

5. Ковбасенко С.В. Покращення показників багаточиліндрових бензинових двигунів з відключенням групи циліндрів: Дис... канд. техн. наук: 05.05.03. // С.В.Ковбасенко — К., 2000. — 289 с.

6. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.5. Екологізація ДВЗ / за ред. проф. А.П.Марченка та засл. діяча науки України проф. А.Ф.Шеховцова. — Харків: Прапор, 2004. — 360с.

7. Зельдович Я.Б. Окисление азота при горении / Зельдович Я.Б., Садовников П.Я., Франк-Каменецкий Д.А. // М.: Изд-во АН СССР, 1946. — 145 с.

УДК 629.113

ДО ВИЗНАЧЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОЧОЇ ГАЛЬМІВНОЇ СИСТЕМИ ПРИ ПРОЦЕСІ ГАЛЬМУВАННІ ОДИНОЧНОГО ДОРОЖНЬОГО ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ (ДВИГУН ВІД'ЄДНАНИЙ ВІД ТРАНСМІСІЇ)

Кравчук П.М.,

кандидат технічних наук Грищук О.К.

Розглянуто методику визначення ефективності робочої гальмівної системи при процесі гальмуванні одиночного дорожнього транспортного засобу (двигун від'єднаний від трансмісії). Здійснено розрахунок ефективності робочої гальмівної системи при процесі гальмуванні одиночного дорожнього транспортного засобу (двигун від'єднаний від трансмісії) за допомогою математичної моделі.

The methods for determination of efficiency of the service brake system at the process of braking of a single road vehicle (when engine is disconnected from transmission) has been described in the article. The calculation of efficiency of the service brake system at the process of braking of a single road vehicle (when engine is disconnected from transmission) has been performed using mathematical models.

Процес гальмування одиночного дорожнього транспортного засобу (ДТЗ) (двигун від'єднаний від трансмісії) здійснюється при повному гальмуванні. В цьому випадку відключають двигун, вимикаючи зчеплення або передачу в коробці передач (нейтральне положення) і плавно натискають на гальмівну педаль.

При випробуваннях на ефективність робочої гальмівної системи (РГС) початкова швидкість гальмування, зусилля на гальмівну педалі та час натискання на гальмівну педаль лімітуються для кожної категорії ДТЗ відповідними стандартами [2, 3].

Вихідними даними розрахунку параметрів гальмівного процесу можуть бути залежності гальмівних моментів мостів ДТЗ від часу $M_{\text{зали}} = f(t)$. Їх можна отримати експериментально на гальмівному стенді у вигляді залежностей гальмівних сил мостів від часу, або можуть бути побудовані розрахунковим шляхом по залежностях тиску у виконавчих органах гальмівного приводу від часу $p_i = f(t)$, знімаючи експериментально виміром тиску в гальмівних апаратах мостів нерухомого автомобіля при стандартному (по зусиллю і часу) натисненні на гальмівну педаль [2, 3].

Графік залежностей тиску в гальмівних камерах мостів автомобіля від часу $p_i = f(t)$ який в теорії експлуатаційних властивостей [4] називається динамічною характеристикою гальмівної системи (рис. 1), може бути перебудований в гальмівну діаграму, причому масштаб перебудовування визначається за допомогою наступних початкових даних і положень.

В процесі гальмівних випробувань базового зразка ДТЗ заміряється величина усталеного сповільнення автомобіля $j_{\text{уст}}$, яка пов'язана із значенням загальної питомої гальмівної сили співвідношенням

$$\gamma_z = \gamma_{z1} + \gamma_{z2} = \frac{j_{\text{уст}}}{g}, \quad (1)$$

де $\gamma_{z1} = P_{z1} / G_a$ і $\gamma_{z2} = P_{z1} / G_a$ — питомі гальмівні сили відповідно переднього і заднього мостів автомобіля;

g — прискорення вільного падіння.

