

УДК 621.436

Поляков Андрій Павлович, Галушак Дмитро Олександрович

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ НА ПОКАЗНИКИ АВТОМОБІЛЯ ПЕРЕВЕДЕННЯ ЙОГО ДВИГУНА НА РОБОТУ НА БІОДИЗЕЛЬНОМУ ПАЛИВІ

Використання альтернативних палив в якості палива для двигунів автомобілів є досить актуальним питанням в теперішній час. Для дизельних двигунів альтернативним є біодизельне паливо. Дана стаття присвячена дослідженню впливу на показники автомобіля переведення його двигуна на роботу на біодизельному паливі.

Использование альтернативных топлив в качестве топлива для двигателей автомобилей является весьма актуальным вопросом в настоящее время. Для дизельных двигателей альтернативным является биодизельное топливо. Данная статья посвящена исследованию влияния на показатели автомобиля перевода его двигателя на работу на биодизельном топливе.

The usage of alternative fuels as fuel for car engines is very relevant question at this time. For diesel alternative is biodiesel. The usage of pure biodiesel can lead to poor engine reliability and performance degradation of the vehicle.

The way to solve the problems associated with the deterioration of the reliability of the engine and vehicle performance testing is to use a mixture of biodiesel and diesel fuels as fuel for the engine. Using fuel mixture will reduce the negative impact on the reliability of the elements of the engine and the technical performance of the car and improve environmental performance.

Since cars are operated at varying conditions (technical category of roads, vehicle load, etc.) should be used dynamically adjusting the percentage composition of the mixture of biodiesel and diesel fuel while driving. This would allow an increase in the load on the vehicle to reduce the content of biodiesel in the blend and contrast that would provide the maximum benefit from the use of biodiesel.

This paper presents a mathematical model of "Car with diesel engine - road - environment", with which you can conduct research on the impact of a car transferring its engine to work on biodiesel. The results of the timing of dispersal KrAZ-256B1 from the point of shifting from the first to the top and exit at maximum speed using diesel fuel and blends of biodiesel and diesel fuel with dynamic adjustment percentage composition of the mixture.

Ключові слова: біодизельне паливо, математична модель, суміш, динамічне корегування відсоткового складу, технічні показники автомобіля.

Автомобільний транспорт є однією з важливих галузей господарства, який забезпечує виробництво продукції промисловості й сільського господарства та її транспортування, задовольняє потреби населення в перевезеннях, тощо.

Для підвищення ефективності функціонування автомобільного транспорту необхідно максимально знизити витрати на перевезення. Одним із способів вирішення цієї проблеми є використання альтернативних видів палива, які є дешевшими за традиційні нафтові палива, екологічно чистими та поновлюваними. На даний час для автомобілів з дизельними двигунами альтернативним є біодизельне паливо.

Біодизельне паливо має дещо відмінні від дизельного палива фізико-хімічні властивості, такі як: висока кінематична в'язкість; висока температура випаровування та низька середня теплота згорання. За рахунок цієї різниці властивостей погіршуються робочі процеси двигуна, що в свою чергу призводить до зменшення його потужності та крутного моменту і збільшення витрати палива. Також існують деякі питання щодо використання біодизельного палива, такі як: погіршення надійності елементів двигуна та технічних показників автомобіля [9].

Одним із способів вирішення проблем, пов'язаних з погіршенням надійності елементів двигуна та технічних показників автомобіля є використання суміші біодизельного та дизельного палив в якості палива для двигуна [10]. Використання паливної суміші дозволить зменшити негативний вплив на надійність елементів двигуна та на технічні показники автомобіля, а також покращити екологічні показники [1].

Як відомо доля роботи двигуна автомобіля на часткових навантаженнях та на холостому ходу в реальних умовах експлуатації становить близько 85% [2]. Тобто частка використання повної потужності двигуна в середньому є досить невеликою (15%). Тому незначне падіння потужності та крутного моменту дизельного двигуна при використанні суміші біодизельного та дизельного палив в якості палива для двигуна не являється вагомим завданням для використання біодизельного палива.

