

І. А. Мармут¹
А. А. Кашканов²
В. А. Кашканов²
Д. П. Себко¹

ОПТИМІЗАЦІЯ ІНЕРЦІЙНОЇ МАСИ ГАЛЬМІВНОГО РОЛИКОВОГО СТЕНДА

¹Харківський національний автомобільно-дорожній університет

²Вінницький національний технічний університет

У статті розглянуті питання моделювання умов для отримання діагностичної інформації при перевірці гальмівних властивостей автомобілів на роликовому стенді.

Як показують багато досліджень, роликові стенди інерційного типу дають найбільш достовірну інформацію про технічний стан автомобіля. Це стосується, перш за все, параметрів, що визначають точність моделювання на стенді реальних швидкісних і теплових режимів. Точність діагностування гальмівної системи автомобіля на стенді інерційного типу залежить від багатьох факторів. Одними з визначальних є значення приведених мас обертових елементів в системі «автомобіль-стенд»: ролики, колеса і деталі трансмісії автомобіля. Основним конструктивним параметром інерційного роликового стенда є діаметр ролика. Приведену масу трансмісії можна визначити, вимірюючи моменти інерції окремих її частин і приводячи їх до даної осі. Але це трудомісткий процес і займає багато часу. При цьому приведена маса трансмісії також величина непостійна за рахунок зносу деталей. Тому потрібні методи, що дозволяють визначити приведену масу трансмісії конкретного автомобіля незалежно від ступеня зносу деталей.

Для визначення приведеної маси трансмісії використовуються два режими розгону автомобіля на стенді: розгін від приводу стенда, при цьому обертаються два колеса автомобіля; розгін від приводу стенда, при якому обертається одне колесо автомобіля. Виконано аналіз цих режимів і складено рівняння для визначення приведеної маси трансмісії.

Виконано аналіз змін моментів інерції колеса і обертових частин автомобіля, а також радіуса колеса. На підставі цього представлено загальну варіацію приведеної маси колеса і пов'язаних з ним обертових частин автомобіля. Ця варіація може істотно вплинути на точність діагностування. Оптимальним шляхом компенсації цієї невизначеності може бути збільшення приведеної маси стенда таким чином, щоб частка приведеної маси колеса і пов'язаних з ним обертових частин автомобіля була невеликою і вносила похибку не більшу допустимої.

Ключові слова: гальмівна система, роликовий стенд, приведена маса, радіус колеса, діагностика.

Вступ

Як показують багато досліджень, зокрема, відображені в роботах [1, 2], що проводилися на кафедрі технічної експлуатації і сервісу автомобілів ХНАДУ (ХАДІ), інерційні стенди дають більш достовірну інформацію про технічний стан гальмівної системи. Інерційний метод перевірки гальм дозволяє відтворити реальні швидкісні і теплові режими роботи гальма. Отже, за всіма параметрами, які визначають точність моделювання на стенді реальних режимів роботи гальма, кращим є інерційний роликовий стенд.

При перевірці гальмівної системи на інерційному стенді розганяють колесо та ролики до заданої швидкості та гальмують. Гальмівний момент викликає кутове (лінійне) сповільнення колеса та роликів.

Таким чином, вимірюючи лінійне сповільнення, а також знаючи приведену масу стенда, колеса і пов'язаних з ним обертових частин автомобіля (назвемо цю величину «приведена маса трансмісії»), можна визначити гальмівну силу коліс даної осі. Точність обчислення гальмівної сили залежить від того, наскільки точно знаємо складові приведені маси і наскільки точно вимірюємо лінійне сповільнення [3].

На стенді пересувної станції діагностики легкових автомобілів (ПДС-Л), яка знаходиться на кафедрі технічної експлуатації і сервісу автомобілів ХНАДУ, лінійне сповільнення вимірюють із точністю $\pm 1\%$. Допустима похибка обчислення гальмівної сили за ДСТУ 3649:2010 [4] становить $\pm 3\%$. Тоді після перетворень та підстановки чисельних значень отримаємо, що приведену масу системи ми повинні знати з точністю $\pm 2,83\%$ [5]. Приведена маса колеса і пов'язаних з ним частин автомобілів, що обертаються, може варіювати під дією різних факторів. Найбільш впливовими факторами є: варіація моменту інерції колеса (знос шини та металевих частин гальмівних механізмів, зміна тиску), варіація

радіуса колеса (залежить від переданого моменту) [5]. Це очевидно з такого виразу:

$$m_k = \frac{l_{ш}}{R_k^2} + \frac{l_M}{R_k^2}, \quad (1)$$

де $l_{ш}$ – момент інерції шини, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; l_M – момент інерції металевих частин, пов'язаних з колесом, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; R_k – динамічний радіус колеса, м.