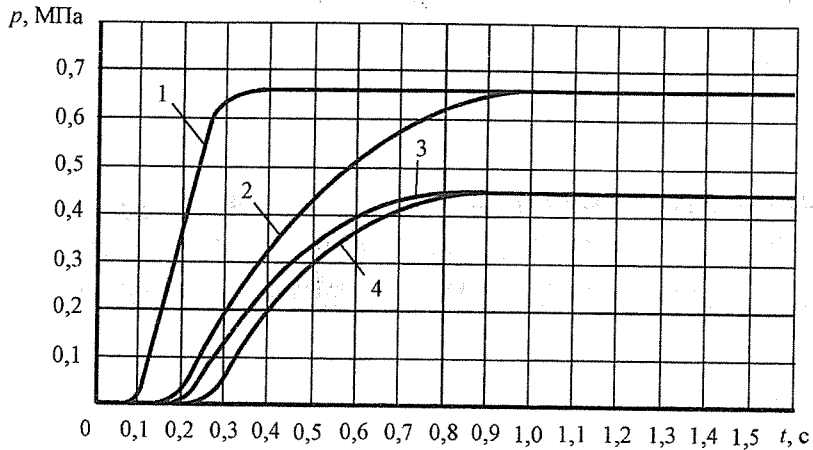


Рис. 1. Динамічна характеристика гальмівної системи автопоїзда сімейства КамАЗ: 1-4 — тиск в гальмівних камерах відповідно переднього моста автомобіля; другого і третього мостів автомобіля; переднього моста причепа; другого моста причепа

Окрім цього, співвідношення питомих гальмівних сил пропорційне співвідношення максимального тиску в гальмівних апаратах мостів

$$\frac{\gamma_{z1}}{\gamma_{z2}} = \frac{P_1 \cdot S_1}{P_2 \cdot S_2} \quad (2)$$

де S_1 і S_2 — активні площі мембран в гальмівних апаратах відповідно переднього і заднього мостів автомобіля.

На рис. 2 приведена апроксимована гальмівна діаграма автомобіля КамАЗ-5320, побудована по вищенаведеній методиці.

На рис. 2 позначені: τ_{zi} — тривалість запізнювання τ_{ni} — тривалість наростання сповільнення τ_{yem1} — тривалість усталеного гальмування мостів автомобіля; τ_j — тривалість j -го етапу.

Слід зазначити, що відмінності в тривалості запізнювання τ_{zi} і наростання сповільнення τ_{ni} , а також питомих гальмівних сил $\gamma_{z1max} = \gamma_{z2max}$ (при усталеному гальмуванні) змінює більш простий вид гальмівної діаграми, яка зазвичай приводяться в стандартах і підручниках [4, 5, 6, 7], і, внаслідок цього, відображає не три, а п'ять етапів гальмування (за часом), що робить розрахунок значно точнішим. Необхідно також відмітити, що різницю між кри-

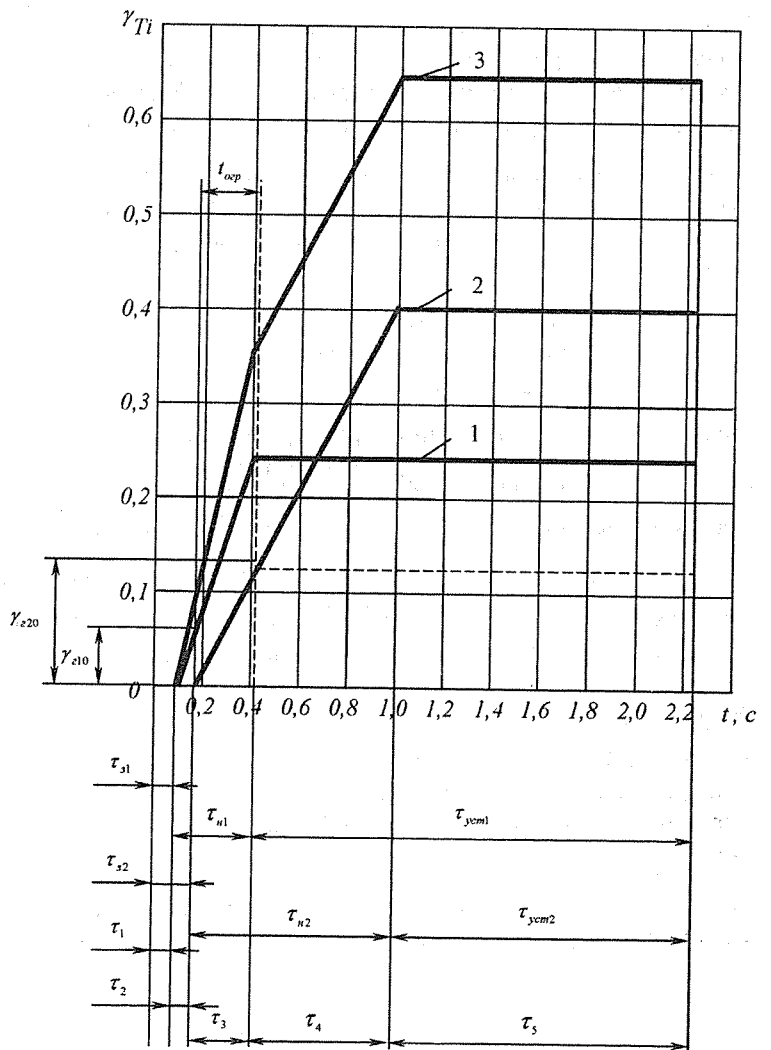


Рис. 2. Гальмівна діаграма автомобіля КамАЗ-5320: 1-3 — питомі гальмівні сили відповідно переднього моста, візка, автомобіля

вими $P_i = f(t)$ (рис. 1) для другого і третього мостів (у разі трьохвісного автомобіля) можна не враховувати із-за її малості.

Користуючись схемою сил (рис. 3), що діють на автомобіль при гальмуванні на горизонтальній дорозі і вважаючи, що сума сил опору кочення P_k і опору повітря P_b багато менше гальмівної сили $P_{\text{гальм}}$, можна запасати диференціальне рівняння руху автомобіля при гальмуванні (для всіх етапів)

$$\frac{dV}{dt} = -g \cdot \gamma_{z1} - g \cdot \gamma_{z2} = -g(\gamma_{z1} + \gamma_{z2}) = -g \cdot \gamma_z. \quad (3)$$

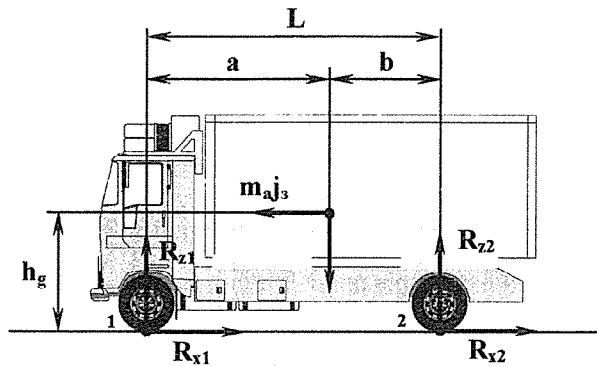


Рис. 3. Схема сил, що діють на автомобіль при гальмуванні

З достатнім наближенням аналітична залежність $\gamma_z = f(t)$ для будь-якого етапу описується лінійним рівнянням

$$\gamma_{zi} = \gamma_{zi0} + K_{zi} \cdot t, \quad (4)$$

де γ_{zi0} — величина питомої гальмівної сили на початку етапу;

$K_{zi} = \frac{\gamma_{zi \max}}{\tau_{ni}}$ — коефіцієнт, що характеризує темп наростання гальмівної сили на колесах i -го моста (тангенс кута нахилу гальмівної діаграми на ділянці лінійного наростання сповільнення);
 t — поточний час.

Інтеграцією диференціального рівняння руху автомобіля при гальмуванні (3) визначається швидкість в кінці кожного етапу, а потім, враховуючи, що $V = \frac{dS}{dV}$, повторною інтеграцією визначається гальмівний шлях на кожному етапі.

На етапі 1. $V = V_0 = Const$ з урахуванням прийнятих допущень $\gamma_z = 0$, а прохідний шлях

$$S_{z1} = V_0 \cdot \tau_1, \quad (5)$$

де V_0 — початкова швидкість гальмування.

