

де  $H_f$  – фактична витрата палива, л/100км пробігу.

З рівняння (5) випливає, що управління витратою ресурсу гібридної силової установки можливе за рахунок зміни середньої швидкості руху автомобіля та фактичною витратою палива.

На фактичну витрату палива істотно впливають майстерність водія водіння автомобіля, а також зовнішні умови експлуатації (температура повітря, вологість, дорожні умови тощо).

### Література

1. Gröschel M., Roth-Dietrich G., Neundorf C. C. Anwendungspotenziale der Künstlichen Intelligenz im Autohandel // Künstliche Intelligenz in der Anwendung. – Springer Vieweg, Wiesbaden, 2021. – С. 51-73.

2. Webber, Thomas. *Methods for the Improvement of Power Resource Prediction and Residual Range Estimation for Offroad Unmanned Ground Vehicles*. Diss. University of Brighton, 2017. 249 p.

3. Бажинов О.В. Метод визначення ефективної роботи силової установки гібридного автомобіля» / Бажинов О.В., Заверуха Р.Р., Бажинова Т.О. // Журнал «Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів». 2021 №21 С. 180-187

4. Бажинов О.В., Заверуха Р.Р., Бажинова Т.О. Інформаційна комплексна система діагностики гібридних і електромобілів //Науковий журнал «Інженерія природокористування». 2020. №. 2 (16). С. 12-18.

5. ISO 12405-4:2018. Electrically propelled road vehicles — Test specification for lithium-ion traction battery packs and systems. Part 4: Performance testing. Geneva: ISO, 2018.

6. State of Charge Estimation for Lithium-Ion Batteries Based on an Improved Extended Kalman Filter / Y. Xing, W. He, M. Pecht // IEEE Transactions on Vehicular Technology. 2022. Vol. 71, Issue 2. P. 1205–1216.

*Науковий консультант: Бажинов Олексій Васильович, д.т.н., проф. каф. ІСАТ, Харківський національний автомобільно-дорожній університет.*

Чирков Дмитро, ст. гр. А-41-22, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Chirkov@gmail.com

## ДОСЛІДЖЕННЯ ЗМІНИ ХАРАКТЕРИСТИК ГАЛЬМІВНИХ СИСТЕМ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ VOLKSWAGEN В ПРОЦЕСІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

Гальмівні властивості – це одні з експлуатаційних властивостей легкових автомобілів, які в тій чи іншій мірі, пов'язані, як з конструктивно-ваговими параметрами автомобіля, його гальмівної системи, типом і конструкцією застосовуваних гальмівних механізмів, гальмівного привода, так і характером

взаємодії коліс з опорною поверхнею в певних експлуатаційних умовах.

Гальма барабанного типу функціонально не стабільні, так як при терті колодок по ротору утворюється тепло, якого достатньо, щоб знизити ефективність гальмування, за рахунок зменшення коефіцієнта тертя ковзання між фрикційними парами, особливо, якщо мають місце циклічні гальмування.

Отже, зниження ефективності гальмування настає вже у початковий момент гальмування, коли має місце перевищення певної величини енергонавантаження гальм, яка і підтримує температуру нагріву тіл тертя.

Істотне поліпшення відбувається при використанні дискових гальм. В даний час вони повсюдно використовуються на передніх колесах майже у всіх автомобілів. Дискова гальмівна система забезпечена чавунним або сталевим диском або ж виготовленим з неметалічного матеріалу (карбону).

Цей ефект досягається зміною темпу зростання максимального значення гальмівної сили на передніх або задніх колесах. Причому у всіх випадках регулювання повинна бути забезпечена стійкість автомобіля. У зв'язку з цим у реальних гальмівних системах легкових автомобілів коефіцієнт розподілу гальмівних сил вибирається в межах 0,6-0,75 [2].

Існуючі способи і закони регулювання гальмівних сил між осями легкових автомобілів припускають його зміну у відповідності до динамічного перерозподілу нормального навантаження між осями автомобіля.

Крім того, зношення спряжених поверхонь тертя гальмівних механізмів та їх перегрівання в процесі експлуатації призводить до зниження не тільки ефективності, але і безпеки використання [2].

Виходячи з вище викладеного, слід коефіцієнт розподілу гальмових сил вибирати так, щоб крім вирішення питань ефективності та стійкості в процесі гальмування, забезпечувалося таке енергонавантаження передніх і задніх гальмівних механізмів, яке б не перевищувало їх енергоємності.

На цей же факт звертається увага в роботі [3], в якій при розгляді впливу експлуатаційних факторів на гальмівну динаміку автомобіля, обладнаного регулятором гальмівних сил, вказується, що раціональність вибору коефіцієнта розподілу гальмівних сил слід оцінювати не тільки по ефективності при гальмуванні, але й по збереженню керованості автомобіля за рахунок раціонального енергонавантаження гальмівних механізмів.

Кінетична енергія, що поглинається гальмами легкового автомобіля впродовж одного гальмування попереднього етапу випробувань тип 1 (за ДСТУ 3649: 2010), становить, кДж,

$$W_{T1} = 1,27 \cdot 10^{-5} \cdot g_a^2 \cdot \frac{\sum_{i=1}^2 T_i}{j}, \quad (1)$$

де  $g_a = 31,5 \text{ м/с}$  – початкова швидкість гальмування легкового автомобіля при випробуваннях.