Приведена маса колеса визначається моментом інерції шини та її радіусом кочення. А ці дві величини істотно залежать від початкових характеристик покриття і від величини зносу протектора. Дані щодо варіації початкового моменту інерції відсутні, але ДСТУ 8816:2018 [6] допускає відхилення номінального діаметра шини $\pm 1\%$. Оскільки момент інерції циліндра прямо пропорційний радіусу в 4-й степені ($I = m \cdot R^2/2 = \rho \cdot \pi \cdot R^2 \cdot B \cdot R^2/2$), можна очікувати, що при таких допусках варіація моменту інерції становитиме мінімум $\pm 4\%$. Зміна моменту інерції шини зі зносом можна оцінити розрахунковим шляхом за методикою, наведеною в [5]. Також, на точність визначення гальмівної сили впливатиме знос деталей гальмівних механізмів автомобіля – гальмівного барабана чи диска. Зміну моменту інерції цих деталей можна оцінити розрахунковим шляхом за методикою, наведеною в [5]. Розрахунки показали, що внаслідок зносу протектора шини, зміна моменту інерції колеса складає до 28%. Знос металевих деталей гальмівних механізмів автомобіля змінює момент інерції системи ще на 1,5...2,7%.

При перевірці провідних коліс під частинами, що обертаються, розуміються також деталі трансмісії. Незнання величини приведеної маси трансмісії також вносить похибку обчислення гальмівної сили [7, 8]. Приведену масу трансмісії можна визначити, вимірюючи моменти інерції окремих її частин і застосовуючи їх до осі. Але це трудомісткий процес і займає багато часу. При цьому приведена маса трансмісії також величина непостійна: відбувається знос деталей, хоч і невеликий, але на великих радіусах, що позначається на значенні, що нас цікавить.

Мета дослідження. Провести експериментальну оцінку моментів інерції коліс. Розробити методику визначення приведеної маси трансмісії на роликовому стенді. Запропонувати варіанти доробки конструкції стенда ПДС-Л для оптимізації його інерційної маси.

Результати дослідження

1. Експериментальна оцінка моменту інерції колеса.

Для перевірки правильності зроблених раніше висновків, а також оцінки середнього значення моменту інерції коліс, на кафедрі ТЕСА були проведені вимірювання моментів інерції коліс автомобілів AUDI-80 B4 і VA3-2115.

Момент інерції колеса вимірювався методом біфілярного підвісу [9, 10]. Цей метод визначення моментів інерції матеріальних тіл за періодом коливань нитяних підвісів дозволяє обчислити шукану величину з великою точністю. Різноманітність способів підвішування і розташування ниток створює сприятливі умови для його використання, тому сфера застосування методу дуже велика. Цим методом визначають моменти інерції тіл масою від кількох грамів (магнітні стрілки, деталі годинникових механізмів) до десятків тон (літаки, вагони тощо). Суть методу полягає в тому, що колесо підвішується на двох тонких нерозтяжних нитках завдовжки L (рис. 1).

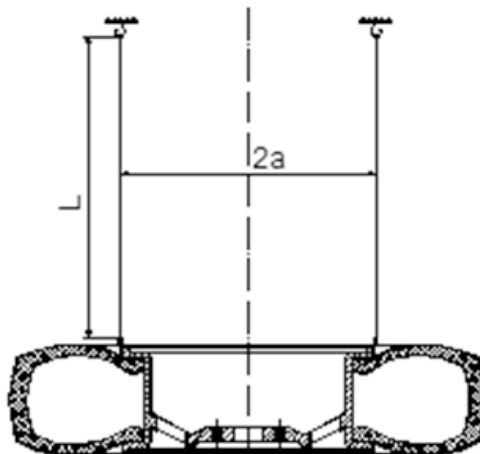


Рис. 1. Схема біфілярного підвісу

Бажано, щоб ця довжина перевищувала у 3...5 разів відстань між нитками 2а. Зі збільшенням висоти підвісу збільшується період коливань і цим знижується відносна помилка виміру. При цьому потрібно прагнути, щоб центр мас колеса лежав на осі підвісу. Якщо цієї умови не дотримано, то з'являються додаткові коливання. Ці коливання не впливають на період коливань навколо вертикальної осі, але впливають на точність спостережень, тобто на абсолютну помилку періоду. Потім колесо закручується на кут більше 6° і воно починає коливатися. При експерименті вимірювався момент інерції коліс автомобіля AUDI-80 B4, на якому були встановлені шини розміром 185/65R14, спереду фірми DUNLOP, на задню вісь – фірм CONTINENTAL та PIRELLI. Шини перебували в рядовій експлуатації та мали близький ступінь зносу – залишкова глибина протектора становила від 2 до 4 мм. Приклад протоколу вимірів представлений у таблиці 1.

