

*paliv do koksu-vannja rozpiljuvachiv dizel'nih forsunok. Patent na korisnu model' № 49126 Ukraïni MPK (2009); zajavl. 10.08.2009; opubl. 26.04.2010; Bjul. № 8. 7. Chudakov D.A. Osnovy teorii i rascheta traktora i avtomo-bilja / Chudakov D.A. – M.: Kolos, 1972. – 384 s. 8. Lebedev A.T. Dinamichna model' truntoobrobnih mashin-no-traktornih agregativ z pasivnimi robochimi organami u skladi energetichnogo zasobu zi zdvoeni-mi shinami / Lebedev A.T., Kalinin Є.I. // Sistemi obrobki informacii. – H.: HUPS. – 2010. – Vip. 2(83). – S. 109 – 115. 9. Shuljak M.L. Ocinka efektivnosti roboti MTA pri roboti dviguna na riznih shvidkisnih rezhimah ta riznih vidah paliva // Resursozberigajuchi tehnologii, materiali ta obladnannja u remo-ntnomu virobnictvi. – H.: HNTUSG, 2011. – S. 327 – 332.*

Лебедев А.Т., Шуляк М.Л.

**ВЛИЯНИЕ КОКСОВАНИЯ СОПЛОВЫХ ОТВЕРСТИЙ РАСПЫЛИТЕЛЕЙ  
ФОРСУНОК ДВИГАТЕЛЯ ПРИ РАБОТЕ НА АЛЬТЕРНАТИВНЫХ ВИДАХ ТОПЛИВА  
НА ТЯГОВО-ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ МТА**

В статье получены зависимости изменения: крутящей мощности, скорости движения и топливо-экономических показателей МТА при условии изменения эффективного проходного сечения, в результате коксования сопловых отверстий распылителя форсунки.

Lebedev A.T., Shulyak M.L.

**INFLUENCE OF COKING OF ENGINE SPRAYER NEBULIZER NOZZLES  
OPENINGS ON TRACTIVE AND POWER INDEXES OF MTA  
BY THE OPERATION WITH ALTERNATIVE KINDS OF FUEL**

Dependences of change are got in the article: to hook power, rate of movement and fuel-economic indexes of MTA, on condition of change of effective communicating section, as a result of coking of openings of nozzles of nebulizer of sprayer.

---

УДК 621.43.001.891.573

*Пильова Т.К., канд. техн. наук*

**ВИБІР ДВИГУНА АВТОТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ  
ЗА ПАРАМЕТРАМИ ЙОГО ГОЛОВНОГО РОБОЧОГО ПОЛЯ**

**Актуальність задачі.** Український автомобільний ринок останнього десятиліття набув загальної тенденції інтенсивного розширення. За дев'ять місяців поточного року у порівнянні до відповідного періоду попереднього у країні зріс імпорт автотранспортної техніки більше, ніж на 20%. В той же час зростання випуску мобільних машин в Україні практично досягло 60% [1,2].

В процесі проектування, виконання доводочних робіт або під час удосконалення довільних автотранспортних засобів завжди виникає проблема вибору та узгодження певної сукупності параметрів двигуна, трансмісії та автотранспортного засобу у цілому. Обов'язковою задачею тут є забезпечення їх високих паливно-економічних та екологічних показників [3]. Значною проблемою при цьому постає здійснення оптимізації техніко-економічних показників за певним інтегральним критерієм.

Значна увага при розробці інтегральних критеріїв якості сьогодні приділяється опрацюванню та застосуванню як експериментальних, так і розрахункових методів. Вважається, що і перші, і другі потребують свого удосконалення за своєю ефективністю.

**Аналіз публікацій.** Застосування відомих методів оптимізації початково передбачало пошук найкращого рішення для області вихідного проектного рішення, заснованого на використанні обраного зразка-прототипу або оригінальної технічної пропозиції. Але реалії останнього часу такі, що в умовах ринкової економіки споживач і проектувальник є більш вільними щодо прийняття рішень. Тому сьогодні для порівняння моделей-конкурентів часто використовують інтегральні критерії [4].

