

УДК 629.017

В.П. Волков, к.т.н., проф.

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

СТАТИСТИЧНИЙ АНАЛІЗ СТАБІЛЬНОСТІ БАРАБАННИХ ГАЛЬМОВИХ МЕХАНІЗМІВ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ

Виконано аналіз впливу коефіцієнта тертя барабанного гальмового механізму легкового автомобіля на його гальмові властивості.

Барабанні гальмові механізми на легкових автомобілях у даний час установлюються на задніх колесах. Незважаючи на те, що найбільший вплив на ефективність гальмування роблять передні дискові гальма, стабільність роботи задніх гальм суттєво впливає на розподіл енергії, що поглинається при гальмуванні, між окремими гальмовими механізмами.

На ринку запчастин до легкових автомобілів сьогодні представлена продукція різних виробників з країн СНД і далекого зарубіжжя. У зв'язку з цим автори дослідження [1] наводять результати оцінки властивостей стабільності задніх барабанних гальмових механізмів автомобіля ВАЗ-2101 при комплектуванні їх гальмовими колодками, виготовленими фірмами-виробниками (табл. 1). Випробування відбувались в лабораторії гальмових систем випробувального центра автомобільних виробів НАМИ на інерційному гальмовому стенді [1].

Таблиця 1

*Оцінка величини гальмового моменту барабанного гальмового механізму [1]**

Виробник гальмових колодок	Гальмовий момент M_T , Н·м			$\Delta M_{T_{\max}}$, Н·м	$\delta M_{T_{\max}} = \frac{\Delta M_{T_{\max}}}{M_{T_{\max}}}$
	1-го гальмування	10-го гальмування	15-го гальмування		
ОТА	370	240	200	170	0,459
Ferodo	320	270	240	80	0,250
Samko	540	360	320	220	0,407
Lucas	630	300	250	380	0,603
АТЕ	440	280	240	200	0,454
«Автодеталь»	580	430	380	200	0,345
«Санкт-Петербург»	600	440	350	280	0,417
«Початок»	390	330	310	80	0,205
«Москва»	540	440	400	140	0,259
«Волзькі»	510	270	110	400	0,784
«Сонатекс»	530	410	380	150	0,283
m_{M_T}	495	343	289	188	0,406
σ_{M_T}	±101	±76	±90	±94	0,171
\mathcal{G}_{M_T}	±0,204	±0,223	±0,310	±0,502	±0,420

* Тиск у гальмовому приводі підтримувався постійним

При гальмуваннях на стенді підтримувався постійний приводний тиск відповідно до Додатка 15 ГОСТ Р41.13-99, Правил ЕЭК ООН № 13 [1]. Усі гальмові колодки були придбані. При випробуваннях на нагрівання був здійснений цикл, що складається з 15 послідовних гальмувань з однаковим інтервалом. Температура нагрівання у всіх колодок (до кінця 15-го гальмування) була практично однаковою і складала 180–200 °С [1].

У таблиці 1 наведені отримані нами значення математичного чекання (середнього значення) m_{M_T} гальмового моменту, що відповідають 1-му, 10-му і 15-му гальмуванням для всіх типів колодок, а так само – середнє квадратичне відхилення σ_{M_T} і коефіцієнт варіації \mathcal{G}_{M_T} . Крім того, у таблиці наведені значення максимального абсолютного $\Delta M_{T_{\max}}$ і відносного $\delta M_{T_{\max}}$ змін гальмового моменту для кожного типу гальмових колодок.

Барабанні гальма є гальмами непрямої дії, тобто гальмовий момент, що розвивається ними, не має прямої залежності від коефіцієнта тертя фрикційних поверхонь. Зробимо оцінку зміни коефіцієнта тертя, що відповідає наведеним у таблиці 1 змінам гальмового моменту.

На автомобілі ВАЗ-2101 застосовується барабанне гальмо з рівними приводними зусиллями [2], гальмовий момент якого дорівнює

$$M_T = P \cdot r_6 \cdot \frac{2\mu c(a+c)}{c^2 - \mu^2 e^2} = P \cdot r_6 \cdot \frac{2\mu c \left(1 + \frac{a}{c}\right)}{1 - \mu^2 \left(\frac{e}{c}\right)^2}, \quad (1)$$

де a, c, e – геометричні параметри гальмового механізму (рис. 1) для автомобіля ВАЗ-2101 $a = 93$ мм, $c = 84$ мм, $e = 103$ мм;

μ – коефіцієнт тертя між фрикційною накладкою і барабаном;

r_6 – радіус барабана, $r_6 = 250$ мм;

P – приводна сила, у даному випадку

$$P = \frac{\pi d_{pc}^2}{4} p; \quad (2)$$

d_{pc} – діаметр робочого циліндра (для ВАЗ-2101 $d_{pc} = 19$ мм);

p – приводний тиск, МПа.