Таблиця 1

Приклад протоколу виміру моментів інерції коліс автомобіля AUDI-80 B4

Коливання	Час	10Т
10	0 хв. 30,8 с	39,8
20	1 хв. 19,2 с	39,4
30	1 хв. 58,9 с	39,7
40	2 хв. 38,5 с	39,6
50	3 хв. 17,8 с	39,3
60	3 хв. 57,4 с	39,6
70	4 хв. 37,0 с	39,6
80	5 хв. 16,8 с	39,8
90	5 хв. 56,0 с	39,2
100	6 хв. 36,0 с	40

У протоколі записувався час 100 коливань, і навіть проміжні значення сумарної тривалості кожних 10 коливань. Визначалося середнє значення періоду коливань, а потім обчислювався момент інерції колеса за формулою:

$$I = \frac{(T \cdot a)^2 mg}{4\pi^2 L}, \quad (2)$$

де T – період коливань, с; $2a$ – відстань між нитками, м; m – маса колеса, кг; L – висота підвісу, м.

Щоб оцінити, як впливає загасання коливань на точність визначення періоду, було проведено аналіз стабільності коливань. Експериментальні криві були апроксимовані лінійною функцією виду $Y = A \cdot X + B$.

$$A = \frac{n \sum X \cdot Y - \sum X \cdot \sum Y}{n \sum X^2 - (\sum X)^2}, \quad (3)$$

де $n = 10$ – кількість десятків коливань; X – коливання (10; 20; 30; ...; 100); $Y = \frac{T_i}{T_{\text{сеп}}}$, $T_{\text{сеп}} = \frac{\sum_{i=1}^n 10T_i}{i}$,

i – номер десятка коливань.

$$B = \frac{\sum Y - A \cdot \sum X}{n}. \quad (4)$$

В результаті обчислень отримано апроксимуючу функцію

$$Y = 1,000242 - 0,000006 \cdot X. \quad (5)$$

Як видно з аналізу отриманої функції, зі збільшенням кількості коливань спостерігається незначне зменшення періоду (загасання). Але, враховуючи точність засобів вимірювання, які використовувалися в експерименті, можна вважати коливання стабільними. Результати аналізу стабільності коливань представлені на рис. 2.

Момент інерції колеса вимірювався двічі. Перший момент інерції тільки шина + диск,

другий – шина + диск + гальмівний барабан (для задніх коліс) або гальмівний диск (для передніх коліс). Результати вимірів представлені у табл. 2.

Вимірювання моменту інерції коліс були проведені також для автомобіля ВА3-2115. Розміри шин 175/70R13, модель БЛ-85. Вимірювання проводилися при тиску 0,2 МПа. Результати представлені у табл. 3.

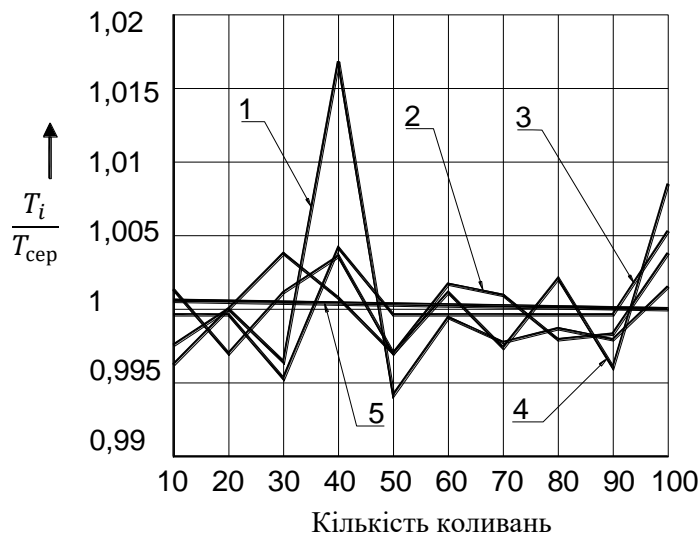


Рис. 2. Аналіз стабільності коливань:

1 – переднє ліве колесо; 2 – переднє праве колесо; 3 – заднє ліве колесо; 4 – заднє праве колесо; 5 – апроксимуюча пряма:
 $y = 1,000242 - 0,000006x$

Таблиця 2

Результати вимірювання моментів інерції коліс автомобіля AUDI розміром 185/65R14

Колесо	Маса колеса, кг	Момент інерції, кг·м ²
Переднє ліве (фірма DUNLOP)	14,2	0,60471
	19,64 (разом з гальмівним диском, ШРУСом та 4-а болтами)	0,64002
Переднє праве (фірма DUNLOP)	14,0	0,59426
	19,44 (разом з гальмівним диском, ШРУСом та 4-а болтами)	0,6313
Заднє ліве (фірма PIRELLI)	15,0	0,6492
	21,04 (разом з гальмівним барабаном та 4-а болтами)	0,6888
Заднє праве (фірма CONTINENTAL)	15,2	0,6725
	21,225 (разом з гальмівним барабаном та 4-а болтами)	0,7195

Таблиця 3

Результати вимірювання моментів інерції коліс автомобіля ВА3 розміром 175/70R13

Колесо	Маса колеса, кг	Момент інерції, кг·м ²
Переднє ліве	12,925	0,52075
Переднє праве	12,715	0,51841
Запасне	13,25	0,56313

Таким чином, вимірювання моментів інерції коліс навіть на малій вибірці і при близьких ступенях зносу рисунка протектора показало достатньо велику варіацію моментів інерції – до 17 % (табл. 2).

