

Подригало М. Застосування методу парціальних прискорень для визначення енергонавантаження автомобіля, що гальмує / Подригало М., Тарасов Ю., Шеїн В. // Вісник ТНТУ. — 2012. — Том 65. — № 1. — С.59-64. — (машинобудування, автоматизація виробництва та процеси механічної обробки).

УДК 629.117

**М. Подригало, докт. техн. наук;
Ю. Тарасов, канд. техн. наук; В. Шеїн**

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

ЗАСТОСУВАННЯ МЕТОДУ ПАРЦІАЛЬНИХ ПРИСКОРЕНЬ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ ЕНЕРГОНАВАНТАЖЕННЯ АВТОМОБІЛЯ, ЩО ГАЛЬМУЄ

Резюме. З використанням методу парціальних прискорень розроблено уточнений алгоритм визначення складових енергетичного балансу автомобіля при гальмуванні.

Ключові слова: парціальні прискорення, енергетичний баланс, енергонавантаження, тепловий режим, гальмівні механізми, кінетична енергія, режими гальмування.

M. Podrigalo, Yu. Tarasov, V. Shein

APPLICATION OF FRACTIONAL ACCELERATIONS FOR DETERMINATION OF BRAKING VEHICLE ENERGY LOADING

The summary. The precise algorithm for determination of the vehicle energy balance constituents at braking with fractional acceleration method application is developed.

Key words: fractional acceleration, energy balance, energy loading, thermal conditions, braking mechanisms, kinetic energy, braking mode.

Постановка проблеми. Гальмівні механізми є найбільш навантаженими елементами гальмівного керування, в яких накопичується та розсіюється більша частина кінетичної та потенціальної енергії автомобіля, що виділяється при гальмуванні.

При оцінюванні теплового режиму гальмівних механізмів та нормуванні довговічності фрикційних пар необхідно знати ту частину енергії, що розсіюється безпосередньо вказаними механізмами. Розв'язання цієї задачі, здійснене у працях багатьох авторів, має приблизний (оцінний) характер. У цих працях не визначено взаємозв'язок режимів гальмування автомобіля з частиною енергії, що розсіюється безпосередньо в гальмівних механізмах.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Проведений аналіз літератури показав, що відомі результати, які свідчать про реальне розподілення енергії автомобіля, що гальмує, за видами опору руху визначені [1] тільки для початкової швидкості руху $V_a = 50$ км/год (13,9 м/с), конкретної моделі машини і мають оцінний (приблизний) характер. Це ускладнює проведення сертифікаційних гальмівних випробувань автомобілів, зважаючи на відсутність у відомій літературі [1, 2] опису відповідних методів теоретичного або експериментального отримання необхідних результатів. Це не дає можливості провести точне визначення енергонавантаження гальмівних механізмів автомобілів. Визначення енергетичного балансу автомобіля дозволяє точніше оцінити енергонавантаження гальмівних механізмів при гальмуванні.

Метою дослідження є підвищення точності оцінювання енергонавантаження гальмівних механізмів шляхом визначення енергії автомобіля, що гальмує, за видами опору руху.

Постановка задачі. Визначити енергонавантаження гальмівних механізмів автомобіля під час гальмування шляхом складання алгоритму експериментально-розрахункового визначення складових енергетичного балансу автомобіля, що гальмує.

Алгоритм визначення складових енергетичного балансу автомобіля при гальмуванні. Рівняння парціальних прискорень має вигляд

$$\dot{V}_a = -\frac{P_\tau / m_a}{\delta_{ep} - S_{хкр}} - \frac{M_{TP}^{CT} / (m_a \cdot r_\partial) + g \cdot t}{\delta_{ep} - S_{хкр}} - \frac{K_1 / (m_a \cdot r_\partial)}{\delta_{ep} - S_{хкр}} \cdot V_a - \frac{kF / m_a}{\delta_{ep} - S_{хкр}} \cdot V_a^2. \quad (1)$$