Робота тертя, яка здійснюється гальмами при послідовних гальмуваннях попереднього етапу випробувань тип 1, визначається

$$A_{\text{ТР}} = W_{\text{Т1}} \cdot n, \quad (2)$$

де  $n$  – число виконуваних послідовних гальмувань.

Середня потужність тертя в гальмівних механізмах при послідовних гальмуваннях попереднього етапу випробувань тип 1, кВт, становить

$$\bar{N}_{\text{ТР}} = \frac{A_{\text{ТР}}}{1000\tau}, \quad (3)$$

де  $\tau$  – час одного циклу гальмувань.

Робота тертя, що здійснюються гальмами автомобіля на попередньому етапі випробувань Тип 2, визначається в кДж,

$$A_{\text{ТР}} = \frac{G \cdot S \cdot \sin \alpha}{1000}, \quad (4)$$

де  $S$  – довжина спуску, м;

$\alpha$  – кут подовжнього нахилу дороги, град.

Середня потужність тертя в гальмівних механізмах при цьому

$$\bar{N}_{\text{ТР}} = \frac{A_{\text{ТР}} \cdot \vartheta}{S}, \quad (5)$$

де  $\vartheta$  – швидкість автомобіля на спуску [1].

Робота і середня потужність тертя, що розвивається передніми дисковими гальмами, визначається

$$A_{\text{Т1}} = \beta \cdot A_{\text{ТР}}, \quad (6)$$

$$\bar{N}_{\text{Т1}} = \beta \cdot \bar{N}_{\text{ТР}}, \quad (7)$$

де  $\beta=0,76$  – коефіцієнт розподілу гальмівних сил між осями.

Попередній етап випробувань тип 1 і тип 2 легкових автомобілів проводять методом послідовних гальмувань, режим яких задано у табл. 1.

Таблиця 1 - Режими випробувань тип 1 і тип 2

Початкова швидкість гальмування $\vartheta_0, \text{ м/с}$	Кінцева швидкість гальмування, $\text{ м/с}$	Тривалість одного циклу, $\tau, \text{ с}$	Число гальмувань, $n$	Довжина спуску $S, \text{ м}$	Кут спуску, град	Швидкість на спуску, $\vartheta, \text{ м/с}$
31,5 $\text{ м/с}$	0,5 $\vartheta_0$	45	15	–	–	–
	0	–	30	6000	4	8,3

Результати розрахунків параметрів для автомобіля Volkswagen наведено в табл. 2 для різних значень коефіцієнта розподілу гальмівних сил між осями.

Таблиця 2 - Оцінка енергонавантаження гальм передньої осі автомобіля

Параметр	Випробування		
	тип 1	тип 2	
$W_{T1}$ , кДж	380	–	
$A_{TP}$ , кДж	5705	4010	
$\bar{N}_{TP}$ , кВт	126	5,548	
$\beta=0,76$	$A_{TP1}$ , кДж	4450	3128
	$\bar{N}_{TP1}$ , кВт	98	4,3

### Література

1. Alexander Nazarov. Improvement of functional stability of brake systems of cars equipped ABS: матеріали 25-ої міжнарод. науково-техн. конф. «ЕКО VARNA» (Болгарія, Варна, 14-16 червня 2019) / [Vladimir Volkov, Alexander Nazarov, Ivan Nazarov, Yevgeny Shpinda]. с.102-107.

2. Alexander Nazarov Relative increase of the resource of disc brakes of motor vehicles: за матеріалами 26-ої міжнародної науково-технічної конференції «ЕКО VARNA» (Болгарія, Варна, 8-10 жовтня 2020 р.) / [Alexander Nazarov, Yevgeny Shpinda, Nicolay Sergienko, Igor Pogorilyi]. Т.27. Ч.1. с. 91-99.

3. Optimization of control strategy for regenerative braking of an electrified bus equipped with an anti-lock braking system / Zhang J., Kong D., Chen L., Chen X. Journal of Automobile Engineering. 2012. vol. 226, № 4, pp. 494–506.

*Науковий консультант: Назаров Олександр Іванович, к.т.н., доц. каф. ІСАТ, Харківський національний автомобільно-дорожній університет.*

Чурилов Віталій, ст. гр А-43-22, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, [Evitalij.churilov@gmail.com](mailto:Evitalij.churilov@gmail.com)

### АНАЛІЗ ПІДСИЛЮВАЧІВ РУЛЬОВОГО УПРАВЛІННЯ

Рульові підсилювачі встановлюють на легкових автомобілях високого класу, вантажних автомобілях середньої та великої вантажопідйомності, а також на автобусах, при цьому полегшується керування автомобілем, підвищується його маневреність, збільшується безпека при розриві шини.

Підсилювач, включений в рульове управління, має наступні обов'язкові елементи [1, 2]: джерело живлення (у пневмопідсилювачі - компресор, в гідро підсилювачі - гідронасос, в електропідсилювачі - генератор (акумуляторна батарея)); розподільний пристрій; виконавчий пристрій - пневмо-, гідроциліндр електродвигун, що створює необхідне зусилля. До кермових підсилювачів пред'являють наступні вимоги: