1,0
G <sub>air</sub>			1,383·10 <sup>-7</sup>	-5,937·10 <sup>-4</sup>	2,688·10 <sup>-2</sup>	9,593·10 <sup>1</sup>	1,0
G <sub>PM</sub>			1,826·10 <sup>-5</sup>	-1,296·10 <sup>-4</sup>	-2,776·10 <sup>-2</sup>	1,977·10 <sup>0</sup>	1,0
G <sub>NOx</sub>		г/год	-1,854·10 <sup>-4</sup>	1,665·10 <sup>-2</sup>	2,870·10 <sup>0</sup>	1,567·10 <sup>1</sup>	1,0
G <sub>SnHm</sub>			-3,555·10 <sup>-7</sup>	1,049·10 <sup>-3</sup>	-1,200·10 <sup>-1</sup>	5,426·10 <sup>0</sup>	0,999
G <sub>CO</sub>			2,101·10 <sup>-4</sup>	-1,675·10 <sup>-3</sup>	-1,781·10 <sup>0</sup>	6,283·10 <sup>1</sup>	0,994
G <sub>fuel</sub>	біологічне	кг/год	1,823·10 <sup>-7</sup>	1,277·10 <sup>-4</sup>	1,879·10 <sup>-2</sup>	1,213·10 <sup>0</sup>	1,0
G <sub>air</sub>			5,459·10 <sup>-7</sup>	-6,000·10 <sup>-4</sup>	-4,345·10 <sup>-2</sup>	9,401·10 <sup>1</sup>	1,0
G <sub>PM</sub>			8,458·10 <sup>-6</sup>	5,151·10 <sup>-4</sup>	-4,157·10 <sup>-2</sup>	1,826·10 <sup>0</sup>	0,999
G <sub>NOx</sub>		г/год	-1,586·10 <sup>-4</sup>	1,121·10 <sup>-2</sup>	2,824·10 <sup>0</sup>	1,507·10 <sup>1</sup>	1,0
G <sub>SnHm</sub>			-1,208·10 <sup>-6</sup>	1,049·10 <sup>-3</sup>	-1,128·10 <sup>-1</sup>	4,884·10 <sup>0</sup>	0,999
G <sub>CO</sub>			1,287·10 <sup>-4</sup>	4,294·10 <sup>-3</sup>	1,750·10 <sup>0</sup>	6,035·10 <sup>1</sup>	0,994

На рис. 3 проілюстровано результати проміжних розрахунків, а саме графіки залежностей значень критерію  $K_{fe}$  та його відносної зміни  $\delta K_{fe}$ , зумовленого переведенням двигуна зі споживання 100 % традиційного моторного палива на 100 % альтернативне, від значення крутного моменту двигуна за постійної частоти обертання його колінчастого валу (тобто за навантажувальними характеристиками).

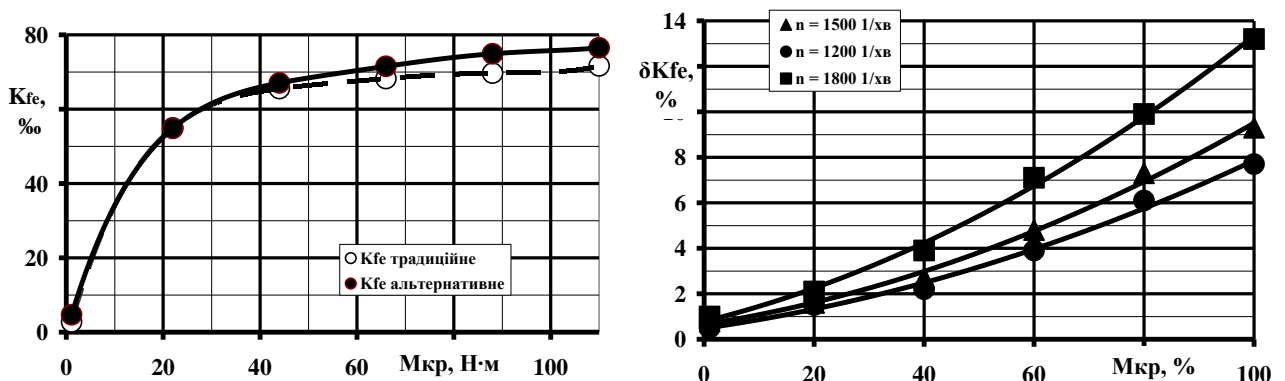


Рис. 3 – Результати проміжних розрахунків – навантажувальні характеристики дизеля 2C10,5/12

Результати основних розрахунків – порежимні та середньоексплуатаційні значення паливно-екологічної ефективності процесу експлуатації дизеля 2C10,5/12 за моделлю експлуатації ESC, тобто значення критерію  $K_{fe}$ , та відповідного ефекти від застосування альтернативного палива, тобто значення відносної зміни цього критерію  $\delta K_{fe}$ , зведено до табл. 3 та проілюстровано на рис. 4 у вигляді гістограм і графіка.