На етапі 2. $\gamma_{z2} = 0$. Вважаючи, що γ_{z1} змінюється по лінійному закону.

$$\gamma_{z1} = K_{z1} \cdot t. \quad (6)$$

Питома гальмівна сила автомобіля

$$\gamma_z = \gamma_{z1} + \gamma_{z2} = K_{z1} \cdot t. \quad (7)$$

Після підстановки виразу γ_z в рівняння (3):

$$\frac{dV}{dt} = -g \cdot K_{z1} \cdot t. \quad (8)$$

Розділяючи змінні і інтегруючи ліву частину в межах $V_0 \dots V$, а праву в межах $0 \dots t$, можна отримати поточне значення швидкості на етапі 2:

$$V = V_0 - g \cdot K_{z1} \cdot \frac{t^2}{2}. \quad (9)$$

При $t = \tau_2$ ця швидкість рівна початковій швидкості V_2 на етапі 3. Враховуючи, що $V = \frac{dS}{dt}$, формулу (9) можна представити як диференціальне рівняння із змінними, що розділялися

$$dS = V_0 \cdot dt - g \cdot K_{z1} \cdot t^2 \cdot \frac{dt}{2}, \quad (10)$$

інтегруючи яке в межах $0 \dots S_2$ для лівої частини і $0 \dots \tau_2$ для правої, можна отримати гальмівний шлях на етапі 2

$$S_{z2} = V_0 \cdot \tau^2 - g \cdot K_{z1} \cdot \frac{\tau_2^3}{6}, \quad (11)$$

На етапі 3. $\gamma_{z1} = \gamma_{z10} + K_{z1} \cdot t; \gamma_{z2} = K_{z2} \cdot t$ (12)

Тоді питома гальмівна сила автомобіля

$$\gamma_z = \gamma_{z1} + \gamma_{z2} = \gamma_{z10} + K_{z1} \cdot t + K_{z2} \cdot t = \gamma_{z10} + (K_{z1} + K_{z2}) \cdot t, \quad (13)$$

а рівняння руху при цьому записується таким чином:

$$\frac{dV}{dt} = -g \cdot \gamma_{z10} - g \cdot (K_{z1} + K_{z2}) \cdot t. \quad (14)$$

Розділяючи змінні і інтегруючи ліва і права частини відповідно в межах $V_2 \dots V$ і $0 \dots t$, можна отримувати поточну швидкість етапу 3:

$$V = V_2 - g \cdot \gamma_{z10} \cdot t - g(K_{z1} + K_{z2}) \cdot \frac{t^2}{2}. \quad (15)$$

При $t = \tau_3, V = V_3$.

Шлях гальмування за етапі 3 рівний:

$$S_{z3} = V_2 \cdot \tau_3 - g \cdot \gamma_{z10} \cdot \frac{\tau_3^2}{2} - g(K_{z1} + K_{z2}) \cdot \frac{\tau_3^3}{6}. \quad (16)$$

На етапі 4. $\gamma_{z1} = \gamma_{z1\max} = \text{Const}$, а γ_{z2} і γ_z продовжують зростати

$$\gamma_{z2} = \gamma_{z20} + K_{z2} \cdot t; \quad (17)$$

$$\gamma_z = \gamma_{z1} + \gamma_{z2} = \gamma_{z1\max} + \gamma_{z20} + K_{z2} \cdot t. \quad (18)$$

В цьому випадку рівняння руху має такий вигляд:

$$\frac{dV}{dt} = -g \cdot \gamma_{z1\max} - g \cdot \gamma_{z20} - g \cdot K_{z2} \cdot t. \quad (19)$$

Розділяючи змінні і інтегруючи ліву і праву частини рівняння (19) відповідно в межах $V_3 \dots V$ і $0 \dots t$, можна отримати вираз для поточної швидкості на етапі 4:

$$V = V_3 - g \cdot \gamma_{z1\max} \cdot t - g \cdot \gamma_{z20} \cdot t - g \cdot K_{z2} \cdot \frac{t^2}{2}, \quad (20)$$

при $t = \tau_4$ — швидкість V_4 , а також шлях гальмування на етапі 4

$$S_{z4} = V_3 \cdot \tau_4 - g \cdot \gamma_{z1\max} \cdot \frac{\tau_4^2}{2} - g \cdot \gamma_{z20} \cdot \frac{\tau_4^2}{2} - g \cdot K_{z2} \cdot \frac{\tau_4^3}{6}. \quad (21)$$

На етапі 5. $\gamma_{z1} = \gamma_{z1\max} = \text{Const}$ і $\gamma_{z2} = \gamma_{z2\max} = \text{Const}$, тому і $\gamma_z = \gamma_{z\max} = \text{Const}$:

$$\gamma_z = \gamma_{z1} + \gamma_{z2} = \gamma_{z1\max} + \gamma_{z2\max}. \quad (22)$$