У роботі [3] на прикладі розв'язання задачі вибору оптимального двигуна для вантажного автомобіля, що проектується, запропоновано критерій питомих експлуатаційних витрат. Цей критерій враховує продуктивність автомобіля, експлуатаційні витрати, термін служби. Подальше компромісне рішення запропоновано знаходити з урахуванням критеріїв потужності двигуна, норм шкідливих викидів, вартості конструкції. В [5] нами запропоновано методику ранжирування конструкцій на основі інтегрального кількісного показника за сукупністю поданих часткових критеріїв якості. У відповідності до запропонованих алгоритмів [4,5] теоретично стає можливим автоматизація пошуку рішення. Найбільш складним питанням при цьому є визначення економічності двигунів та викидів ними шкідливих речовин.

Експериментальне визначення параметрів паливно-енергетичних та еколого-енергетичних полів двигунів задається вибором характеристик, обумовлених ГОСТ 14846-81; правилами ЄЕК ООН № 49, цикл ESC; правилами ЄЕК ООН № 96; стандартом ISO-8174-4 тощо. Однак у [4] справедливо відзначається, що при розв'язанні вказаної та ряду інших задач зручнішим є використання не дискретних даних, отриманих безпосередньо з експерименту, а застосування безперервних функціональних залежностей декількох змінних – рівнянь регресії. Останні дозволяють адекватно описувати експериментальні дані в області головних робочих режимів двигуна.

За думкою авторів роботи [4] практичну цінність застосування рівнянь регресії становить те, що вони надають можливість за значеннями швидкості руху, витрат палива та середнього передавального числа трансмісії автомобіля визначати середнє значення крутного моменту двигуна та його питомої ефективної витрати палива. Найбільш важливим при цьому є те, що формалізація паливно-енергетичного поля двигуна дозволяє формулювати і вирішувати задачі узгодження характеристик двигуна, трансмісії та автотранспортного засобу у цілому. Однак, на сьогодні не запропоновано методик порівняння якості конструкцій при використанні таких функцій.

**Постановка задачі дослідження** полягає у розробці методики порівняння якості головних робочих полів автомобільних двигунів на основі застосування рівнянь регресії.

**Математична модель.** У роботі [4] на основі застосування методу планування багатofакторних експериментів запропоновано здійснювати опис залежності питомої ефективної витрати палива двигуна від двох його параметрів – частоти обертання колінчастого вала (КВ) та навантаження.

Рівняння регресії другого порядку для двох параметрів виду

$$g_e = a_0 + a_1 \cdot x_1 + a_2 \cdot x_2 + a_{12} \cdot x_1 \cdot x_2 + a_{11} \cdot x_1^2 + a_{22} \cdot x_2^2 \quad (1)$$

отримують на основі застосування матриці центрального композиційного плану, де  $x_1$  та  $x_2$  – відповідно, кодовані частота обертання КВ та ефективна потужність:

$$x_1 = \frac{n - 0,5(n_{\max} + n_{\min})}{0,5(n_{\max} - n_{\min})}, \quad (2)$$

$$x_2 = \frac{N_e - 0,5(N_{e_{\max}} + N_{e_{\min}})}{0,5(N_{e_{\max}} - N_{e_{\min}})}, \quad (3)$$

Тут  $n$ ,  $N_e$  – відповідно, дійсні значення частоти обертання КВ та ефективної потужності в характерній зоні досліджуваного енергетичного простору двигуна, а величини  $n_{\max}$ ,  $n_{\min}$ ,  $N_{e_{\max}}$ ,  $N_{e_{\min}}$  визначають розмір цього простору.

При розробці моделей експлуатації двигунів користуються відносними величинами частоти обертання КВ та потужності [6,7]:

$$\bar{n} = n / n_{\text{ном}}, \quad \bar{N}_e = N_e / N_{e_{\text{ном}}}, \quad (4)$$

де  $n_{\text{ном}}$ ,  $N_{e_{\text{ном}}}$  – параметри номінального режиму.

