

2. ДСТУ UN/ECE R 13-09:2002. Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження дорожніх транспортних засобів категорії М, N і O стосовно гальмування (Правила ЕЭК ООН № 13-09:2000, IDT). — К.: Державний комітет України з питань технічного регулювання та споживчої політики, 2002. — 180 с.
3. ДСТУ 3649-97. Засоби транспортні дорожні. Експлуатаційні вимоги безпеки до технічного стану та методи контролю. — Київ: Держстандарт України, 1998. — 19с.
4. Литвинов А.С., Фаробин Я.Е. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств: Учебник для вузов по специальности «Автомобили и автомобильное хозяйство». — М.: Машиностроение, 1989. — 240с.
5. ГОСТ 22895-77. Тормозные системы и тормозные свойства автотранспортных средств. Нормативы эффективности. Общие технические требования. — М.: Изд-во стандартов, 1987. — 18с.
6. ДСТУ 2886-94. Автотранспортні засоби. Гальмівні властивості. Терміни та визначення. — К.: Держстандарт України, 1995. — 24с.
7. ОСТ 37.001.067-86. Тормозные свойства автотранспортных средств. Методы испытаний. — М.: Минавтопром, 1988. — 64с.

УДК 621.43

УТОЧНЕННЯ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ РУХУ АВТОМОБІЛЯ З КАРБЮРАТОРНИМ ДВИГУНОМ ПО ЇЗДОВОМУ ЦИКЛУ ПРИ ВИКОРИСТАННІ ДОБАВКИ БІОЕТАНОЛУ ДО БЕНЗИНУ

Кульбако В.П.

У статті запропоновано підхід для визначення впливу добавки біоетанолу до бензину на енергетичні, паливо-економічні і екологічні показники роботи автомобіля завдяки розробленій математичній моделі карбюраторного двигуна за руху автомобіля в режимі Модернізованого європейського міського їздового циклу.

In the article offered approach for the determination bioethanol adding influence to gasoline on the energetic, fuel-economic and ecologic indicators of the car through the developed model of the carburetor engine of the car in motion according to Modernized European city driving cycle.

Постановка проблеми. На сьогодні основними джерелами забруднення навколишнього середовища у великих містах є промислові підприємства, паливно-енергетичний комплекс, побутові відходи, а також автотранспорт. Крім того, як на світовому, так і на національному ринках спостерігається постійний ріст цін на нафтопродукти. Ці обставини стимулюють пошук шляхів ефективного використання альтернативних джерел та видів енергії з метою раціонального використання наявних енергоносіїв, а також зменшення шкідливого впливу на довкілля речовин, які надходять у повітря з відпрацьованими газами автомобільних двигунів. Саме тому неодноразово піднімалось питання доцільності масового використання альтернативних видів палива, зокрема традиційних нафтових палива з додаванням компонентів, які покращують ті чи інші властивості цих палив або зменшують їх витрату.

Враховуючи викладене, особливої уваги заслуговує використання паливного спирту як домішки до світлих нафтопродуктів. Однак для об'єктивної оцінки впливу добавки біоетанолу до бензину на енергетичні, паливо-економічні і екологічні показники роботи автомобіля необхідно визначити вказані показники при використанні товарного та сумішевого палив в режимах, які найбільш характерні для руху автомобіля в умовах великого міста.

Аналіз досліджень і публікацій, в яких започатковано розв'язання даної проблеми. Для оцінки впливу добавки біоетанолу до бензину на енергетичні, паливо-економічні і екологічні показники роботи автомобіля попередньо було розроблено математичну модель бензинового двигуна з впорскуванням палива і системою нейтралізації відпрацьованих газів за руху автомобіля в режимі їздового циклу і математичну модель руху автомобіля з бензиновим двигуном за режимами Європейського їздового циклу при живленні бензинами з різними за величиною добавками біоетанолу [1, 2].