Рівняння представимо у вигляді

$$\dot{V}_a = -l_0 - l_1 - l_2 \cdot V_a - l_3 V_a^2, \quad (2)$$

де l_0, l_1, l_2, l_3 – коефіцієнти регресії степеневого ряду

$$l_0 = \frac{P_\tau / m_a}{\delta_{ep} - S_{хкр}}; \quad (3)$$

$$l_1 = \frac{M_{TP}^{CT} / (m_a \cdot r_\partial) + g \cdot t}{\delta_{ep} - S_{хкр}}; \quad (4)$$

$$l_2 = \frac{K_1 / (m_a \cdot r_\partial)}{\delta_{ep} - S_{хкр}}; \quad (5)$$

$$l_3 = \frac{kF / m_a}{\delta_{ep} - S_{хкр}}. \quad (6)$$

Вимірюючи за допомогою бортового вимірювального реєстраційного комплексу ХНАДУ [3] значення лінійних прискорення \dot{V}_a та швидкості V_a з проміжками, що дорівнюють часу Δt . Можна для кожного проміжку вимірювання ΔT побудувати систему трьох рівнянь з трьома невідомими: $x=l_0+l_1; l_2; l_3$. У межах одного проміжку вимірювання ΔT вказані коефіцієнти приймають постійними. Проміжки вимірювань визначаються для даного випадку

$$\Delta T = 2\Delta t. \quad (7)$$

Розглядаються три моменти часу: $t_1; t_2=t_1+\Delta t; t_3=t_2+\Delta t=t_1+2\Delta t$. Цим моментам часу відповідають рівняння, що утворюють систему рівнянь

$$\begin{cases} \dot{V}_{a_1} = -x - l_2 \cdot V_{a_1} - l_3 \cdot V_{a_1}^2 \\ \dot{V}_{a_2} = -x - l_2 \cdot V_{a_2} - l_3 \cdot V_{a_2}^2; \\ \dot{V}_{a_3} = -x - l_2 \cdot V_{a_3} - l_3 \cdot V_{a_3}^2. \end{cases} \quad (8)$$

Розв'язуючи вказану систему, знаходимо коефіцієнти регресії для кожного проміжку вимірювання ΔT у процесі гальмування.

$$x = l_0 + l_1 = \dot{V}_{a_1} + \frac{V_{a_1}}{V_{a_1} - V_{a_3}} \cdot \left[\frac{\dot{V}_{a_2} - \dot{V}_{a_3}}{V_{a_2} - V_{a_3}} \cdot V_{a_2} + \frac{\dot{V}_{a_1} - \dot{V}_{a_2}}{V_{a_1} - V_{a_2}} \cdot (V_{a_1} - V_{a_2} - V_{a_3}) \right]; \quad (9)$$

$$l_2 = \frac{1}{V_{a_3} - V_{a_1}} \cdot \left[(V_{a_1} + V_{a_2}) \cdot \frac{\dot{V}_{a_2} - \dot{V}_{a_3}}{V_{a_2} - V_{a_3}} - (V_{a_2} + V_{a_3}) \cdot \frac{\dot{V}_{a_1} - \dot{V}_{a_2}}{V_{a_1} - V_{a_2}} \right]; \quad (10)$$

$$l_3 = \frac{1}{V_{a_3} - V_{a_1}} \cdot \left(\frac{\dot{V}_{a_2} - \dot{V}_{a_3}}{V_{a_3} - V_{a_2}} - \frac{\dot{V}_{a_1} - \dot{V}_{a_2}}{V_{a_2} - V_{a_1}} \right). \quad (11)$$

На кожному кроці вимірювання ΔT для подальших розрахунків необхідно визначити розрахунковий час \bar{t} та швидкість \bar{V}_a .

$$\bar{t} = t_1 + \frac{\Delta T}{2} = t_1 + \Delta t = t_2; \quad (12)$$

$$\bar{V}_a = \frac{V_{a_1} + V_{a_2} + V_{a_3}}{3}. \quad (13)$$

Для визначення парціального прискорення $\frac{P_r}{m_a}$ (питомої гальмівної сили), що створюється фрикційними парами гальмівних механізмів необхідно визначити коефіцієнт

$$l_0 = x - l_1. \quad (14)$$

Для визначення коефіцієнта l_1 необхідно додаткове випробування – вибіг (рух накатом) автомобіля.