Перехід від відносних параметрів до кодованих може бути здійсненим на стадії розробки або використання моделі (1). Тоді у першому випадку вирази (2)-(3) переписуються як

$$x_1 = \frac{\bar{n} - 0,5(\bar{n}_{\max} + \bar{n}_{\min})}{0,5(\bar{n}_{\max} - \bar{n}_{\min})}, \quad (5)$$

$$x_2 = \frac{\bar{N}_e - 0,5(\bar{N}_{e_{\max}} + \bar{N}_{e_{\min}})}{0,5(\bar{N}_{e_{\max}} - \bar{N}_{e_{\min}})}, \quad (6)$$

а у другому набувають вигляду

$$x_1 = 2(\bar{n} - (1 + n_{\min}/n_{\max})) / (1 - n_{\min}/n_{\max}), \quad (7)$$

$$x_2 = 2(\bar{N}_e - (1 + N_{e_{\min}}/N_{e_{\max}})) / (1 - N_{e_{\min}}/N_{e_{\max}}). \quad (8)$$

У [4] головне робоче поле двигунів задано областю

$$\bar{n} \geq \bar{n}_{\min}, \bar{n}_{\min} = (0,43 \dots 0,48); \quad \bar{N}_e \geq \bar{N}_{e_{\min}}, \bar{N}_{e_{\min}} = 0,4. \quad (9).$$

Моделі експлуатації автомобільних двигунів налічують до 28 режимів [6]. З урахуванням (9) головне робоче поле двигунів відповідає характерним експлуатаційним режимам, наведеним у табл. 1.

Окрім відносної частоти обертання КВ та ефективної потужності кожен характерний експлуатаційний режим характеризується також відносним часом наробітку двигуна  $\bar{P}$ . Останній встановлюється як відношення дійсного наробітку на режимі за характерний період експлуатації двигуна до тривалості цього періоду.

В табл. 1 та на рис. 1 наведено значення параметру  $\bar{P}$  щодо експлуатації вантажного автомобіля в умовах міжміських перевезень (на шосе) та у місті. Видно, що час наробітку автомобіля на кожному з режимів у залежності від умов експлуатації суттєво відрізняється. При цьому відрізняється і кількість характерних режимів. Для експлуатації автомобіля на шосе їх кількість  $i_{\max} = 14$ , у місті –  $i_{\max} = 11$ .

Досліджуване поле навантажень автомобільних двигунів

№ режиму $i$	$\bar{n}$	$\bar{N}_e$	$\bar{P}$ (шосе)	$\bar{P}$ (місто)
1	0,55	0,504075	0,0068	0,0388
2	0,55	0,605	0,0718	0,1165
3	0,685	0,490803	0,0155	0,0112
4	0,685	0,627803	0,0205	0,0288
5	0,685	0,7535	0,2035	0,0365
6	0,8125	0,582156	0,0316	0,0029
7	0,8125	0,744656	0,0394	0,0064
8	0,8125	0,89375	0,2087	0,0101
9	0,9375	0,421875	0,0335	0,0055
10	0,9375	0,671719	0,022	0,0011
11	0,9375	0,859219	0,0273	0,002
12	0,915	0,96075	0,0824	–
13	1,0075	0,721874	0,0025	–
14	1,015	0,45675	0,0015	–

