

O.P. Aleksiev, V.O. Aleksiev, O.I. Turenko // *Avtomobil'nyj transport*. – 2009. – №25. – S. 266–270. 3. Nikonov O.Ja. Integrirovannye informacionno-upravljajuwie telematicheskie sistemy transportnyh sredstv / O.Ja. Nikonov, V.N. Shuljakov // *Avto-mobil'nyj transport*. – 2010. – №27. – S. 83–87. 4. <http://autonews.ru>. 5. <http://conceptcar.ee>. 6. <http://avtomersedes>. 7. Borgelt Ch. Neuro-Fuzzy-Systeme: von den Grundlagen kuenstlicher Neuronaler Netze zur Kopplung mit Fuzzy-Systemen / Ch. Borgelt. – Wiesbaden: Vieweg, 2003. – 434 p. 8. Nelles O. Nonlinear system identification with local linear neuro-fuzzy models / O. Nelles. – Aachen: Shaker, 1999. – 179 p. 9. Ross T.J. Fuzzy logic with engineering applications / T.J. Ross. – Chichester: Wiley, 2004. – 628 p. 10. Liu G.P. Nonlinear identification and control: a neural network approach / G.P. Liu. – London: Springer, 2001. – 210 p. 11. Vas P. Artificial-intelligence-based electrical machines and drives: application of fuzzy, neural, fuzzy-neural and genetic-algorithm-based techniques / P. Vas. – Oxford: Oxford Univ. Press, 1999. – 625 p.

Ніконов О.Я., Подоляка О.О., Середина Г.І.

#### БІОНІКА АВТОМОБІЛЯ НА ОСНОВІ ГІБРИДНИХ НЕЙРОФАЗЗИ МЕРЕЖ

У роботі запропонована структура (концепція) інтелектуального автомобіля на основі біоніки і гібридних нейрофаззи мереж, що дозволить якісно підвищити енерго-ефективність автомобіля і знизити шкідливі впливи на екосистему.

Nikonov O.J., Podolyaka O.A., Seredina A.I.

#### AUTOMOBILE BIONICS ON THE BASIS OF NEURO-FUZZY HYBRID NETWORKS

The structure (concept) of the intelligent automobile is offered on the basis of bionics and neuro-fuzzy hybrid networks that will allow to increase qualitatively energy efficiency the automobile and to lower harmful influences on ecosystem.

---

УДК 629.3.018

*Подрігало М. А., д-р. техн. наук; Коробко А. І., Клец Д. М., канд. техн. наук; Мостова А. М.*

### УДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДУ ВИЗНАЧЕННЯ КОМПОНЕНТІВ СИЛИ ОПОРУ РУХУ АВТОМОБІЛЯ

**Постановка проблеми.** Визначення опору коченню і фактору обтічності автомобіля є важливими задачами теорії автомобіля. В даній статті удосконалено раніше запропонований спосіб визначення указаних параметрів методом дорожніх випробувань.

**Аналіз останніх досягнень та публікацій.** В [1] визначення параметрів опору руху здійснювалось шляхом розв'язку алгебраїчних рівнянь, отриманих із диференціального рівняння руху автомобіля при вибігу

$$m_a \dot{v}_a = -(m_a g \psi + k F v_a^2), \quad (1)$$

де  $m_a$  – маса автомобіля, кг;

$\dot{v}_a$  – лінійне прискорення автомобіля, м/с<sup>2</sup>;

$F_k$  – тягова сила на колесі, Н;

$g$  – прискорення вільного падіння,  $g = 9,81$  м/с<sup>2</sup>;

$\psi$  – коефіцієнт сумарного дорожнього опору

$$\psi = f \pm i, \quad (2)$$

$f$  – коефіцієнт опору коченню коліс;  $i$  – подовжній нахил дороги.  $kF$  – фактор обтічності ( $k$  – коефіцієнт опору повітря,  $F$  – лобова площа автомобіля);  $v_a$  – лінійна швидкість руху автомобіля, м/с.