Однак на даний час спостерігається постійне збільшення інтенсивності руху автотранспорту на вулично-шляховій мережі м. Києва, стрімко зростає кількість автомобілів зареєстрованих у столиці, і таких, які щоденно прибувають з інших міст та регіонів України.

Згідно з даними УДАІ ГУ МВС України в м. Києві на даний час експлуатуються орієнтовно 170000 автомобілів марки ВАЗ, більшість з яких обладнана карбюраторними двигунами. Отже, такі автомобілі найбільш повно характеризують легковий автомобільний парк столиці [3].

Виділення невіршених раніше частин загальної проблеми. На даний час не розроблено математичну модель карбюраторного двигуна з системою нейтралізації відпрацьованих газів за руху автомобіля, який найбільш повно характеризує легковий автомобільний парк столиці, в режимі Модернізованого європейського міського їздового циклу, що відповідає існуючим на сьогодні умовам руху по м. Києву.

Формулювання цілей статті. Метою цієї роботи є уточнення існуючих на сьогодні математичних моделей з метою наближення їх до умов експлуатації середньостатистичного легкового транспортного засобу у великому місті.

Виклад основного матеріалу. Враховуючи викладене, для оцінки впливу добавки біоетанолу до бензину в умовах експлуатації на енергетичні, паливо-економічні і екологічні показники роботи автомобіля було розроблено математичну модель карбюраторного двигуна з системою нейтралізації відпрацьованих газів за руху автомобіля в режимі Модернізованого європейського міського їздового циклу, який складається із чотирьох наборів міських режимів і набору режимів, що імітують рух автомобіля за містом (рис. 1). Вищезазначений їздовий цикл для легкового автомобіля складається з наступних однотипних режимів:

1. Робота двигуна в режимі мінімальної частоти обертання холостого ходу;
2. Розгін двигуна в режимі холостого ходу;
3. Режим рушання автомобіля з місця на першій передачі з пробуксовуванням зчеплення;
4. Режим розгону автомобіля при блокованому зчепленні з постійним прискоренням;
5. Режим перемикання передач з нижчої на вищу, а також з вищої на нижчу;
6. Режим руху автомобіля з постійною швидкістю;
7. Режим сповільнення автомобіля при блокованому зчепленні;
8. Режим сповільнення двигуна з вимкненим зчепленням.

Тобто, математична модель руху автомобіля — це система диференціальних рівнянь, якими встановлюються залежність зміни крутного моменту двигуна від умовної швидкості руху автомобіля або його прискорення чи сповільнення із врахуванням втрати деякої величини крутного моменту на подолання сил опору коченню, умовного опору повітря, а також сил інерції рухомих мас.

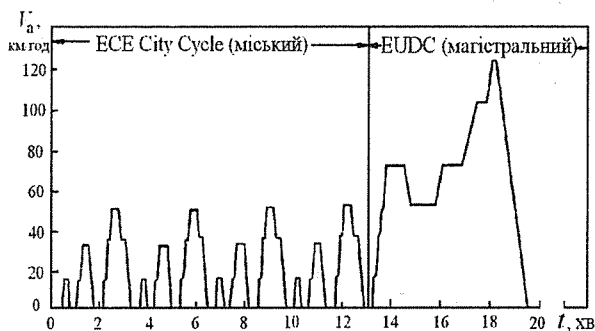


Рис. 1. Модернізований європейський міський випробувальний цикл

Для визначення режимів і показників роботи двигуна автомобіля під час його руху відповідно до операційної карти Модернізованого європейського їздового циклу було проведено моторні дослідження по впливу добавки біоетанолу до бензину на показники роботи двигуна автомобіля ВАЗ-2103.