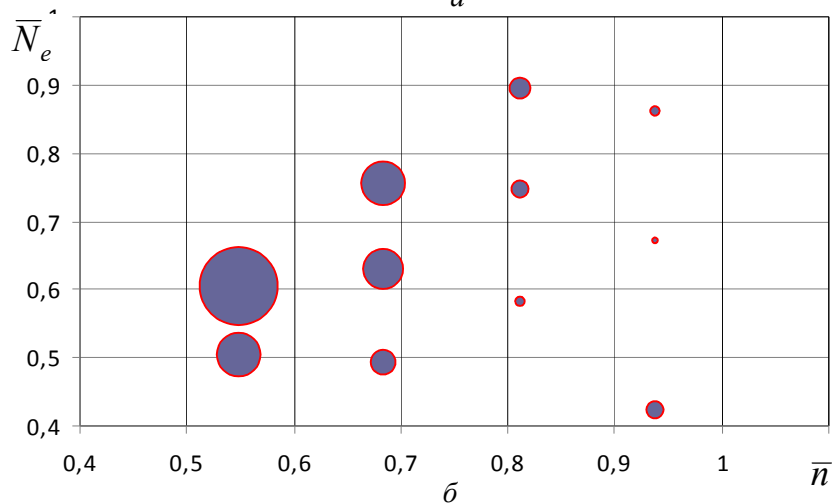
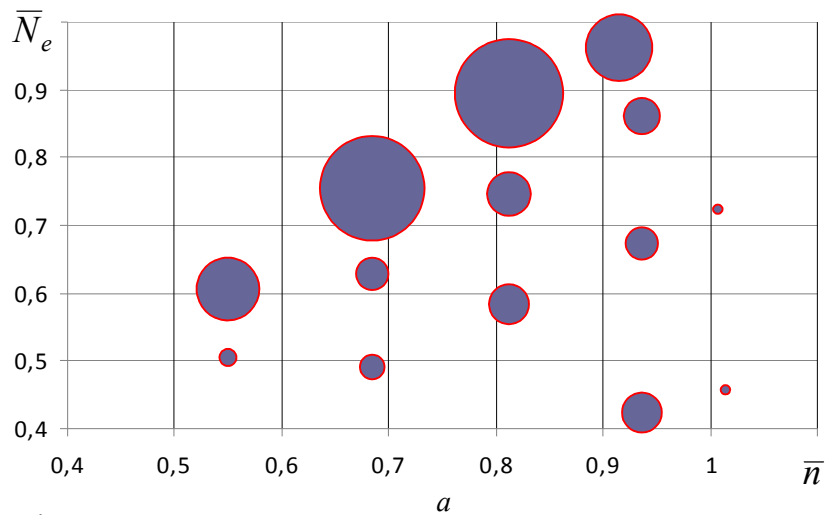


Рис. 1. Розподіл наробітку автомобільного двигуна за представницькими режимами його експлуатації на шосе (а) та у місті (б) в досліджуваному полі параметрів (відносний наробіток  $\bar{P}$  відповідає площі маркерів)

З урахуванням наведеного, паливно-енергетичний простір автомобіля можна характеризувати сукупністю характерних режимів експлуатації з режимними параметрами  $\bar{n}_i$ ,  $\bar{N}_{ei}$ , питомою ефективною витратою палива  $g_{ei}$ , а також відносним часом наробітку на режимі  $\bar{P}_i$ ,

$$\Omega = \{\bar{n}_i, \bar{N}_{ei}, g_{ei}, \bar{P}_i\}, i = 1, 2, \dots, i_{\max}.$$

Останнє означає, що існує можливість оцінки якості безперервної функціональної залежності  $g_e = f(\bar{n}, \bar{N}_e)$  за скаляром, який аналогічно до середньоексплуатаційної витрати палива визначає середньозважену його величину в означеному просторі параметрів,

$$g_{e\text{сеп}} = \frac{\sum_{i=1}^{i_{\max}} (g_{ei} \cdot \bar{N}_{ei} \cdot \bar{P}_i)}{\sum_{i=1}^{i_{\max}} (\bar{N}_{ei} \cdot \bar{P}_i)}. \quad (10)$$

При цьому вираз (10) дозволяє здійснювати порівняння якості двигунів у певних умовах експлуатації, а також порівнювати ефективність застосування певного двигуна у різних умовах експлуатації на основі застосування відомого рівняння регресії (1) в обраному просторі параметрів  $\Omega$ .

**Результати дослідження.** Оцінку якості паливно-енергетичного простору виконаємо для двигунів ЗИЛ-645 та Dietz F6L-413F щодо умов міжміських та міських перевезень. Інтервали варіювання факторного експерименту подано у табл. 2. Видно, що обраним для порівняння двигунів діапазоном зміни частоти обертання КВ та навантаження враховано основні режими роботи автомобільного двигуна.