2. Приведена маса трансмісії.

У приведену масу системи входить величина m_k – приведена маса коліс і пов'язаних з ними обертових частин автомобіля. Коли йдеться про перевірку ведених коліс, під частинами автомобіля, що обертаються, розуміються деталі гальмівних механізмів коліс. Аналіз зносу цих деталей наведено

вище.

При перевірці ведучих коліс під частинами, що обертаються, розуміються, крім деталей гальмівних механізмів, що обертаються, ще деталі трансмісії. Незнання цієї величини також вносить похибку в обчислення гальмівної сили.

Приведену масу трансмісії можна визначити, вимірюючи моменти інерції окремих її частин і приводячи їх до осі, що розглядається. Але це трудомісткий процес і займає багато часу. При цьому приведена маса трансмісії також величина непостійна: відбувається знос деталей, хоч і невеликий, але на великих радіусах. Це позначається на значенні, що нас цікавить. Тому необхідно мати методи, які дозволяють визначати приведену масу трансмісії конкретного автомобіля в будь-який період його експлуатації, тобто незалежно від ступеня зношення деталей.

Один із таких методів викладено нижче. Для визначення приведеної маси трансмісії використовуємо два режими розгону автомобіля на стенді.

Режим 1. Розгін від приводу стенда. При цьому обертаються два колеса автомобіля. Силевий баланс у цьому випадку описується такою формулою:

$$F_{cm1} = F_{mpcm} + F_{mpk} + F_k + a_1(m_{cm} + 2m_k + m_m), \quad (6)$$

де F_{cm1} – сила, створювана навантажувально-привідним пристроєм стенда в режимі 1; F_{mpcm} – сила тертя в механізмах стенда, Н; F_{mpk} – сила тертя у колесі, Н; F_k – сила опору коченню колеса, Н; a_1 – лінійне прискорення у режимі 1, м/с²; m_{cm} – приведена маса стенда, кг; m_k – приведена маса колеса, кг; m_m – приведена маса трансмісії в режимі 1, кг.

Режим 2. Розгін від приводу стенда. При цьому обертається одне колесо автомобіля. Силевий баланс у цьому випадку описується такою формулою:

$$F_{cm2} = 0,5(F_{mpcm} + F_{mpk} + F_k) + a_2(0,5m_{cm} + 2m_k + m'_m), \quad (7)$$

де F_{cm2} – сила, створювана навантажувально-привідним пристроєм стенда в режимі 2, Н; a_2 – лінійне прискорення у режимі 2, м/с²; m'_m – приведена маса трансмісії у режимі 2, кг.

Знайдемо співвідношення між m_m та m'_m . Для цього розглянемо роботу диференціалу та головної передачі автомобіля:

$$\omega_\partial = \frac{\omega_{k1} + \omega_{k2}}{2}, \quad (8)$$

де ω_{k1} , ω_{k2} – кутова швидкість обертання відповідно першого та другого колеса, с⁻¹; ω_∂ – кутова швидкість обертання коробки диференціала, с⁻¹.

$$i_0 = \frac{\omega_{ke}}{\omega_\partial}, \quad (9)$$

де ω_{ke} – кутова швидкість обертання карданного валу, с⁻¹; i_0 – передавальне число головної передачі.

У режимі 1: $\omega_{k1} = \omega_{k2} = \omega_k$, значить $\omega_{кв} = \omega_k \cdot i_0$.

У режимі 2: $\omega_{k1} \neq 0$; $\omega_{k2} = 0$, значить $\omega_{кв} = \omega_k \cdot i_0/2$.

Для зручності наведемо момент інерції трансмісії до осі колеса за критерієм рівності кінетичних енергій:

$$\frac{I_{T0} \cdot \omega_{ke}^2}{2} = \frac{I_{Tnp} \cdot \omega_k^2}{2}, \quad (10)$$

де I_{T0} – власний момент інерції трансмісії, кг·м²; I_{Tnp} – момент інерції трансмісії, приведений до осі колеса, кг·м².

Приведена маса трансмісії – це відношення приведенного моменту трансмісії до радіуса колеса.