При різному відсотковому складі суміші біодизельного та дизельного палив характеристики двигуна, а відповідно і технічні показники автомобіля будуть різними. Оскільки автомобілі

експлуатуються при змінних умовах (технічна категорія доріг, завантаження автомобіля, тощо) доцільно було б використовувати динамічне корегування відсоткового складу суміші біодизельного та дизельного палив під час руху автомобіля. Це дозволило б при збільшенні навантаження на автомобіль зменшувати вміст біодизельного палива в суміші та навпаки, що забезпечило б збереження технічних показників автомобіля та максимальний ефект від використання біодизельного палива.

Враховуючи вищезазначені особливості використання біодизельного палива в якості палива для двигунів автомобілів виникає потреба в дослідженні впливу на показники автомобіля переведення його двигуна на роботу на біодизельному паливі. Для проведення дослідження було розроблено математичну модель системи «Автомобіль з дизельним двигуном - дорога - навколишнє середовище» (АДНС).

За допомогою математичної моделі можуть виконуватися такі розрахунково-теоретичні дослідження:

1. Визначення техніко-економічних та екологічних показників автомобіля при його русі в різних умовах руху: розгін з місця з перемиканням передач, рух за магістральним та міським циклами.

2. Визначення техніко-економічних та екологічних показників автомобіля при використанні в якості палива для двигуна сумішей з різним відсотковим складом біодизельного і дизельного палива.

3. Визначення техніко-економічних та екологічних показників автомобіля при його русі в різних умовах та при різних навантаженнях із динамічним корегуванням відсоткового складу суміші біодизельного і дизельного палива.

Математичні моделі систем «Водій - автомобіль - дорога» використовували у своїх роботах доктор технічних наук Гутаревич Ю.Ф. та інші дослідники [4-7]. Об'єктами дослідження в цих роботах було прийнято автомобілі та інші транспортні засоби з дизельними та бензиновими двигунами.

В математичній моделі системи АДНС для дослідження впливу на показники автомобіля переведення його двигуна на роботу на біодизельному паливі розглядається автомобіль з дизельним двигуном, який працює на суміші біодизельного та дизельного палив. Під час руху автомобіля відсотковий склад суміші змінюється в залежності від зовнішнього навантаження на автомобіль.

В систему «Автомобіль з дизельним двигуном - дорога - навколишнє середовище» входить 3 підсистеми:

1. Дорога, що характеризується коефіцієнтом опору кочення коліс та кутом повздовжнього нахилу дороги.

2. Навколишнє середовище, що представлено тиском, температурою та коефіцієнтом опору повітря.

3. Автомобіль, в який входять силова установка, трансмісія та кузов з колесами.

Водій в математичній моделі системи АДНС представлений у вигляді алгоритму управління автомобілем, за допомогою якого керується подача палива в дизельний двигун, з певною швидкістю вмикається і вмикається зчеплення, перемикається передача та здійснюється гальмування.

Водій не розглядається в математичній моделі, оскільки кожна людина має різні фізіологічні особливості та психоемоційний стан, що може здійснювати вплив на результати досліджень при повторі експерименту. Якщо не враховувати ці параметри, а замінити водія на алгоритм управління автомобілем, точність при проведенні досліджень буде вищою.

Функціональна схема системи «Автомобіль з дизельним двигуном - дорога - навколишнє середовище» представлена на рис. 1.

На трансмісію та кузов з колесами, як підсистему другого рівня здійснюють вплив різні показники, такі як: номер передачі в коробці передач; кут повороту педалі ввімкнення зчеплення; кут повороту педалі гальма; коефіцієнт опору кочення коліс; кут повздовжнього нахилу дороги; коефіцієнт опору повітря. Вихідною характеристикою підсистеми «Трансмісія та кузов з колесами» є момент зовнішнього навантаження $M_{нав}$.

В залежності від величини моменту зовнішнього навантаження підсистеми «Трансмісія та кузов з колесами» та кута повороту педалі подачі палива аналізатор визначає відсотковий склад суміші біодизельного та дизельного палив, що в подальшому подається в дизельний двигун автомобіля.