Отже,
$$j_{\text{yem}} = -\frac{dV}{dt} = g \cdot (\gamma_{z1\max} + \gamma_{z2\max}). \quad (23)$$

Інтеграція рівняння (23) в межах $V_4 \dots 0$ для лівої частини і в межах $0 \dots \tau_5$ для правої дозволяє визначити тривалість етапу 5

$$\tau_5 = \frac{V_4}{g \cdot (\gamma_{z1\max} + \gamma_{z2\max})}, \quad (24)$$

а інтеграцію в межах $V_4 \dots V$ і $0 \dots t$ поточну швидкість

$$V = V_4 - g \cdot \gamma_{z1\max} \cdot t - g \cdot \gamma_{z2\max} \cdot t. \quad (25)$$

При, $V = V_5$.

Підставивши $V = \frac{dS}{dt}$ в останній вираз, можна отримати рівняння із змінними, що розділяються, інтеграція якого в межах $0 \dots S_5$ і $0 \dots \tau_5$ дає формулу для визначення гальмівного шляху на етапі 5:

$$S_{T5} = V_4 \cdot \tau_5 - g \cdot \gamma_{z1\max} \cdot \frac{\tau_5^2}{2} - g \cdot \gamma_{z2\max} \cdot \frac{\tau_5^2}{2}. \quad (26)$$

Повний гальмівний шлях S_z екстреного гальмування автомобіля рівний сумі гальмівних шляхів, визначуваних формулами (5), (11), (16), (21), (26), $S_z = S_{z1} + S_{z2} + S_{z3} + S_{z4} + S_{z5}$, а також усталеного сповільнення j_{ycm} (23), отримані розрахунком, порівнюються з нормованими значеннями для даної категорії ДТЗ. При $S_z \leq [S_z]$ і $j_{ycm} \geq [j_{ycm}]$ автомобіль володіє необхідною ефективністю гальмування.

Проте при гальмуванні автомобіля відбувається перерозподіл вертикальних навантажень на мости і гальмівна діаграма (рис. 2) може змінитися при варіації конструктивних і експлуатаційних параметрів за рахунок обмеження питомих гальмівних сил (в більшості випадків по зчепленню коліс заднього моста). Можливі два варіанти співвідношення питомих гальмівних сил:

1. Гальмівні сили P_{z1} і P_{z2} , а, отже, γ_{z1} і γ_{z2} , досягають своїх граничних значень по тиск P_{\max} в гальмівному приводі або по зусиллю, що допускається, на гальмівній педалі P_{ped} . Колеса обох мостів не доходять до межі по зчепленню. Тоді по гальмівній діаграмі (рис. 2) для кожного етапу вирішується диференціальне рівняння (3) і визначаються швидкість в кінці кожного етапу і гальмівний шлях на кожному етапі.

2. Гальмівна сила P_{z2} досягає своєї межі по зчепленню в певний момент часу. Це може відбутися на етапах 3 або 4 (рис. 2). На етапі 3 питоми гальмівні сили мостів виражаються лінійними рівняннями (12) (13).

Відомо, що при гальмуванні на горизонтальній дорозі нормальні реакції, що діють на мости автомобіля, можуть бути знайдені по формулах

$$R_{Z1} = \frac{G_a \cdot \left(b + j_3 \cdot \frac{h_g}{g} \right)}{L}; \quad R_{Z2} = \frac{G_a \cdot \left(a - j_3 \cdot \frac{h_g}{g} \right)}{L}, \quad (27)$$

де L — база автомобіля;

a, b — відстані від центра мас (ЦМ) до геометричних осей обертання коліс відповідно переднього і заднього мостів.