Моторні випробування в навантажувальних режимах проводились методом трифакторного експерименту при різних регулюваннях двигуна, а саме спочатку при регулюванні карбюратора на збіднений склад паливоповітряної суміші, а потім — на оптимальний [4, 5]. В результаті проведених досліджень для обох типів регулювань карбюратора було визначено поліноміальні залежності паливо-економічних та екологічних показників роботи двигуна від спільної дії трьох параметрів (розрідження у впускному трубопроводі (ΔP_k), частоти обертання двигуна (n) і об'ємної частки біоетанолу у паливі (r_c)), які можна записати у загальному вигляді наступним чином:

$$y = f(\Delta P_k, n, r_c) = a_0 + a_1 \cdot \Delta P_k + a_2 \cdot n + a_3 \cdot r_c + a_{11} \cdot \Delta P_k^2 + a_{22} \cdot n^2 + a_{33} \cdot r_c^2 + a_{12} \cdot \Delta P_k \cdot n + a_{13} \cdot \Delta P_k \cdot r_c + a_{23} \cdot n \cdot r_c, \quad (1)$$

Крім того, було встановлено коефіцієнти поліноміальних залежностей показників роботи двигуна від двох параметрів (n , r_c) та одного параметру (n) для роботи двигуна в режимах активного і примусового холостих ходів відповідно, які можна записати у загальному вигляді наступним чином:

$$y_{актхх} = f(n, r_c) = a_0 + a_1 \cdot n + a_2 \cdot r_c + a_{11} \cdot n^2 + a_{22} \cdot r_c^2 + a_{12} \cdot n \cdot r_c, \quad (2)$$

$$y_{примхх} = f(n) = a_0 + a_1 \cdot n. \quad (3)$$

За результатами проведених моторних випробувань було створено уточнену математичну модель карбюраторного двигуна з системою нейтралізації відпрацьованих газів як споживача палива і повітря та джерела шкідливих викидів у навколишнє середовище. Суть уточнення полягає в тому, що на відміну від попередніх моделей показники роботи двигуна автомобіля в навантажувальних режимах описуються як залежності від спільної дії саме трьох параметрів.

Для прикладу розглянемо сукупність режимів їздового циклу під час відтворення руху автомобіля по місту, до якої входять робота двигуна в режимі мінімальної частоти обертання холостого ходу, розгін двигуна в режимі холостого ходу, рушання автомобіля з місця на першій передачі з пробуксовуванням зчеплення, режим розгону автомобіля при блокованому зчепленні з постійним прискоренням на першій передачі, режим перемикання передачі з першої на другу, режим розгону автомобіля при блокованому зчепленні з постійним прискоренням на другій передачі, режим перемикання передачі з другої на третю, режим розгону автомобіля при блокованому зчепленні з постійним прискоренням на третій передачі (початок — 96 секунда відтворення міського їздового циклу (холостий хід) до досягнення транспортним засобом постійної швидкості руху 50 км/год на його 143 секундні імітації).

Під час роботи двигуна в режимі мінімальної частоти обертання холостого ходу крутний момент дорівнює нулю, частота обертання колінчатого вала двигуна n_d дорівнює мінімальній частоті обертання колінчатого вала в режимі холостого ходу. Кут відкриття дросельних заслінок дорівнює нулю ($\varphi_{др} = 0\%$). Показники двигуна визначають як функції $f(n, r_c)$.

Розгін двигуна в режимі холостого ходу — це процес розгону двигуна в режимі холостого ходу від мінімальної частоти обертання колінчатого вала до частоти обертання, що відповідає початку рушання автомобіля з місця. Крутний момент M_K за період розгону визначається прискоренням $\frac{d\omega_d}{dt}$, величина якого залежить від швидкості переміщення дросельної заслінки. Тобто

$$M_K = I_D \cdot \frac{d\omega_D}{dt}, \quad (4)$$

де I_D — момент інерції двигуна, кг·м²,

$\frac{d\omega_d}{dt}$ — кутове прискорення колінчатого вала двигуна, с⁻².

Враховуючи незначну тривалість даного режиму, приймаємо, що показники роботи двигуна визначаються як і в попередньому режимі $f(n, r_c)$.