Рівняння вибігу автомобіля має вигляд

$$\dot{V}_a = -\frac{M_{TP}^{CT} / (m_a \cdot r_d) + g \cdot t}{\delta_{ep}} - \frac{K_1 / (m_a \cdot r_d)}{\delta_{ep}} \cdot V_a - \frac{k \cdot F / m_a}{\delta_{ep}} \cdot V_a^2. \quad (15)$$

Вираз (15) представимо у вигляді

$$\dot{V}_a = -l'_1 - l'_2 \cdot V_a - l'_3 \cdot V_a^2, \quad (16)$$

де l'_1, l'_2, l'_3 , – коефіцієнти регресії степеневого ряду у рівнянні парціальних прискорень при вибігу автомобіля

$$l'_1 = \frac{M_{TP}^{CT} / (m_a \cdot r_d) + g \cdot t}{\delta_{ep}}; \quad (17)$$

$$l'_2 = \frac{K_1 / (m_a \cdot r_d)}{\delta_{ep}}; \quad (18)$$

$$l'_3 = \frac{k \cdot F / m_a}{\delta_{ep}}. \quad (19)$$

Порівнюючи між собою вирази (4) і (17), (5) і (18); (6) і (19), можна визначити співвідношення між ними, вводячи поправочний коефіцієнт $K_{ПОПР}$.

$$K_{ПОПР} = \frac{l_1}{l'_1} = \frac{l_2}{l'_2} = \frac{l_3}{l'_3} = \frac{\delta_{ep}}{\delta_{ep} - s_{хкр}}. \quad (20)$$

Аналогічно до (8) маємо систему трьох рівнянь з трьома невідомими для вибігу автомобіля

$$\begin{cases} \dot{V}_{a_1} = -l'_1 - l'_2 \cdot V_{a_1} - l'_3 \cdot V_{a_2}^2 \\ \dot{V}_{a_2} = -l'_1 - l'_2 \cdot V_{a_2} - l'_3 \cdot V_{a_2}^2 \\ \dot{V}_{a_3} = -l'_1 - l'_2 \cdot V_{a_3} - l'_3 \cdot V_{a_3}^2 \end{cases} \quad (21)$$

Алгоритм розв'язання системи рівнянь (21) аналогічний (8). Для визначення коефіцієнтів регресії можна скористатися виразами (9), (10), (11), позначаючи x через l'_1 , l_2 – через l'_2 та l_3 – через l'_3 . Після визначення l'_1 можна визначити шукане парціальне прискорення $\frac{P_r}{m_a}$, що утворюється фрикційними парами гальмівних механізмів

$$\frac{P_r}{m_a} = l_0 \cdot (\delta_{ep} - S_{xkp}) = \delta_{ep} \cdot (x - l'_1) - x \cdot S_{xkp} \quad (22)$$

Питома потужність тертя в розрахунковій точці \bar{t}_i процесу

$$N_{\tau_{y\phi_i}} = \frac{N_{\tau_i}}{m_a} = \frac{P_{\tau_i}}{m_a} \cdot \bar{V}_{a_i} \quad (23)$$

Питома потужність приймається постійною для кожного кроку вимірювання ΔT_i . Питома робота тертя в гальмівних механізмах, виконана за час ΔT ,

$$\Delta A_{\tau_{y\phi_i}} = N_{\tau_{y\phi_i}} \cdot \Delta T \quad (24)$$

Питома робота тертя, виконана гальмівними механізмами за час гальмування T ,

$$A_{\tau_{y\phi}} = \Delta T \sum_{i=1}^{T/\Delta T} N_{\tau_{y\phi_i}} \quad (25)$$

де $N_{\tau_{y\phi_i}}$ – питома потужність тертя в гальмівних механізмах, виконана на i -ому кроці вимірювання ΔT_i .

Знаючи масу автомобіля m_a та помножуючи питомі показники $\frac{P_r}{m_a}$, $N_{\tau_{y\phi_i}}$, $A_{\tau_{y\phi}}$ на її величину, можна в подальшому перейти до абсолютних показників енергонавантаження гальмівних механізмів.