Вимірюючи лінійну швидкість  $v_a$  і прискорення  $\dot{v}_a$  автомобіля [2] у моменти часу  $t_1$  і  $t_2$ , рівняння (1) розвертається у систему двох рівнянь з двома невідомими. Розв'язуючи його знаходимо параметри  $\psi$  і  $kF$ .

Указаний метод дозволяє отримати хороший статистичний результат завдяки значній кількості вимірювань.

Але оскільки параметр  $\psi$  залежить від швидкості обертання коліс (швидкості автомобіля) то проявляється систематична помилка вимірювання обумовлена неточністю теоретичної моделі, покладеної в основу експерименту. Крім того існує думка, що коефіцієнт аеродинамічного опору автомобіля також залежить від швидкості.

**Мета і постановка задач дослідження.** Метою дослідження є удосконалення методу визначення сили опору і її складових таких як опір коченню і фактор обтічності автомобіля. Для досягнення поставленої мети необхідно ідентифікувати компоненти сили опору руху автомобіля та на їх основі удосконалити теоретичну модель проведення експерименту по визначенню опору коченню і фактора обтічності автомобіля.

**Ідентифікація компонентів сили опору руху автомобіля.** При вибігу автомобіля момент опору обертання коліс, що виникає в трансмісії приводиться до сумарного коефіцієнту опору обертання коліс

$$\psi' = \psi + \Delta\psi, \quad (3)$$

де  $\Delta\psi$  – додатковий коефіцієнт опору обертання коліс обумовлений моментом опору в трансмісії

$$\Delta\psi = \frac{M_{tr}^c}{r_d m_a g}, \quad (4)$$

$M_{tr}^c$  – момент опору обертання коліс обумовлений опором в трансмісії,

$$M_{tr}^c = M_{trст}^c + M_{trкін}^c - M_{трдин}^c, \quad (5)$$

$M_{trст}^c$  – момент опору в трансмісії статичний, обумовлений силами сухого тертя;

$M_{trкін}^c$  – момент опору в трансмісії обумовлений силами гідравлічного опору масла в картерах коробки переми́ни передач і головної передачі (кінематичний); величина кінематичного моменту залежить від швидкості автомобіля;  $M_{трдин}^c$  – інерційний момент в трансмісії, що враховує вплив лінійного прискорення автомобіля;  $r_d$  – динамічний радіус ведучих коліс.

Усі компоненти моменту опору в трансмісії являються приведеними до ведучих коліс. Указані компоненти можна визначити при вибігу наступним чином:

$$M_{mpcm}^c = const, \quad (6)$$

$$M_{mpkin}^c = k_1 v_a, \quad (7)$$

$$M_{mpдин}^c = -\frac{I_{np}}{r_\partial} \dot{v}_a, \quad (8)$$

де  $k_1$  – коефіцієнт пропорційності між швидкістю автомобіля  $v_a$  і кінематичним опором в трансмісії;  $I_{np}$  – приведений до ведучих коліс момент інерції трансмісії.

Після підстановки виразів (3)-(8) в рівняння (1) та розділивши ліву і праву частини останнього на  $m_a$  отримаємо

$$\dot{v}_a = -g(f \pm i) - \frac{M_{mpcm}^c}{m_a r_\partial^2} - \frac{k_1}{m_a r_\partial} v_a + \frac{I_{np}}{m_a r_\partial^2} \dot{v}_a - \frac{kF}{m_a} v_a^2. \quad (9)$$

Перетворимо останній вираз до виду

$$\dot{v}_a = -\frac{g}{1 - \frac{I_{np}}{m_a r_\partial^2}} \left( f \pm i + \frac{M_{mpcm}^c}{g m_a r_\partial^2} \right) - \frac{k_1}{m_a r_\partial \left( 1 - \frac{I_{np}}{m_a r_\partial^2} \right)} v_a - \frac{kF/m_a}{1 - \frac{I_{np}}{m_a r_\partial^2}} v_a^2. \quad (10)$$