Режим 1:

$$m_m = \frac{I_{Tnp} \cdot i_0^2}{R_k^2}. \quad (11)$$

Режим 2:

$$m'_m = \frac{I_{Tnp} \cdot i_0^2}{4R_k^2}. \quad (12)$$

З цих формул видно, що приведена маса трансмісії у другому режимі в 4 рази менша, ніж у режимі 1. Для подальших перетворень введемо такі позначення:

$$\delta_k = \frac{2m_k}{m_{cm}}; \quad (13)$$

$$\delta_m = \frac{m_m}{2m_k}. \quad (14)$$

Рівняння (6) і (7) для режиму 1 і 2 набудуть вигляду:

$$F_{cm1} = F_{mrcm} + F_{mрк} + F_k + a_1 \cdot m_m \cdot \left(\frac{1}{\delta_k \cdot \delta_m} + \frac{1}{\delta_m} + 1 \right); \quad (15)$$

$$F_{cm2} = 0,5(F_{mrcm} + F_{mрк} + F_k) + a_2 \cdot m_m \cdot \left(\frac{1}{2 \cdot \delta_k \cdot \delta_m} + \frac{1}{2\delta_m} + \frac{1}{4} \right). \quad (16)$$

Режим 1: $F_{cm} = const$, $a = var$. Варіант 2: $F_{cm} = var$, $a = const$. Після перетворень приведена маса трансмісії обчислюватиметься за формулою:

$$m_m = \frac{F_{cm}}{a_2 \cdot (1 \pm \delta_k) \cdot \left[(\delta_k \cdot \delta_m)^{-1} + \delta_m^{-1} + 0,5 \right] - a_1 \cdot (1 \pm \delta_a) \cdot \left[(\delta_k \cdot \delta_m)^{-1} + \delta_m^{-1} + 1 \right]}, \quad (17)$$

де δ_a – відносна похибка визначення прискорень на стенді, %.

На стенді ПДС-ЛІ відносна похибка визначення прискорень $\delta_a = \pm 1$ %, що дозволяє визначити приведену масу трансмісії з точністю $\pm 1,283$ %.

Режим 2. Після перетворень приведена маса трансмісії обчислюватиметься за формулою:

$$m_m = \frac{2 \cdot F_{cm2} \cdot (1 \pm \delta_F) - F_{cm1} \cdot (1 \pm \delta_F)}{-0,5a}, \quad (18)$$

де δ_F – відносна похибка визначення сили, що розвивається навантажувально-привідним пристроєм стенда, %.

На стенді ПДС-ЛІ $\delta_F = \pm 3$ %, що дає велику похибку у визначенні приведеної маси трансмісії. Таким чином, використовуючи перший варіант можна визначити приведену масу трансмісії, що зменшує похибку обчислення гальмівної сили.

3. Аналіз варіації радіуса та приведеної маси колеса і пов'язаних з ним частин автомобіля.

Проаналізувавши зміну моменту інерції колеса і обертових частин автомобіля, пов'язаних з ним, а також зміну радіуса колеса, можна представити загальну варіацію приведеної маси колеса і пов'язаних з ним частин автомобіля, що обертаються (табл. 4).

Таблиця 4

Варіація приведеної маси колеса та пов'язаних з ним обертових частин автомобіля AUDI 80 B4

		R_k , мм		
		R_{kmax}	$R_{kсер}$	R_{kmin}
I_k , кг·м ²	I_{min}	13,56	12,93	12,28
	$I_{сер}$	15,34	14,63	13,9
	I_{max}	17,12	16,33	15,51

Як видно з табл. 4, середнє значення $m_k = 14,62 \pm 2,42$ кг, що більше $[\Delta m_k] = 14,62 \pm 1,55$ кг. Тому потрібно шукати шляхи компенсації цієї невизначеності. Тут можливі два варіанти.

Варіант 1. При кожному діагностуванні вимірювати фактичні значення m_{ki} методами, запропонованими вище. На це знадобиться час, як мінімум 8 хв, що спричинить зменшення продуктивності поста діагностування в 2 рази. У цьому випадку для створення колишньої продуктивності необхідний другий пост діагностики.

Варіант 2. Збільшити приведену масу стєнда таким чином, щоб частка приведеної маси колеса і пов'язаних з ним частин автомобіля, що обертаються була невеликою і вносила похибку не більшу допустимої [3]. Це можна здійснити за рахунок доробки конструкції роликів стєнда.

4. Варіанти доробки конструкції стєнда ПДС-Л.

Як показали попередні дослідження, технічно раціональніший спосіб розв'язання проблеми підвищення точності діагностування гальм на роликівому стєнді – це збільшення приведеної маси стєнда. Це не складе проблем для стаціонарних стєндів, де можна встановити додаткові маховики або збільшити існуючі. Однак, коли йдеться про пересувні стєнди, доводиться думати про небажаність збільшення металоємності, тобто ваги стєнда. Проаналізуємо можливі шляхи збільшення приведеної маси на прикладі пересувного стєнда ПДС-Л. Ціль – отримати необхідний момент інерції стєнда при мінімальному збільшенні його ваги. Необхідно також відзначити, що збільшення приведеної маси стєнда вирішується по-різному у двох випадках.

Варіант 1 – це виготовлення нового стєнда. Збільшити приведену масу стєнда можна різними способами. Розглянемо кілька із них.

1. Збільшити m_{cm} можна за рахунок збільшення товщини стінки ролика. Зовнішній діаметр ролика 240 мм, товщина стінки $H = 8$ мм. Збільшити приведену масу стєнда необхідно на 312 кг, тобто додатковий момент інерції роликів має становити $1,62$ кг·м². Потрібний додатковий момент інерції одного ролика $I_p = 0,4051$ кг м².