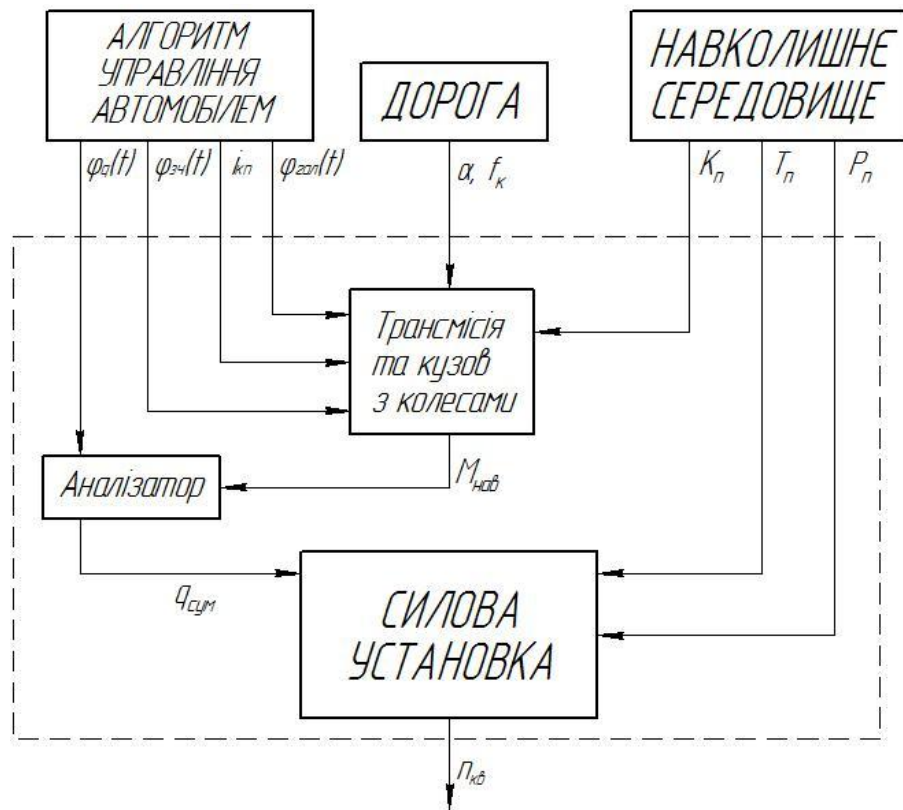


Рисунок 1 - Функціональна схема системи «Автомобіль з дизельним двигуном - дорога - навколишнє середовище»

В основу математичної моделі системи АДНС було покладено рівняння руху автомобіля [8], яке має наступний вигляд:

$$F_k = F_f + F_w \pm F_j \pm F_a, \quad (1)$$

де F_k - сила тяги на ведучих колесах автомобіля; F_f - сила опору кочення коліс; F_w - сила опору повітря; F_j - сила інерції автомобіля; F_a - сила опору підйому.

Для зручності розрахунків представимо рівняння руху автомобіля у вигляді суми моментів сил, що діють на колеса. Для цього рівняння руху необхідно перемножити на радіус коліс.

$$M_{ек} = M_f + M_w \pm M_j \pm M_a, \quad (2)$$

де $M_{ек}$ - ефективний крутний момент двигуна, приведений до ведучих коліс автомобіля; M_f - момент сили опору кочення коліс; M_w - момент сили опору повітря; M_j - момент сили інерції автомобіля; M_a - момент сили опору підйому.

Ефективний крутний момент двигуна, приведений до ведучих коліс автомобіля визначається:

$$M_{ек} = M_e \cdot i_n \cdot i_0 \cdot i_p \cdot \eta_{mp}, \quad (3)$$

де i_1, i_0, i_p - передаточне число першої передачі, головної передачі та роздавальної передачі відповідно; η_{mp} - к.к.д. трансмісії.

Моменти сили опору дороги:

$$M_f + M_a = G_a \cdot (f \cdot \cos\alpha + \sin\alpha) \cdot r_k, \quad (4)$$

де G_a - вага автомобіля, Н; f - коефіцієнт опору кочення; α - кут повздовжнього нахилу дороги, град; r_k - динамічний радіус колеса, м.