На режимі рушання автомобіля з місця на першій передачі з пробуксовуванням зчеплення ввімкнення зчеплення здійснюється з одночасним відкриттям дросельних заслінок. У цей період частота обертання колінчатого вала може знижуватися, залишатися постійною або зростати, а частота обертання веденої частини зчеплення зростає.

На даному етапі автомобіль починає рухатись з пробуксовуванням зчеплення від швидкості $V_a = 0$. При пробуксовуванні зчеплення частина роботи крутного моменту двигуна перетворюється в теплову енергію і втрачається (віддається у навколишнє середовище).

У цьому випадку рух двигуна описується рівнянням:

$$M_K \pm I_D \cdot \frac{d\omega_D}{dt} = M_{ЗЧ}, \quad (5)$$

де M_K — крутний момент двигуна, Н·м;

$\frac{d\omega_D}{dt}$ — кутове сповільнення (прискорення) колінчатого вала двигуна, c^{-2} ;

$M_{ЗЧ}$ — момент тертя зчеплення, Н·м.

В період сповільнення колінчатого вала двигуна кінетична енергія мас, що обертаються, передається на збільшення кутового прискорення веденої частини зчеплення.

Рівняння руху веденої частини зчеплення з урахуванням приєднаних до нього мас автомобіля, приведені до веденої частини зчеплення:

$$M_{ЗЧ} = \frac{1}{\eta_T} \cdot I_{ПР} \cdot \frac{d\omega_{ЗЧ}}{dt} + M_{ОП}, \quad (6)$$

де η_T — к.к.д. трансмісії;

$I_{ПР}$ — приведений до зчеплення момент інерції рухомих мас автомобіля, $кг \cdot м^2$;

$\frac{d\omega_{ЗЧ}}{dt}$ — прискорення веденої частини зчеплення — величина постійна, задана програмою їздового випробувального циклу для кожного етапу випробувань, c^{-2} ;

$M_{ОП}$ — момент опору руху автомобіля на дорозі, приведений до колінчатого вала, Н·м.

Після вирішення рівнянь (5) і (6) отримаємо рівняння для визначення крутного моменту двигуна:

— при зменшенні кутової швидкості колінчатого вала

$$M_K = \frac{1}{\eta_T} \cdot I_{ПР} \cdot \frac{d\omega_{ЗЧ}}{dt} + M_{ОП} - I_D \cdot \frac{d\omega_D}{dt}; \quad (7)$$

— з постійною кутовою швидкістю колінчатого вала

$$M_K = \frac{1}{\eta_T} \cdot I_{ПР} \cdot \frac{d\omega_{ЗЧ}}{dt} + M_{ОП}; \quad (8)$$

— при зростанні кутової швидкості колінчатого вала

$$M_K = I_D \cdot \frac{d\omega_D}{dt} + \frac{1}{\eta_T} \cdot I_{ПР} \cdot \frac{d\omega_{ЗЧ}}{dt} + M_{ОП}. \quad (9)$$

Момент опору руху автомобіля на горизонтальній ділянці дороги, приведений до колінчатого вала, визначається за відомою залежністю.

Під час рушання автомобіля з місця і руху з пробуксовуванням зчеплення прискорення автомобіля повинно задовольняти вимоги їздового циклу, однак частота обертання колінчатого вала двигуна не повинна знижуватися нижче допустимого значення, при якому ще можлива короткочасна робота двигуна під навантаженням, яка для двигунів внутрішнього згорання складає: $n_{доп} = 900 + 1200 \text{ хв}^{-1}$. Зв'язок між частотою обертання n_D і умовною швидкістю руху автомобіля визначають за залежністю:

$$V_a = \frac{n_D \cdot \pi \cdot r_D \cdot 3,6}{U_i \cdot U_{гп} \cdot 30}. \quad (10)$$

Приведений до зчеплення момент інерції рухомих мас автомобіля з урахуванням передаточних чисел коробки передач і головної передачі визначається за залежністю

$$I_{\text{пр}} = \frac{(m_0 + m_{\text{ван}}) \cdot r_{\text{д}}^2}{U_1^2 \cdot U_{\text{гп}}^2} + \sum_1^n \frac{I_{\text{к}}}{U_1^2 \cdot U_{\text{гп}}^2}, \quad (11)$$

де $I_{\text{к}}$ — момент інерції колеса, кг·м²;

n — кількість ведучих коліс.