Момент інерції ролика визначається як момент інерції порожнистого циліндра за такою формулою [9, 10]:

$$I = \sqrt{\frac{L \cdot \pi \cdot \rho \cdot (R_H^4 - R_B^4)}{2}}, \quad (19)$$

де L – довжина циліндра, м; ρ – густина матеріалу циліндра, кг/м³; R_H – зовнішній радіус циліндра, м; R_B – внутрішній радіус циліндра, м.

Товщину стінки ролика необхідно збільшувати, зменшуючи його внутрішній діаметр. Збільшувати зовнішній діаметр небажано, тому що це вимагає переробки вимірювальної системи і погіршить умови роботи навантажувально-приводного пристрою (НПП) (потрібний більший крутний момент при меншій швидкості). Визначимо додаткову товщину стінки ролика за формулою

$$H' = R'_H - R'_B, \quad (20)$$

де $R'_H = R_B$ – зовнішній радіус нового ролика, м; R'_B – внутрішній радіус нового ролика, м.

Внутрішній радіус нового ролика визначимо із формули (19):

$$R'_B = \sqrt[4]{\frac{L_p \cdot \pi \cdot \rho_p \cdot R_H'^4 - 2L_p}{L_p \cdot \pi \cdot \rho}} = \sqrt[4]{\frac{0,6 \cdot 3,14 \cdot 7850 \cdot 0,112^4 - 2 \cdot 0,405}{0,6 \cdot 3,14 \cdot 7850}} = 0,1 \text{ м,}$$

де $L_p = 0,6$ м – довжина ролика; $\rho = 7850$ кг/м³ – густина матеріалу ролика.

Додаткова товщина стінки ролика: $H' = 0,112 - 0,1 = 0,012$ м. Загальна товщина стінки ролика: $H_{об} = H + H' = 0,008 + 0,012 = 0,02$ м.

При цьому металоємність стєнда збільшиться на масу додаткової частини роликів і становитиме:

$$m = 4 \cdot \left[L_p \cdot \pi \cdot \rho_p \cdot (R_H'^2 - R_B'^2) \right] = 4 \cdot \left[0,6 \cdot 3,14 \cdot 7850 \cdot (0,112^2 - 0,1^2) \right] = 150,4 \text{ кг.}$$

2. Підвищити приведену масу стєнда можна, збільшуючи товщину стінки ролика та збільшуючи маховик. Збільшити момент інерції маховика можна лише за рахунок зменшення внутрішнього діаметра. Зовнішній діаметр маховика не можна збільшити, оскільки він обмежений габаритами стєнда

та конструкцією візка. Зовнішній діаметр маховика $D_n = 0,16$ м; внутрішній – $D_b = 0,264$ м. При цьому металоємність стенда буде найменшою, якщо внутрішні діаметри нового ролика та нового маховика будуть однакові. З наведених вище формул видно, що момент інерції зростає пропорційно 4-й степені радіуса, а маса – пропорційно 2-й. Тому збільшення металу на малому радіусі збільшує вагу стенда, практично не змінюючи його момент інерції.

Новий внутрішній діаметр визначається з такого виразу, м:

$$R_B'' = \sqrt[4]{\frac{2I_p - L_M \cdot \pi \cdot \rho_M \cdot R_{HM}^4 - L_p \cdot \pi \cdot \rho_p \cdot R_{Hp}^4}{-L_M \cdot \pi \cdot \rho_M - L_p \cdot \pi \cdot \rho_p}} = \sqrt[4]{\frac{2 \cdot 0,405 - 0,055 \cdot 3,14 \cdot 7850 \cdot 0,132^4 - 0,6 \cdot 3,14 \cdot 7850 \cdot 0,112^4}{-0,059 \cdot 3,14 \cdot 7850 - 0,6 \cdot 3,14 \cdot 7850}} = 0,104,$$

де $L_M = 0,055$ м – ширина маховика; $\rho_M = 7850$ кг/м³ – густина матеріалу маховика; $R_{HM}' = R_{BM} = 0,132$ м – зовнішній діаметр додаткового маховика, м.

Товщина стінки нового ролика: $H = R_{Hp} - R_B'' = 0,12 - 0,104 = 0,016$ м.

Металоємність стенда збільшиться на таку величину:

$$m = 4 \cdot \left[L_M \cdot \pi \cdot \rho_M \cdot (R_{HM}^2 - R_B''^2) + L_p \cdot \pi \cdot \rho_p \cdot (R_{Hp}^2 - R_B''^2) \right] = \\ = 4 \cdot \left[0,055 \cdot 3,14 \cdot 7850 \cdot (0,132^2 - 0,104^2) + 0,6 \cdot 3,14 \cdot 7850 \cdot (0,112^2 - 0,104^2) \right] = 138,1 \text{ кг.}$$

Варіант 2 – це доробка конструкції існуючого екземпляра. Тут найважливіша вимога – мінімум змін існуючої конструкції та простота виконання доробки. З цих позицій найзручніше збільшити приведену масу встановивши всередину роликів сталеві прутки (як показано на рис. 3).