Момент сили опору повітря:

$$M_w = F_w \cdot k_w \cdot V^2 \cdot r_k, \quad (5)$$

де F_w - лобова площа автомобіля, м²; k_w - коефіцієнт опору повітря, кг/м³; V - швидкість руху автомобіля, м/с.

Момент сили інерції автомобіля:

$$M_j = m_a \cdot \delta_{об} \cdot j \cdot r_k, \quad (6)$$

де m_a - маса автомобіля, кг; $\delta_{об}$ - коефіцієнт урахування впливу інерції обертових мас автомобіля; j - прискорення автомобіля, м/с².

$$M_e \cdot i_n \cdot i_0 \cdot i_p \cdot \eta_{mp} = G_a \cdot (f \cdot \cos\alpha + \sin\alpha) \cdot r_k + F_w \cdot k_w \cdot V^2 \cdot r_k + m_a \cdot \delta_{об} \cdot j \cdot r_k, \quad (7)$$

Необхідний крутний момент двигуна для подолання опору руху автомобіля визначається:

$$M_e = \frac{G_a \cdot (f \cdot \cos\alpha + \sin\alpha) \cdot r_k + F_w \cdot k_w \cdot V^2 \cdot r_k + m_a \cdot \delta_{об} \cdot j \cdot r_k}{i_n \cdot i_0 \cdot i_p \cdot \eta_{mp}}, \quad (8)$$

Вхідними даними для математичної моделі розгону автомобіля, що використовує в якості палива для двигуна суміш дизельного та біодизельного палив є індикаторний крутний момент двигуна M_i .

Індикаторний крутний момент двигуна M_i залежить від циклової подачі суміші палив q_u , частоти обертів колінчастого валу $n_{кв}$ та процентного співвідношення біодизельного та дизельного палива в суміші $B\%$.

$$M_i = f(q_u, n_{кв}, B\%). \quad (9)$$

Тоді, ефективний крутний момент двигуна буде рівний:

$$M_e = M_i - M_m, \quad (10)$$

де M_m - момент механічних втрат, Н·м.

Залежності M_i (q_u , $n_{кв}$, $B\%$) і M_m ($n_{кв}$) визначаються експериментальним шляхом, а потім апроксимуються. Загальний вигляд цих залежностей представлено поліномами:

$$M_i = a_1 + a_2 \cdot q_u + a_3 \cdot n_{кв} + a_4 \cdot q_u^2 + a_5 \cdot n_{кв}^2 + a_6 \cdot q_u \cdot n_{кв}, \quad (11)$$

$$M_m = b_1 + b_2 \cdot n_{кв} + b_3 \cdot n_{кв}^2, \quad (12)$$

де $a_1, a_2, \dots, a_6, b_1, b_2, b_3$ - постійні коефіцієнти апроксимації.

Також експериментально визначаються екологічні показники автомобіля та циклова подача палива в двигун. Годинний викид сажі визначається за виразом [3]:

$$G_C = 0,0001 \cdot K^2 \cdot (1 - 0,9758 \cdot G_{нал}) \cdot \frac{G_{нов}}{\rho_{нов}}, \quad (13)$$

де K - димність відпрацьованих газів; $G_{нал}$, $G_{нов}$ - годинні витрати палива та повітря відповідно.

Циклова подача палива визначається за формулою:

$$q_u = b_1 + b_2 \cdot n_{кв} + b_3 \cdot \varphi_q + b_4 \cdot n_{кв}^2 + b_5 \cdot \varphi_q^2 + b_6 \cdot n_{кв} \cdot \varphi_q, \quad (14)$$

Годинна витрата палива визначається за формулою:

$$G_{нал} = \frac{1}{2} \cdot n_{кв} \cdot i_{ц} \cdot q_{ц}, \quad (15)$$

де $i_{ц}$ - кількість циліндрів.