Відомо [3], що коефіцієнт опору коченню коліс автомобіля зростає із збільшенням лінійної швидкості  $v_a$  автомобіля і визначається залежністю

$$f = f_0 (1 + A v_a^2), \quad (11)$$

де  $f_0$  – коефіцієнт опору коченню при русі автомобіля зі швидкістю  $v_a < 16,7$  м/с (60 км/год);  $A$  – коефіцієнт, що враховує вплив квадрату лінійної швидкості  $v_a^2$  автомобіля на величину  $f$ .

Вираз (10) з урахуванням (11) буде мати вид

$$\dot{v}_a = -\frac{g}{1 - \frac{I_{np}}{m_a r_\partial^2}} \left( f_0 \pm i + \frac{M_{mpcm}^c}{g m_a r_\partial^2} \right) - \frac{k_1}{m_a r_\partial \left( 1 - \frac{I_{np}}{m_a r_\partial^2} \right)} v_a - \frac{kF/m_a + f_0 A g}{1 - \frac{I_{np}}{m_a r_\partial^2}} v_a^2. \quad (12)$$

Величина

$$\delta_{виб} = 1 - \frac{I_{np}}{m_a r_\partial^2} \quad (13)$$

являє собою коефіцієнт впливу мас трансмісії, що обертаються і двигуна на прискорення автомобіля при вибігу.

Коефіцієнт врахування мас автомобіля, що обертаються при розгоні визначаються відомою залежністю [3]

$$\delta_{виб} = 1 - \frac{I_{np}}{m_a r_d^2} = 1,03 + 0,05u_k^2, \quad (14)$$

де  $u_k$  – передаточне число коробки переміни передач.

Порівнюючи (13) і (14) визначимо

$$\delta_{виб} = 2 - \delta_p = 0,97 - 0,05u_k^2. \quad (15)$$

**Удосконалення теоретичної моделі проведення експерименту.** При проведенні випробувань необхідно скласти три рівняння, що відповідають трьом моментам часу  $t_1, t_2, t_3$ , з інтервалом між ними  $\Delta t$

$$t_3 = t_2 + \Delta t = t_1 + 2\Delta t. \quad (16)$$

Інтервал  $\Delta t$  слід вибрати таким чином, щоб зміна вимірюваних параметрів опору руху автомобіля, які залежать від швидкості була незначною:

$$\dot{v}_{a_1} = -a_1 v_{a_1} - a_2 - a_3 v_{a_1}^2 \text{ – для часу } t_1; \quad (17)$$

$$\dot{v}_{a_2} = -a_1 v_{a_2} - a_2 - a_3 v_{a_2}^2 \text{ – для часу } t_2; \quad (18)$$

$$\dot{v}_{a_3} = -a_1 v_{a_3} - a_2 - a_3 v_{a_3}^2 \text{ – для часу } t_3; \quad (19)$$

де  $a_1, a_2, a_3$  – коефіцієнти, що відповідають середньому значенню  $\bar{v}_a$  лінійної швидкості автомобіля на інтервалі часу  $[t_1; t_3]$  тобто

$$\bar{v}_a = \frac{v_{a_1} + v_{a_2} + v_{a_3}}{3}. \quad (20)$$

Коефіцієнти в рівняннях (17), (18), (19) (див. рівняння (12)):

$$a_1 = \frac{g}{\delta_{виб}} \left( f_0 \pm i + \frac{M_{трст}^c}{g m_a r_d^2} \right), \quad (21)$$

$$a_2 = \frac{k_1}{m_a r_d \delta_{виб}}, \quad (22)$$

$$a_3 = \frac{kF/m_a + f_0 Ag}{\delta_{виб}}. \quad (23)$$

При русі автомобіля з вимкненим зчепленням (вибіг)  $\delta_{виб} = 0,97$  (див. (15)).