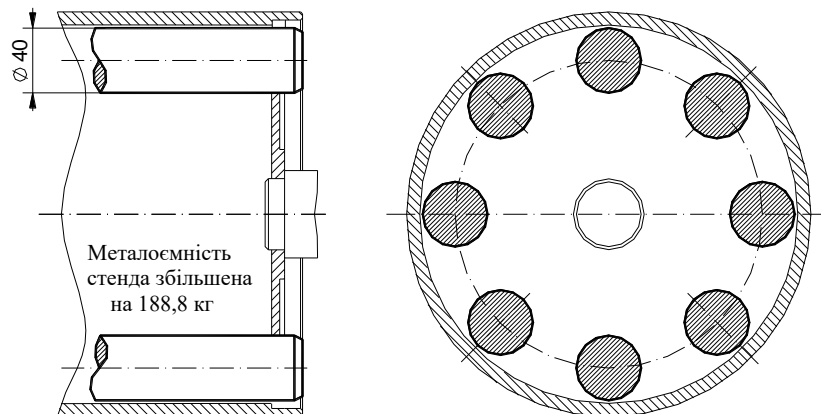


Рис. 3. Збільшення приведенної маси існуючого екземпляра стенда

Визначимо необхідний діаметр та кількість прутків. Прийемо діаметр прутка 40 мм. Власний момент інерції прутка

$$I_0 = \frac{L \cdot \pi \cdot \rho \cdot R^4}{2} = \frac{0,6 \cdot 3,14 \cdot 7850 \cdot 0,02^4}{2} = 0,0012 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

де $L = 0,6$ м – довжина прутка, що дорівнює довжині ролика.

Як зазначалося вище, момент інерції зростає пропорційно 4-й степені радіуса. Тому розташовувати прутки необхідно максимально близько до внутрішньої сторони ролика. Виходячи з цього, радіус установки прутків прийемо рівним 0,09 м.

Момент інерції прутка, встановлений на радіусі l ,

$$I = I_0 + m_n \cdot l^2, \quad (21)$$

де m_n – маса прутка, кг; $l = 0,09$ м – радіус установки прутка.

Маса прутка: $m_n = L \cdot \pi \cdot \rho \cdot R^2 = 0,6 \cdot 3,14 \cdot 7850 \cdot 0,02^2 = 5,9$ кг.

Тоді: $I = 0,0012 + 5,9 \cdot 0,09^2 = 0,05$ кг·м².

Потрібна кількість прутків: $n = \frac{I_p}{I} = \frac{0,405}{0,05} \approx 8$. Металоємність стенда збільшиться на масу встановлених прутків: $m = m_n \cdot n \cdot 4 = 5,9 \cdot 8 \cdot 4 = 188,8$ кг.

Висновки

1. Вимірювання моментів інерції коліс автомобілів AUDI-80 B4 і ВАЗ-2115 навіть на малій вибірці і при близьких ступенях зносу рисунка протектора показало достатньо велику варіацію моментів інерції – до 17 %.

2. Для зменшення невизначеності інерційної маси коліс та трансмісії автомобіля розроблено методику визначення приведеної маси трансмісії на роликівому стенді за двома режимами розгону автомобіля на стенді. Режим 1: розгін від приводу стенда, обертаються два колеса. Режим 2: розгін від приводу стенда, обертається одне колесо. Використовуючи перший варіант можна точніше визначити приведену масу трансмісії ($\pm 1,283$ %), що зменшує похибку обчислення гальмівної сили.