Сумарна витрата палива за певний проміжок часу:

$$G_{нал.сум} = \sum_{i=1}^n \frac{G_{нал(i-1)} + G_{нал.i}}{2 \cdot 3600} \cdot \Delta t, \quad (16)$$

де $\frac{G_{нал(i-1)} + G_{нал.i}}{2 \cdot 3600}$ - середнє значення годинної витрати палива за елементарний відрізок часу Δt ;

Δt - крок інтегрування.

Сумарний викид сажі за певний проміжок часу:

$$G_{с.сум} = \sum_{i=1}^n \frac{G_{с(i-1)} + G_{с.i}}{2 \cdot 3600} \cdot \Delta t, \quad (17)$$

де $\frac{G_{с(i-1)} + G_{с.i}}{2 \cdot 3600}$ - середнє значення годинного викиду сажі за елементарний відрізок часу Δt .

Ефективна потужність двигуна визначається за формулою:

$$N_e = \frac{M_e \cdot n_e}{9550}. \quad (18)$$

Зупинимось на особливостях розрахунку найбільш складного виду розгону автомобіля, а саме розгін з місця з перемиканням передач від першої до вищої та виходом на максимальну швидкість.

Процес розгону автомобіля з місця складається з двох періодів [7]:

1. Рушання автомобіля з буксуючим зчепленням, що супроводжується зростанням частоти обертання веденої частини зчеплення та швидкості руху автомобіля. Цей період завершується при зрівнянні частоти обертання колінчастого валу двигуна та зчеплення.

2. Розгін автомобіля при блокованому зчепленні.

Для рушання автомобіля з місця йому необхідно подолати сили опору руху, що виникають в цей момент, тобто крутний момент, що передається через зчеплення від двигуна повинен бути більшим за момент сил опору руху, приведений до первинного валу коробки передач.

Оскільки під час розгону автомобіля з місця до повного ввімкнення зчеплення його швидкість відносно мала, то при розрахунку моменту сил опору руху автомобіля $M_{оп}$ в цьому проміжку часу можна знехтувати силою опору повітря. Тоді, момент опору руху автомобіля при рушанні визначається за формулою:

$$M_{оп.руш} = \frac{G_a \cdot (f \cdot \cos\alpha + \sin\alpha) \cdot r_{к} + m_a \cdot \delta_{об} \cdot j \cdot r_{к}}{i_n \cdot i_0 \cdot i_p \cdot \eta_{мп}}. \quad (19)$$

Швидкість, яку досягне автомобіль при повному ввімкненні зчеплення можна визначити за наступною формулою:

$$V_{min1} = 0,105 \frac{r_{к} \cdot n_{зч}}{i_1 \cdot i_0 \cdot i_p}. \quad (20)$$

де $n_{зч}$ - частота обертів колінчастого валу двигуна у момент повного ввімкнення зчеплення.

Прискорення автомобіля під час рушання при буксуючому зчепленні визначається за формулою:

$$j_{руш} = \frac{M_{зч} \cdot i_n \cdot i_0 \cdot i_p \cdot \eta_{мп} - G_a \cdot (f \cdot \cos\alpha + \sin\alpha) \cdot r_k}{m_a \cdot \delta_{об} \cdot r_k}. \quad (21)$$

Час рушання автомобіля при буксуючому зчепленні визначається за формулою:

$$\Delta t_{руш} = \frac{V_{\min 1}}{j_{руш}}. \quad (22)$$

Шлях, який пройде автомобіль під час рушання при буксуючому зчепленні визначається за формулою:

$$\Delta S_{руш} = \frac{V_{\min 1}}{2} \cdot \Delta t_{руш}. \quad (23)$$

Швидкість автомобіля, що відповідає частоті обертання колінчастого валу n_{max} визначається:

$$V_{\max 1} = 0,105 \frac{r_k \cdot n_{\max}}{i_1 \cdot i_0 \cdot i_p}. \quad (24)$$

Динамічні фактори автомобіля на швидкостях V_{\min} та V_{\max} :

$$D_{\min} = 10^3 \frac{N_k - N_w}{G_a \cdot V_{\min}}, \quad (25)$$

$$D_{\max} = 10^3 \frac{N_k - N_w}{G_a \cdot V_{\max}}, \quad (26)$$

де N_k - потужність на ведучих колесах, кВт; N_w - потужність, необхідна для подолання опору повітря, кВт.