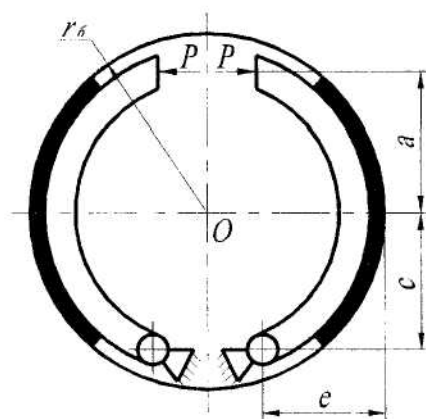


Рис. 1. Гальмо з рівними приводними силами (основні геометричні розміри)

Після підстановки значень параметрів a, c, e, r_6, d_{pc} для автомобіля ВАЗ-2101 у співвідношення (1) одержимо

$$M_T = 300119 \cdot \frac{\mu \cdot P}{1 - 1,503\mu^2}, \text{ Н} \cdot \text{мм} \quad (3)$$

чи

$$M_T = 300,119 \cdot \frac{\mu \cdot P}{1 - 1,503\mu^2}, \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (4)$$

З виразу (4) визначимо величину μ . З цією метою перетворимо (4) до наступного виду:

$$\mu^2 + \frac{199,68}{M_T} P \cdot \mu - 0,665 = 0. \quad (5)$$

Корінь квадратного рівняння (5), що має фізичний зміст

$$\mu = \sqrt{9968 \cdot \frac{P^2}{M_T^2} + 0,665} - 99,84 \frac{P}{M_T}. \quad (6)$$

Аналіз впливу параметра p на величину μ у рівнянні (6) показав, що реальним значенням коефіцієнта тертя відповідає величина приводного тиску $p = 1,5$ МПа.

У таблиці 2 наведені значення коефіцієнта тертя μ , розрахованого за формулою (6) при $p = 1,5$ МПа для значень гальмового моменту, зазначених у таблиці 1. Аналіз результатів розрахунку, наведених у таблицях 1 і 2, показує, що при зміні коефіцієнта тертя μ на 8–20 %

відбувається зміна гальмового моменту на 20–30 %. При цьому різниця між найбільшим і найменшим гальмовим моментом може складати 50 %. З урахуванням того, що ліве і праве гальма (у силу різних причин) можуть мати неоднакові коефіцієнти тертя фрикційних поверхонь, то і нерівномірність гальмових сил на задній осі автомобіля ВАЗ-2101 може складати 50 %.

Таблиця 2

Розрахункові значення коефіцієнта тертя μ

Виробник гальмових колодок	Коефіцієнт тертя μ		
	1-ого гальмування	10-ого гальмування	15-ого гальмування
ОТА	0,503	0,400	0,356
Ferodo	0,470	0,429	0,400
Samko	0,582	0,497	0,470
Lucas	0,610	0,454	0,410
ATE	0,541	0,438	0,400
«Автодеталь»	0,595	0,536	0,509
«Санкт-Петербург»	0,601	0,541	0,490
«Начало»	0,515	0,477	0,462
«Москва»	0,582	0,541	0,520
«Волзькі»	0,571	0,429	0,223
«Сонатекс»	0,578	0,526	0,509
Математичне чекання μ	0,559	0,479	0,432
Середнє квадратичне відхилення σ_μ	$\pm 0,045$	$\pm 0,051$	$\pm 0,088$
Коефіцієнт варіації \mathcal{G}_μ	$\pm 0,080$	$\pm 0,106$	$\pm 0,204$

Оскільки зазначені вище виробники гальмових колодок випускають продукцію, використовувану і на інших моделях автомобілів, то отримані результати можуть бути застосовані і для них при оцінці гальмових властивостей.

ЛІТЕРАТУРА:

1. Ерыгин Д. Атрибут каторжника. Задние колодки для заднего привода (экспертиза). – М. // За рулем. – 2002. – № 1. – С. 80–83.
2. Букашин Н.А., Прозоров В.С., Щукин М.М. Автомобили. – Л.: Машиностроение, 1973. – 504 с.

ВОЛКОВ Володимир Петрович – кандидат технічних наук, декан автомобільного факультету, професор кафедри автомобілів Харківського національного автомобільно-дорожнього університету.

Наукові інтереси:

- гальмова динаміка автомобіля;
- функціональна стабільність гальмового керування.

Подано 16.01.2003