Таблиця 3 – Основні результати оцінювання

№ реж.	Од. вим.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	Середньо-експлуатаційне значення
$K_{fe}$	%	4,1	62,1	66,7	63,6	63,0	63,5	57,5	68,7	57,5	71,3	48,9	67,7	62,3	<b>63,0</b>
$K_{fe}$	%	1,1	7,5	3,6	4,7	3,2	5,1	1,6	8,5	1,8	10,7	2,3	7,2	4,5	<b>6,6</b>

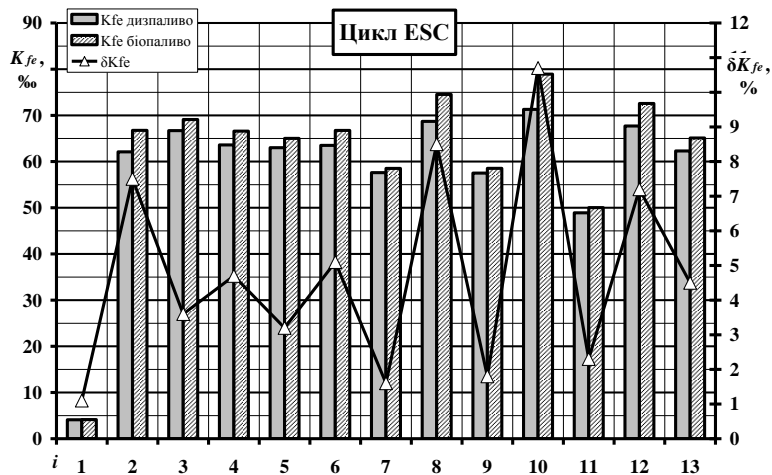


Рис. 4 – Результати дослідження для дизеля 2Ч10,5/12 та циклу ESC

**Апробація і впровадження результатів за темою доповіді.** За розрахунковим аналізом даних стендових моторних досліджень вказаного дизеля при споживанні ним 100 % традиційного і 100 % альтернативного палива, встановлено, що за рівної потужності двигуна масова годинна витрата палива по режимах навантажувальної характеристики збільшується на 12–20 %, повітря – на 2–10 %, масові годинні викиди твердих частинок зменшуються на 9–32 %, оксидів азоту – на 3–13 %, незгорілих вуглеводнів – на 10–20 %, монооксиду вуглецю – на 12–25 %.

На рис. 4 і з табл. 3 видно, що порежимні значення паливно-екологічної ефективності роботи дизеля 2Ч10,5/12 за циклом ESC, яку характеризує значення критерію  $K_{fe}$ , змінюються у межах 4,1 до 71,3 %, а порежимні значення значення паливно-екологічного ефекту від переведення цього дизеля зі споживання 100 % традиційного моторного палива на 100 % альтернативне, що описується величиною  $\Delta K_{fe}$ , – у межах від 1,1 до 10,7 %.

Також на цьому рисунку та з цієї таблиці видно, що середньоексплуатаційне значення критерію  $K_{fe}$  складає 63,0 %, а таке значення паливно-екологічного ефекту  $\Delta K_{fe}$ , складає 6,6 %.

Отримані у дослідженні результати придатні для описання особливостей роботи ДВЗ автомобіля з гібридним приводом рушя на частині його моделі експлуатації, коли він працює у режимі приводу механічної трансмісії.

Також такі результати придатні для кількісного і якісного оцінювання енергоефективності вказаного процесу експлуатації у сукупності з його екологічною складовою.

#### Список використаних джерел:

1. Бахмутов С.В, Карунин А.Л. и др. Конструктивные схемы автомобилей с гибридными силовыми установками : Учебное пособие. Москва. МГТУ «МАМИ», 2007. 71 с.
2. Вамболь С.О., Вамболь В.В., Кондратенко О.М., Міщенко І.В. Критеріальне оцінювання рівня екологічної безпеки процесу експлуатації енергетичних установок : монографія. Харків, 2018. 320 с.
3. Парсаданов І.В. Підвищення якості і конкурентоспроможності дизелів на основі комплексного паливно-екологічного критерію : монографія. Харків, 2003. 244 с.
4. Uniform provision concerning the approval of compression ignition (C.I.) and natural gas (NG) engines as well as positive-ignition (P.I.) engines fuelled with liquefied petroleum gas (LPG) and vehicles equipped with C.I. and NG engines and P.I. engines fuelled with LPG, with regard to the emissions of pollutants by the engine: regulation United Nations Economic and Social Council Economics Commission for Europe Inland Transport Committee Working Party on the Construction of Vehicles of 26 January 2013 year Regulation No. 49, Revision 6 [Electronic recourse]. – Geneva: UNECE, 2013. – 434 p. – Available at: <https://www.unecce.org/fileadmin/DAM/trans/main/wp29/wp29regs/2013/R049r6e.pdf>.
5. Левтеров А.М., Савицький В.Д. Покращення екологічних характеристик дизеля, що працює на біодизельних паливних композиціях. Автомобільний транспорт. 2015. Вип. 36. С. 110–117.
6. Эфрос В.В. [и др.]. Дизели с воздушным охлаждением Владимирского тракторного завода. Москва : Машиностроение, 1976. 277 с.

Науковий керівник: д.т.н., проф. Вамболь С.О.



Наша адреса: 03058, Київ-058

Проспект Космонавта Комарова, 1, кім. 5.102

тел.: (044) 406-75-25

факс: (044) 406-74-10

**E-mail:** [aem.aki@ukr.net](mailto:aem.aki@ukr.net)