З формули динамічного балансу [8]

$$D = \psi + \delta_{об} \frac{j}{g}, \quad (27)$$

визначимо прискорення автомобіля під час розгону при використанні максимальної потужності двигуна і відсутності пробуксовки ведучих коліс:

$$j = \frac{D - \psi}{\delta_{об}} g, \quad (28)$$

де $\psi = f \cdot \cos\alpha + \sin\alpha$ - коефіцієнт дорожнього опору; $\delta_{об}$ - коефіцієнт урахування впливу інерції обертових мас автомобіля.

Час розгону на першій передачі від швидкості $V_{\min 1}$ до $V_{\max 1}$ визначається за формулою:

$$\Delta t_1 = 2 \frac{V_{\max 1} - V_{\min 1}}{j_{\max 1} + j_{\min 1}}, \quad (29)$$

де $j_{\min 1}, j_{\max 1}$ - значення прискорень автомобіля, що відповідають початку і кінцю інтервалу розгону автомобіля на 1 передачі.

При досягненні максимальних обертів двигуна на першій передачі, водій призупиняє подачу палива, вимикає зчеплення та перемикає передачу з першої на другу. Після ввімкнення зчеплення розгін автомобіля продовжується на другій передачі. Процес перемикавання передачі відбувається за певний проміжок часу t_{nep} .

За цей проміжок часу швидкість автомобіля зменшується, оскільки зчеплення вимкнене, а на автомобіль діють сили опору кочення коліс та опору повітря.

Тому падіння швидкості автомобіля під час перемикавання передачі визначається за формулою:

$$\Delta V_{1:2} = \frac{F_k + F_n}{m_a} \cdot \Delta t_{nep} \quad (30)$$

де $t_{1:2}$ - час перемикавання з 1-ої передачі на 2-гу; F_k - сила опору кочення коліс, Н; F_n - сила опору повітря, Н; m_a - маса автомобіля, кг.

Тоді, початкова швидкість автомобіля на другій передачі буде дорівнювати:

$$V_{\min 2} = V_{\max 2} - \Delta V_{1:2} \quad (31)$$

При такій швидкості та включеній другій передачі частота обертів двигуна буде рівною:

$$n_{\min 2} = \frac{V_{\min 2} \cdot i_1 \cdot i_0 \cdot i_p}{0,105 \cdot r_k} \quad (32)$$

Час розгону на другій передачі до швидкості $V_{\max 2}$ визначається за формулою:

$$\Delta t_2 = 2 \frac{V_{\max 2} - V_{\min 2}}{j_{\max 2} + j_{\min 2}} \quad (33)$$

Розрахунок розгону автомобіля на вищих передачах проводиться аналогічно.

Тоді, загальний час розгону автомобіля до максимальної швидкості на вищій передачі рівний:

$$t = \Delta t_{pyu} + \Delta t_1 + t_{nep} + \Delta t_2 + t_{nep} \dots + \Delta t_{n-1} + t_{nep} + \Delta t_n \quad (34)$$

де n - кількість передач.

Шлях розгону на першій передачі від швидкості V_{\min} до V_{\max} визнається за формулою:

$$\Delta S_1 = 0,5(V_{\max 1} + V_{\min 1}) \cdot \Delta t_1 \quad (35)$$

Шлях, який проїжджає автомобіль під час перемикавання передачі при вимкненому зчепленні визначається за формулою:

$$S_{1:2} = 0,5(V_{\max 1} + V_{\min 2}) t_{nep} \quad (36)$$

Загальний шлях розгону автомобіля до максимальної швидкості на вищій передачі рівний:

$$S = \Delta S_{pyu} + \Delta S_1 + S_{1:2} + \Delta S_2 + S_{2:3} \dots + \Delta S_{n-1} + S_{(n-1):n} + \Delta S_n \quad (37)$$

Сукупність вищенаведених рівнянь представляють математичну модель системи «Автомобіль з дизельним двигуном - дорога - навколишнє середовище».