Потужність, яку розвивають сили сухого тертя в трансмісії та опору коченню коліс,

$$N_{TP_i}^{CT} = \frac{M_{TP}^{CT} + m_a \cdot g \cdot f \cdot r_{\phi}}{r_{\phi}} \cdot \bar{V}_{a_i} = m_a \cdot g \cdot l_{1_i} \cdot (\delta_{ep} - S_{xkp}) \cdot \bar{V}_{a_i} \quad (26)$$

Робота зазначених сил опору за час гальмування

$$A_{TP}^{CT} = \Delta T \sum_{i=1}^{T/\Delta T} N_{TP_i}^{CT} \quad (27)$$

де $N_{TP_i}^{CT}$ – потужність, яку розвивають сили сухого тертя в трансмісії та опору коченню коліс на i -ому кроці вимірювання ΔT_i .

Потужність, що розвивають сили в'язкого тертя в трансмісії

$$N_{TP}^{KIH} = \frac{M_{TP}^{KIH}}{r_{\phi}} \cdot \bar{V}_{a_i} = K_{1_i} \cdot \bar{V}_{a_i}^2 = l_{2_i} \cdot (\delta_{ep} - S_{xkp}) \cdot m_a \cdot \bar{V}_{a_i}^2 \quad (28)$$

Відповідна робота за час гальмування T

$$A_{TP}^{KIH} = \Delta T \sum_{i=1}^{T/\Delta T} N_{TP_i}^{KIH}, \quad (29)$$

де $N_{TP_i}^{KIH}$ – значення потужності в'язкого тертя на i -ому кроці вимірювання.

Потужність сили аеродинамічного опору

$$N_{W_i} = k \cdot F \cdot \bar{V}_{a_i}^3 = m_a \cdot l_{3_i} \cdot (\delta_{\text{сп}} - S_{\text{хкр}}) \cdot \bar{V}_{a_i}^3. \quad (30)$$

Робота сили аеродинамічного опору за час гальмування

$$A_W = \Delta T \sum_{i=1}^{T/\Delta T} N_{W_i}, \quad (31)$$

де N_{W_i} – потужність аеродинамічної сили на i -ому кроці вимірювання.

Потужність сили тертя в місцях контакту коліс з дорогою

$$N_{\varphi} = P_{\varphi_i} \cdot \bar{V}_{a_i} = m_a \cdot \dot{V}_{a_i} \cdot V_{a_i} \cdot S_{\text{хкр}}, \quad (32)$$

де \dot{V}_{a_i} – розрахункове значення прискорення автомобіля для інтервалу вимірювання ΔT_i .

$$\dot{V}_{a_i} = \frac{\dot{V}_{a_{1i}} + \dot{V}_{a_{2i}} + \dot{V}_{a_{3i}}}{3}. \quad (33)$$

Робота вказаної сили за час гальмування T

$$A_{\varphi} = \Delta T \sum_{i=1}^{T/\Delta T} N_{\varphi_i}, \quad (34)$$

де N_{φ_i} – потужність сили тертя в місцях контакту коліс з дорогою на i -ому кроці вимірювання ΔT_i .

Є цікавим визначення сумарної роботи тертя, що здійснюється фрикційними парами гальмівними механізмів при багатократних (циклічних) гальмуваннях. У цьому випадку сумарна робота, що здійснюється гальмівними механізмами, може бути визначена як

$$A_{\tau_{\Sigma}} = \Delta T \cdot m_a \sum_{j=1}^l \sum_{i=1}^{T/\Delta T} N_{\tau_{y_{ij}}}, \quad (35)$$

де l – число j -их гальмувань, що складають досліджуваний цикл.

Висновок. У результаті проведеного дослідження запропоновано алгоритм розв'язання задачі оцінювання енергонавантаження гальмівних механізмів при проведенні кваліметричних випробувань.

Список використаної літератури

1. Бухарин, Н.А. Автомобили [Текст] / Н.А. Бухарин, В.С. Прозоров, М.М. Щукин. – М.-Л.: Машиностроение, 1973. – 504 с.
2. Гуревич, Л.В. Тормозное управление автомобиля [Текст] / Л.В. Гуревич, Р.А. Меламуд. – М.: Транспорт, 1978. – 152 с.
3. Метрологічне забезпечення динамічних випробувань тягово-транспортних машин [Текст] / М.А. Подригало, А.І. Коробко, Д.М. Клец, В.І. Гацько // Тракторна енергетика в рослинництві. Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка. – 2009. – Вип. 89. – С. 87–89.

Отримано 10.12.2011