Коефіцієнт повздовжнього зчеплення коліс заднього моста рівний

$$\varphi_{X2} = \frac{R_{X2}}{R_{Z2}} = \frac{P_{TOP2}}{R_{Z2}} = \frac{R_{X2} \cdot L}{G_a \cdot \left(a - j_3 \cdot \frac{h_g}{g} \right)} = \frac{\gamma_{z2} \cdot L}{a - j_3 \cdot \frac{h_g}{g}}, \quad (28)$$

де R_{X2} — повздовжня (дотична) реакція поверхні дороги.

$$\text{Тоді} \quad \gamma_{z2} \cdot L = \varphi_{X2} \cdot \left(a - j_3 \cdot \frac{h_g}{g} \right) = \varphi_{X2} \cdot a - \varphi_{X2} \cdot j_3 \cdot \frac{h_g}{g}. \quad (29)$$

Підставивши в останнє рівняння значення γ_{22} і $\frac{j_3}{g}$ з раніше приведених формул, після перетворень можна отримати

$$K_{22} \cdot t \cdot L + h_g \cdot \varphi_{X2} \cdot (K_{21} + K_{22}) \cdot t = \varphi_{X2} \cdot a - h_g \cdot \varphi_{X2} \cdot \gamma_{210}. \quad (30)$$

Остаточно можна записати

$$t_{ГР} = \frac{\varphi_{X2} \cdot (a - h_g \cdot \gamma_{210})}{K_{22} \cdot L + h_g \cdot \varphi_{X2} \cdot (K_{21} + K_{22})}. \quad (31)$$

В цей час на етапі 3 відбудеться блокування коліс заднього моста — обмежена P_{22} по зчепленню. На гальмівній діаграмі (рис. 2) це показано штрихуванням.

Блокування може наступити і на етапі 4. Для цього етапу формула часу блокування, отримана аналогічно приведений вище методиці по результативним рівняння (17), (18), приймає вигляд

$$t_{ГР} = \frac{\varphi_{X2} \cdot (a - h_g \cdot \gamma_{21\max} - h_g \cdot \gamma_{220}) - \gamma_{220} \cdot L}{K_{22} \cdot (L + h_g \cdot \varphi_{X2})}. \quad (32)$$

Необхідно також відмітити можливість блокування коліс переднього моста автомобіля, яка повинна враховуватися по приведений методиці.

Окрім цього, контроль блокування коліс може здійснюватися таким чином. При гальмуванні на горизонтальній дорозі нормальні реакції автомобіля можуть бути знайдені по формулах (27).

Повздовжні (дотичні) реакції поверхні дороги визначаються по формулах

$$R_{X1} = G_a \cdot \gamma_{21}; \quad R_{X2} = G_a \cdot \gamma_{22}. \quad (33)$$

Далі необхідно визначити коефіцієнти повздовжньої сили коліс кожного моста:

$$k_{П1} = \frac{R_{X1}}{R_{Z1}} = \frac{\gamma_{21} \cdot L}{b + j_3 \cdot \frac{h_g}{g}}; \quad k_{П2} = \frac{R_{X2}}{R_{Z2}} = \frac{\gamma_{22} \cdot L}{a - j_3 \cdot \frac{h_g}{g}}. \quad (34)$$

Отримані коефіцієнти повздовжньої сили коліс мостів $k_{П1}$ і $k_{П2}$ порівнюються із заданими коефіцієнтами повздовжнього зчеплення коліс мостів з опорною поверхнею φ_{X1} і φ_{X2} . При $k_{П1} < \varphi_{X1}$ і $k_{П2} < \varphi_{X2}$ блокування коліс мостів автомобіля не наступає. Але якщо $k_{Пi} = \varphi_{Xi}$ — це означає початок блокування.

Таким чином, виведені формули дозволяють встановити залежність показників гальмівної ефективності (S_2 і $j_{УСТ}$) від варіації конструктивних (m_{a1} , m_{a2} , a , b , L , h_g) і експлуатаційних (φ_{X1} , φ_{X2}) параметрів.

По порівнянню набутих значень гальмівного шляху S_2 і усталеного сповільнення $j_{УСТ}$ з їх нормованими значеннями можна встановити межі можливих варіацій перерахованих параметрів, тобто вирішити питання про допустимість відмінності параметрів модифікацій від відповідних параметрів базового автомобіля.

Висновки

Проведений аналіз до визначення ефективності робочої гальмівної системи при процесі гальмуванні одиночного ДТЗ (двигун від'єднаний від трансмісії) дає підстави для використання математичної моделі руху ДТЗ в режимі гальмування при проведенні сертифікаційних досліджень.

Література

1. Гришук О.К., Кравчук П.М. Математична модель руху автопоїзда в режимі гальмування // Автошляховик України. — 2008. — №2. — С. 22-23.

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.