Таблиця 2

Основні параметри автомобільних двигунів, що узяті для порівняльного аналізу

Параметр	Двигун ЗИЛ-645	Двигун Dietz F6L-413F
Номінальна частота обертання КВ $n_{\text{ном}}, \text{хв}^{-1}$	2800	2500
Частота обертання КВ максимального крутного моменту $n_{\text{кр}}, \text{хв}^{-1}$	1400	1500
Інтервал інтерполяції за частотою обертання КВ: $n_{\text{max}}, \text{хв}^{-1}$ $n_{\text{min}}, \text{хв}^{-1}$	2800 1200	2500 1200
Номінальна потужність $N_{e\text{ном}}, \text{кВт}$	136	130
Потужність на максимальному крутному моменті $N_{e\text{кр}}, \text{кВт}$	78,8	96,3
Інтервал інтерполяції за потужністю: $N_{e\text{max}}, \text{кВт}$ $N_{e\text{min}}, \text{кВт}$	136 54,4	130 52

Коефіцієнти рівняння регресії виду [4], кг/(кВт·год),

$$g_e = 1000 / (a_0 + a_1 \cdot x_1 + a_2 \cdot x_2 + a_{12} \cdot x_1 \cdot x_2 + a_{11} \cdot x_1^2 + a_{22} \cdot x_2^2) \quad (11)$$

представлені у табл. 3.

Таблиця 3

Коефіцієнти рівнянь регресії головного робочого поля паливно-енергетичного простору порівнюваних двигунів

Коефіцієнт	$a_0$	$a_1$	$a_2$	$a_{11}$	$a_{12}$	$a_{22}$
Двигун ЗИЛ-645	4157,38	-327,83	418,23	-220,57	165,33	-303,47
Двигун Dietz F6L-413F	4443,28	-74,42	387,55	-314,42	183,98	-345,52

З урахуванням особливості будови моделі (11) та певної моделі експлуатації двигуна (табл. 1) при обчисленні середньозваженої витрати палива (10) кодовий фактор  $x_1$  визначався за виразом (7), а  $x_2$  – за виразом (6).

На основі виконаних обчислень встановлено, що для двигуна ЗИЛ-645 при експлуатації автомобіля в умовах шосе маємо витрату палива  $g_{e\text{сер}} = 0,239$  кг/(кВт·год), а при експлуатації в умовах міста –  $0,234$  кг/(кВт·год). Аналогічні розрахунки для двигуна Dietz F6L-413F показали, що витрата палива при експлуатації автомобіля на шосе дорівнює  $0,223$  кг/(кВт·год), а у місті –  $0,226$  кг/(кВт·год).

У цілому видно, що за критерієм економічності застосування двигуна Dietz F6L-413F є більш доцільним з перевагою його використання при здійсненні міжміських перевезень.

У загальному випадку не виключається опис повного простору параметрів відповідно до повного поля режимів навантаження двигуна. Такий опис може бути виконано шляхом доповнення рівняння (1) з інтерполяційною областю (9) аналогічними рівняннями, що мають інтерполяційну область

$$\bar{n} < \bar{n}_{\min}, \bar{n}_{\min} = (0,43 \dots 0,48); \bar{N}_e < \bar{N}_{e\min}, \bar{N}_{e\min} = 0,4.$$

Остаточне рішення щодо якості конструкцій за інтегральним показником може бути прийнято за методикою [5]. При цьому виникає потреба у розробці аналогічних до (1) функцій еколого-енергетичного простору двигунів.

**Висновок.** Здійснено порівняння якості параметрів паливно-енергетичного простору автомобільних двигунів на основі застосування рівнянь регресії головного робочого поля двигуна. Достовірність результатів забезпечується співпадінням інтерполяційної області функцій та області основних експлуатаційних режимів роботи двигунів.

Пропонується застосування методики при вирішенні задач узгодження характеристик двигуна, трансмісії та автотранспортного засобу в цілому.

Подальший напрям робіт пов'язаний з отриманням функцій еколого-енергетичного простору двигунів для виконання інтегральних оцінок якості конструкцій при їх ранжируванні.