Рішення системи рівнянь (17)-(19) дозволяють визначити коефіцієнти регресії:

$$a_1 = \frac{\dot{v}_{a_1} - \dot{v}_{a_2}}{v_{a_2} - v_{a_1}} - \frac{v_{a_2} - v_{a_1}}{v_{a_3} - v_{a_1}} \left( \frac{\dot{v}_{a_2} - \dot{v}_{a_3}}{v_{a_3} - v_{a_2}} - \frac{\dot{v}_{a_1} - \dot{v}_{a_2}}{v_{a_2} - v_{a_1}} \right), \quad (24)$$

$$a_2 = \dot{v}_{a_1} - \frac{v_{a_1} v_{a_2}}{v_{a_3} - v_{a_1}} \left( \frac{\dot{v}_{a_2} - \dot{v}_{a_3}}{v_{a_3} - v_{a_2}} - \frac{\dot{v}_{a_1} - \dot{v}_{a_2}}{v_{a_2} - v_{a_1}} \right) + v_{a_1} \frac{\dot{v}_{a_1} - \dot{v}_{a_2}}{v_{a_2} - v_{a_1}}, \quad (25)$$

$$a_3 = \frac{1}{v_{a_3} - v_{a_1}} \left( \frac{\dot{v}_{a_2} - \dot{v}_{a_3}}{v_{a_3} - v_{a_2}} - \frac{\dot{v}_{a_1} - \dot{v}_{a_2}}{v_{a_2} - v_{a_1}} \right). \quad (26)$$

Через визначений момент часу  $\Delta T$  вимірювання повторюють. В результаті отримуємо лінії регресії для параметрів  $a_1(\bar{v}_a)$ ,  $a_2(\bar{v}_a)$ ,  $a_3(\bar{v}_a)$ .

Коефіцієнт опору повітря

$$k = \frac{0,97a_3 - f_0 Ag}{F} m_a. \quad (27)$$

Коефіцієнт обтічності

$$C_x = \frac{2k}{\rho}, \quad (28)$$

де  $\rho$  – густина повітря.

Коефіцієнт пропорційності між швидкістю  $v_a$  автомобіля і кінематичним моментом опору в трансмісії

$$k_1 = 0,97m_a a_2. \quad (29)$$

У випадку якщо дійсне значення  $A$  невідоме, рекомендується [4] приймати  $A = 7 \cdot 10^{-6} \text{ с}^2/\text{м}^2$ .

**Висновки.** В результаті дослідження було удосконалено теоретичну модель проведення експерименту по визначенню компонентів сили опору руху автомобіля за рахунок уточненої ідентифікації останніх.

**Література:** 1. Подригало М. А. Метод визначення сумарної сили опору руху автомобіля за допомогою датчиків лінійних прискорень / М. А. Подригало, А. І. Коробко, Д. М. Клец, О. О. Назарько, А. М. Мостова // Наукові нотатки Луцького національного технічного університету. Міжвузівський збірник (за галузями знань «Машинобудування та металообробка», «Інженерна механіка», «Металургія та матеріалознавство»). – 2010. – Вип. 28 (травень, 2010). – С. 432-434. 2. Пат.51031 Україна, МПК G 01 P 3/00. G 01 P 15/00. Система для визначення параметрів руху автотранспортних засобів при динамічних (кваліметричних) випробуваннях / Подригало М. А., Коробко А. І., Клец Д. М., Файст В. Л.; заявник Харківський національний автомобільно-дорожній університет. – № u 2010 01136; заявл. 04.02.10; опубл. 25.06.10, Бюл. № 12. 3. Бортницький П. И. Тягово-скоростные качества автомобиля. Справочник / П. И. Бортницький, В. И. Задорожний. – К. : Вища школа, 1978. – 176 с. 4. Волков В. П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля. Навчальний посібник / В. П. Волков. – Харків : ХНАДУ, 2003. – 292 с.