Показники двигуна автомобіля в навантажувальних режимах визначають як функції $f(\Delta P_{\text{к}}, n, r_{\text{с}})$.

На режимах розгону автомобіля при блокованому зчепленні з постійним прискоренням рух автомобіля з урахуванням приведених мас автомобіля до колінчатого вала описується

$$M_{\text{к}} = \left(I_{\text{д}} + \frac{1}{\eta_{\text{т}}} \cdot I_{\text{пр}} \right) \cdot \frac{d\omega_{\text{д}}}{dt} + M_{\text{оп}}. \quad (12)$$

Показники двигуна автомобіля в навантажувальних режимах визначають як функції $f(\Delta P_{\text{к}}, n, r_{\text{с}})$.

ГОСТ 20306-90 під час перемикання передач з нижчої на підвищену і з вищої на понижену регламентує тільки час перемикання $t_{\text{п}}$, тобто для всіх випадків $t_{\text{п}} = 2$ с. При цьому не передбачено зміни умовної швидкості руху автомобіля на дорозі. Це можливо тільки за умови швидкого виконання цієї операції з наступним збереженням постійної умовної швидкості автомобіля на попередній ділянці його руху, але на підвищеній або пониженій передачах.

Під час перемикання передач водій від'єднує двигун від трансмісії, одночасно закриваються дросельні заслінки, двигун незначний час функціонує в режимі примусового холостого ходу. Після включення відповідної передачі водій відпускає педаль зчеплення. Надалі можливе ввімкнення підвищеної передачі при виконанні заданого режиму прискорення автомобіля $\omega_{\text{д}} (> \omega_{\text{зч}})$. Після з'єднання зчеплення приймається, що частота обертання колінчатого вала двигуна і веденої частини зчеплення зрівнюються. У випадку включення підвищеної передачі, $n_{\text{д}}$ на нижчій передачі буде більше $n_{\text{д}}$ на підвищеній передачі, інерційний момент двигуна витрачається на подолання моменту механічних втрат двигуна $M_{\text{в}}$ і моменту опору руху автомобіля на дорозі.

Рівняння руху двигуна в режимі примусового холостого ходу на підвищеній передачі

$$I_{\text{д}} \cdot \frac{d\omega_{\text{д}}}{dt} = M_{\text{в}} + M_{\text{оп.в}}, \quad (13)$$

де $M_{\text{оп.в}}$ — момент опору руху автомобіля на дорозі, приведений до колінчатого вала на підвищеній передачі, що визначається за відомою залежністю. Вирівнювання $\omega_{\text{д}}$ та $\omega_{\text{зч}}$ при переключенні з нижчої на підвищену передачу відбувається впродовж періоду часу

$$t_{\text{вв}} = I_{\text{д}} \cdot \int_{\omega_{\text{д.в}}}^{\omega_{\text{д.н}}} \frac{1}{M_{\text{в}} + M_{\text{оп.в}}} d\omega, \quad (14)$$

де $\omega_{\text{д.н}}$ — кутова швидкість колінчатого вала двигуна в кінці процесу розгону на нижчій передачі;

$\omega_{\text{д.в}}$ — кутова швидкість колінчатого вала двигуна на початку процесу розгону на підвищеній передачі.

Розгін двигуна на підвищеній передачі здійснюється при блокованому зчепленні з постійним прискоренням. Показники двигуна автомобіля за час вирівнювання кутових швидкостей $\omega_{\text{зч}}$ і $\omega_{\text{д}}$ визначають в режимах примусового холостого ходу у вигляді функції від частоти обертання колінчатого вала двигуна $f(n)$.