4. Запропоновані варіанти доробки конструкції стенда ПДС-Л для того, щоб збільшити приведену інерційну масу стенда. Це треба зробити таким чином, щоб частка приведеної маси колеса і пов'язаних з ним частин автомобіля, що обертаються, була незначною і вносила похибку не більшу допустимої. З цих позицій найзручніше збільшити приведену масу, встановивши всередину роликів сталеві прутки. При цьому металоемність стенда збільшиться на 188,8 кг.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- [1]. Э. Х. Рабинович, «Исследование и совершенствование методов и средств стендовой проверки автомобильных тормозов» дис. канд. техн. наук, ХАДИ, Харьков, 1981.
- [2]. Н. Я. Говорущенко, В. П. Волков, Э. Х. Рабинович, И. А. Мармут и В. А. Зуев, *Роликовые стенды для проверки тормозных и тяговых свойств автомобилей (теория, расчет и конструирование)*. Харьков, Украина: ХНАДУ, 2009, 344 с.
- [3]. И. А. Мармут, «Разработка научно-методических основ проектирования передвижных станций диагностики» дис. канд. техн. наук, ХГАДТУ, Харьков, 2001.
- [4]. ДСТУ 3649:2010. Колісні транспортні засоби. Вимоги щодо безпечності технічного стану та методи контролювання. [Чинний від 2011-07-01]. Київ, 2011. 28 с. (Держспоживстандарт України).
- [5]. И. А. Мармут, «Влияние износа шин и деталей тормозных механизмов на точность стендовой проверки тормозов», *Збірник наукових праць ХНАДУ «Автомобільний транспорт»*, № 16, с. 34-38. 2005.
- [6]. ДСТУ 8816:2018. Шини пневматичні для легкових автомобілів та причепів до них. Загальні технічні умови. [Чинний від 2019-10-01]. Київ, 2019. 19 с. (Держспоживстандарт України).
- [7]. И. А. Мармут, «Моделирование процесса гальмування автомобіля на інерційному роликівому стенді» на *Міжнародній науково-практичній конференції «Синергетика, мехатроніка, телематика дорожніх машин і систем у навчальному процесі та науці»*, Харків, 2017, с. 155-159.
- [8]. И. А. Мармут, «Математичні моделі стендової діагностики гальмівних систем автомобілів», *Науковий журнал Луцького НТУ «Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті»*, № 2(11), с. 90-96, 2018.
- [9]. М. М. Гернет, В. Ф. Ратобильский, *Определение моментов инерции*, Москва: Машиностроение, 1979.
- [10]. В. А. Анохин «Опытное определение моментов инерции вращающихся деталей машин», в *«Вопросы расчёта, конструирования и исследования автомобиля»*, Москва: Машиностроение, 1968, с. 129-140.

Мармут Ігор Арнольдович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри технічної експлуатації і сервісу автомобілів ім. проф. Говорушенка М. Я., e-mail: mia2005.62@ukr.net

Себко Дмитро Павлович – аспірант кафедри технічної експлуатації і сервісу автомобілів ім. проф. Говорушенка М. Я., e-mail: dsebko@gmail.com

Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків

Кашканов Андрій Альбертович – д-р. техн. наук, професор, професор кафедри автомобілів та транспортного менеджменту, e-mail: a.kashkanov@gmail.com.

Кашканов Віталій Альбертович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри автомобілів та транспортного менеджменту, e-mail: kash_2004@ukr.net

Вінницький національний технічний університет, м. Вінниця

I. Marmut¹
A. Kashkanov²
V. Kashkanov²
D. Sebko¹

Optimization of the inertial mass of the brake roller stand

¹Kharkiv National Automobile and Highway University

²Vinnitsia National Technical University

The article deals with the issues of modeling conditions for obtaining diagnostic information when checking the braking properties of cars on a roller stand.

As many studies show, roller stands of inertial type provide the most reliable information about the technical condition of the car. This concern, first of all, the parameters that determine the accuracy of simulation on the stand of real speed and thermal conditions. The accuracy of diagnosing the brake system of a car on an inertial test bench depends on many factors. One of the determining factors is the value of the reduced masses of rotating elements in the "car-stand" system: rollers, wheels and car transmission parts. The main design parameter of the inertial roller stand is the diameter of the roller. The reduced mass of the transmission can be determined by measuring the moments of inertia of its individual parts and bringing them to a given axis. But this is a laborious process and takes a lot of time. At the same time, the reduced mass of the transmission is also variable due to the wear of parts. Therefore, methods are required to determine the reduced mass of the transmission of a particular vehicle, regardless of the degree of wear of parts.

To determine the reduced mass of the transmission, two modes of acceleration of the car on the stand are used: acceleration from the drive of the stand, while two wheels of the car rotate; acceleration from the stand drive, in which one wheel of the car rotates. The analysis of these modes is made and the equations for determination of the reduced mass of transmission are made.

The analysis of changes in the moments of inertia of the wheel and rotating parts of the car, as well as the radius of the wheel is carried out. Based on this, the general variation of the reduced mass of the wheel and associated rotating parts of the vehicle is presented. This variation can have a significant impact on the accuracy of diagnosis. The optimal way to compensate for this uncertainty may be to increase the reduced mass of the stand so that the proportion of the reduced mass of the wheel and the associated rotating parts of the car is a small part and introduces an error no more than acceptable.

Key words: brake system, roller stand, reduced mass, wheel radius, diagnostics.

Marmut Ihor – Ph. D. (Eng), Associate Professor, Associate Professor at the Department of Technical Operation and Service of Cars, e-mail: mia2005.62@ukr.net

Kashkanov Andriy – Dr. Sc. (Eng.), Professor, Professor of the Chair of Automobiles and Transportation Management, e-mail: a.kashkanov@gmail.com

Kashkanov Vitaliy – Ph. D. (Eng), Associate Professor, Associate Professor of the Department of Automobiles and Transport Management, e-mail: kash_2004@ukr.net

Sebko Dmitry – Postgraduate at the Department of Technical Operation and Service of Cars, e-mail: dsebko@gmail.com