**Bibliography (transliterated):** 1. Podrigalo M. A. Metod viznachennja sumarnoi sili oporu ruhu avtomobilja za dopomogoju datchikiv linijnih priskoren' / M. A. Podrigalo,

A. I. Korobko, D. M. Klec, O. O. Nazar'ko, A. M. Mostova // Naukovi notatki Luc'kogo nacional'nogo tehničnogo universitetu. Mizhvuzivs'kij zbirnik (za galuzjami znan' «Mashinobu-duvannja ta metaloobrobka», «Inženerna mehanika», «Metalurgija ta materialoznavst-vo»). – 2010. – Vip. 28 (traven', 2010). – S. 432-434. 2. Pat.51031 Ukraïna, MPK G 01 P 3/00. G 01 P 15/00. Sistema dlja viznachennja parametriv ruhu avtotransportnih zasobiv pri dinamichnih (kvalimetricnih) viprobuvannjah / Podrigalo M. A., Korobko A. I., Klec D. M., Fajst V. L.; zajavnik Harkivs'kij nacional'nij avtomobil'no-dorozhnij universitet. – № u 2010 01136; zajavl. 04.02.10; opubl. 25.06.10, Bjul. № 12. 3. Bortnic-kij P. I. Tjagovo-skorostnye kachestva avtomobilja. Spravochnik / P. I. Bortnickij, V. I. Zadorozhnyj. – K. : Viwa shkola, 1978. – 176 s. 4. Volkov V. P. Teorija ekspluatacij-nih vlastivostej avtomobilja. Navchal'nij posibnik / V. P. Volkov. – Harkiv : HNADU, 2003. – 292 s.

Подригало М. А., Коробко А. И. Клец Д. М., Мостовая А. М.

УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДА ОПРЕДЕЛЕНИЯ  
КОМПОНЕНТОВ СИЛ СОПРОТИВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЮ АВТОМОБИЛЯ

Усовершенствовано способ определения коэффициента сопротивления качению и фактора обтекаемости автомобиля методом дорожных испытаний за счет уточнения теоретической модели эксперимента.

Podrigalo M., Korobko A., Klets D., Mostovaya A.

THE METHOD DEFINITION OF TOTAL FORCE  
RESISTANCE TO MOVEMENT OF THE CAR

From the given In work the way of definition of rolling resistance and the factor air-flow the car is offered by a method of road tests. Results of experimental researches by definition of the specified parameters are resulted.

---

УДК 629.3.017.5

*Подригало М.А., д-р техн. наук; Тарасов Ю.В., канд. техн. наук;  
Коробко А.И., Шейн В.С.*

**ДОСТИЖЕНИЕ ДОСТОВЕРНОСТИ РЕЗУЛЬТАТОВ ИСПЫТАНИЙ  
ПАР ТРЕНИЯ ТОРМОЗНЫХ МЕХАНИЗМОВ**

**Введение.** Точность и достоверность результатов испытаний во многом зависит от теоретической модели, положенной в основу эксперимента.

В данной статье предложена методика расчета энергии, поглощаемой тормозными механизмами при торможении. Данная методика позволит в дальнейшем классифицировать и унифицировать стенды для испытаний тормозных механизмов.

**Анализ последних достижений и публикаций.** Эффективность торможения определяется по величине замедления или тормозного пути [1, 2].

Нормативные значения указанных параметров установлены в соответствующих стандартах [3, 4].

Испытание тормозных механизмов проводятся двумя методами: дорожным и стендовым.

Дорожные испытания проводятся в соответствии с требованиями, изложенными в [3], однако они имеют ряд недостатков: дают достаточно общие показатели, в большой степени зависят от состояния дороги и пр.