Для інших режимів руху автомобіля за Модернізованим європейським їздовим циклом показники роботи автомобіля і двигуна визначаються аналогічно вирішенням відомих диференціальних рівнянь.

Висновок. Вищезазначене уточнення математичної моделі на сьогодні дозволяє найбільш повно дослідити вплив добавки біоетанолу до бензину в умовах експлуатації на енергетичні, паливо-економічні і екологічні показники роботи автомобіля в умовах великого міста.

Перспектива подальших досліджень. Враховуючи, що в Україні наразі в експлуатації знаходяться як карбюраторні двигуни, так і двигуни з системою впорскування палива, а також те, що з 1 липня 2006 року заборонені виробництво та перша реєстрація автомобілів, двигуни яких не задовольняють вимоги «Євро-2», важливого значення набувають дослідження впливу різних за величиною добавок біоетанолу до бензину на показники роботи двигуна з системою впорскування палива із зворотним зв'язком в залежності від від спільної дії трьох параметрів (розрідження у впускному трубопроводі, частоти обертання двигуна і об'ємної частки біоетанолу у паливі).

Література

1. Говорун А.Г., Корпач А.О., Захарченко О.М., Попов Д.В. Математичне моделювання руху автомобіля за міським їздовим циклом при живленні двигуна спиртовими сполуками // Вісник Національного транспортного університету. — К.: НТУ. — 2006. — Вип. 12. — С. 109-114.
2. Захарченко О. М. Покращення паливної економічності та екологічних показників автомобілів раціональним використанням бензинів з добавками біоетанолу: Спец. 05.22.10 Експлуатація автомобільного транспорту. Дисертація на зд. н. ст. к. т. н. — Київ, НТУ. 2008. — 261 с.
3. Кульбако В. П. Вибір середньостатистичного автомобіля при проведенні досліджень по визначенню ефективності заходів, направлених на покращення екологічної обстановки в містах // Вісник НТУ. — 2008. — № 17 — С. 431-435.
4. Кульбако В.П., Добровольський О.С., Сирота О.В. Вплив добавки біоетанолу до бензину на паливно-економічні показники роботи двигуна // Вісник НТУ. — 2009. — № 18. — С. 77-81.
5. Кульбако В.П., Колобов К.С., Ричок С.О., Гора М.Д. Дослідження залежності паливної економічності від вмісту спиртових сполук у бензині // Міжвузівський збірник «НАУКОВІ НОТАТКИ». — Луцьк. — 2010. — № 28. — С. 290-294.

УДК 629.113

АНАЛІЗ СТРУКТУРИ ПАРКУ ВАНТАЖНИХ АВТОМОБІЛІВ В УКРАЇНІ

Курніков С.І.

В статті аналізується структура парків вантажних автомобілів в Україні. Наводяться характеристики конструкції автомобілів, які мають відношення до формування виробничо-технічної бази.

In the article the analysis of structure of parks of trucks is offered in Ukraine. Certain modern descriptions of construction of cars that relate to forming of condition technological base.

Постановка проблеми. Параметри будівельної частини виробничо-технічної бази автотранспортних підприємств в значній мірі залежить від конструкції автомобілів. В зв'язку з тим, що конструкція будь-якого типу автомобілів змінюється за часом, а також змінюється загальна чисельність рухомого складу і співвідношення між видами рухомого складу, то виникає необхідність в проведенні аналізу стану цього питання на поточному етапі розвитку економіки.

Аналіз публікацій. Методика розрахунку характеристик конструкції автомобілів, від яких залежить характеристики будівельної частини виробничо-технічної бази розглянута в роботах [1-3,5]. В роботах [2,4,5] міститься інформація про парк автомобілів в Україні, про динаміку його зміни за часом, та про деякі конструктивні параметри автомобілів, що мають безпосереднє відношення до формування виробничо-технічної бази.

Мета роботи. Мета роботи полягає у встановленні характеристик сучасних вантажних автомобілів, які впливають на розвиток виробничо-технічної бази.