Таким чином, за допомогою цієї математичної модель можна проводити дослідження впливу використання суміші біодизельного та дизельного палив в якості палива для двигуна на

показники автомобіля при його русі в різних умовах та при різних навантаженнях із динамічним корегуванням відсоткового складу суміші.

За допомогою математичної моделі системи АДНС були проведені розрахунки часу розгону автомобіля КрАЗ-256Б1 з дизельним двигуном ЯМЗ-238, що використовував в якості палива дизельне паливо та суміш біодизельного і дизельного палива з місця із перемиканням передач від першої до вищої і виходом на максимальну швидкість. Відсотковий склад суміші біодизельного та дизельного палив змінювався пропорційно навантаженню на автомобіль. Аналіз результатів розрахунку показує, що при використанні суміші палив час розгону автомобіля КрАЗ-256Б1 збільшився на 5,6% в порівнянні з використанням дизельного палива.

В подальшому планується проводити дослідження впливу на екологічні та економічні показники автомобіля використання суміші біодизельного і дизельного палив та удосконалити алгоритм визначення відсоткового складу суміші.

Список використаної літератури

1. Атамась А. І Підвищення екологічних показників дизельного автомобіля під час використання біодизельного палива // А. І. Атамась, В. Ф. Шапко, С. В. Шапко - Вісник КрНУ імені Михайла Остроградського. Випуск 3/2012 (74). С. 126-130.
2. Войтюк С. Д. Підвищення економічних і екологічних показників роботи бензинового двигуна на холостому ході відключенням окремих робочих циклів: дис. канд. техн. наук: 05.05.03 / Національний транспортний університет. - К., 2004.
3. Гутаревич Ю.Ф. Охрана окружающей среды от загрязнения выбросами двигателей // Ю.Ф. Гутаревич. - К.: Урожай, 1989. - 224 с.
4. Гутаревич Ю.Ф. Показники руху автомобіля з дизелем за режимами їздового циклу при різних типах регулятора // Ю.Ф. Гутаревич, О.С. Добровольський, М.П. Сельський - Вісті Автомобільно-дорожнього інституту, 2008, № 1(6). - С. 106-110.
5. Гутаревич Ю.Ф. Снижение вредных выбросов автомобиля в эксплуатационных условиях // Ю.Ф. Гутаревич. - К.: Виша школа, 1991. - 179 с.
6. Гутаревич Ю.Ф. Уточнена модель руху вантажного автомобіля з дизелем в режимах їздового циклу при роботі на дизельному та біодизельному паливах // Ю.Ф. Гутаревич, А.О. Корпач, О.О. Левківський // Управління проектами, системний аналіз і логістика: науковий журнал. - К.: НТУ, 2012. - Вип. 9. - С. 46-51.
7. Гутаревич Ю.Ф. Уточнення математичних моделей руху колісного транспортного засобу за їздовим циклом при живленні різними видами палив // Ю.Ф. Гутаревич, І. В. Манько, В.В. Славін - Збірник наукових праць ДонІЗТ. 2013 № 33. - С. 174-180.
8. Селифонов В.В. Теория автомобиля: Учебное пособие // В.В. Селифонов, А.Ш. Хусаинов, В.В. Ломакин. - М.: МГТУ «МАМИ», 2007. - 102 с.
9. Jinlin Xue / Effect of biodiesel on engine performances and emissions // Jinlin Xue, Tony E. Grift, Alan C. Hansen. 2010.
10. Jhonnah Mundike Effects of Blended Biodiesel on Key Engine Parameters // Jhonnah Mundike, Alex Musonda. - Journal of Natural & Environmental Sciences, Nat Env Sci 2012 3(2): 1-6.

Рецензенти:

Сивак Іван Онуфрійович, завідувач кафедри Технології та автоматизації машинобудування Вінницького національного технічного університету, д.т.н., професор.

Анісімов Віктор Федорович, завідувач кафедри Тракторів, автомобілів і електротехнічних систем Вінницького національного аграрного університету, д.т.н., професор