**Література:** 1. Украина. Обзор авторынка 2011 года. [Електронний ресурс]. – Режим доступу <http://autoconsultant.com.ua/ukrainnews/view/4431/>. 2. Эксперт: В 2011 году украинский авторынок перешагнет отметку в 200 тысяч проданных машин. [Електронний ресурс]. –

Режим доступу <http://korrespondent.net/business/auto/1261039-ekspert-v-2011-godu-ukrainskij-avtorynok-pereshagnet-otmetku-v-200-tysyach-prodannyh-mashin>. 3. Фасхиев Х.А., Шишменцева Т.А., Шайхутдинов И.Ф. Оптимизация технико-экономических показателей АТС по интегральному критерию // Автомобильная промышленность. – 2005. – № 5. – С. 6-9. 4. Трембовельский Л.Г. Математические модели главных рабочих полей ДВС // Автомобильная промышленность. – 2009. – № 4. – С. 10-13. 5. Пылева Т.К. Многокритериальная оптимизация технико-экономических показателей автотранспортного средства // Вісник НТУ «ХПИ», – Харків: НТУ «ХПИ», 2006. – №26 – С. 166-169. 6. Парсаданов И.В. Повышение качества и конкурентоспособности дизелей на основе комплексного топливно-экологического критерия. – Х.: НТУ «ХПИ», 2003. – 244 с. 7. Пылева Т.К. Особенности нестационарных моделей эксплуатации энергонасыщенных колесных и гусеничных машин // Механіка та машинобудування. – 2007. – №1. – С.132-141.

**Bibliography (transliterated):** 1. *Ukraina. Obzor avtorynka 2011 goda. [Elektronnij resurs]. – Rezhim dostupu <http://autoconsultant.com.ua/ukrainnews/view/4431/>. 2. *Jekspert: V 2011 godu ukrainskij avtorynok pereshagnet otmetku v 200 tysjach prodannyh mashin. [Elektronnij resurs]. – Rezhim dostupu <http://korrespondent.net/business/auto/1261039-ekspert-v-2011-godu-ukrainskij-avtorynok-pereshagnet-otmetku-v-200-tysyach-prodannyh-mashin>. 3. *Fashiev H.A., Shishmenceva T.A., Shajhutdinov I.F. Optimizacija tehniko-ekonomicheskix pokazatelej ATS po integral'nomu kriteriju // Avtomobil'naja promyshlennost'. – 2005. – № 5. – S. 6-9. 4. *Trembovel'skij L.G. Matematicheskie modeli glavnyh rabochih polej DVS // Avtomobil'naja promyshlennost'. – 2009. – № 4. – S. 10-13. 5. *Pyleva T.K. Mnogokriterial'naja optimizacija tehniko-jekonomicheskix pokazatelej avto-transportnogo sredstva // Visnik NTU «HPI». – Harkiv: NTU «HPI», 2006. – №26 – S. 166-169. 6. *Parsadanov I.V. Povyshenie kachestva i konkurentosposobnosti dizelej na osnove kompleksnogo toplivno-jekologicheskogo kriterija. – H.: NTU «HPI», 2003. – 244 s. 7. *Pyleva T.K. Osobennosti nestacionarnyh modelej jekspluatacii jenergonasywennyh kolesnyh i gusenichnyh mashin // Mehanika ta mashinobuduvannja. – 2007. –№1. – С.132-141.*******

Пылева Т.К.

#### ВЫБОР ДВИГАТЕЛЯ АВТОТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА ПО ПАРАМЕТРАМ ЕГО ГЛАВНОГО РАБОЧЕГО ПОЛЯ

Проведено сравнение качества параметров топливно-энергетического пространства автомобильных двигателей с использованием уравнений регрессии главного рабочего поля двигателя. Данный подход может быть применен при решении задач согласования характеристик двигателя, трансмиссии и автотранспортного средства в целом.

Pylyova T.K.

#### CHOOSING OF VEHICLE ENGINE WITH THE PARAMETERS OF HIS MAIN OPERATIONAL FIELD

Comparison of the quality parameters of automobile engines' fuel-energy space is realized. The regression equations of the main operational field of the engine are applied. This approach is able to be used for solving of the specifications of the engine, the transmission and the vehicle harmonization problem.

---