

І. А. Мармут¹
В. А. Кашканов²
В. О. Зуєв¹

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ОПОРУ КОЧЕННЯ КОЛІС АВТОМОБІЛЯ НА РОЛИКОВОМУ СТЕНДІ

¹Харківський національний автомобільно-дорожній університет

²Вінницький національний технічний університет

В статті розглянуті результати експериментальних досліджень опору кочення коліс автомобіля на роликовому стенді. Також встановлено залежність коефіцієнта сумарних опорів при коченні коліс по роликах стенда від швидкості.

Контроль і діагностування технічного стану рухомого складу автотранспорту з точки зору безпеки руху є однією з найважливіших проблем. Особливо важливий цей контроль для систем, технічний стан яких впливає на безпеку руху, перш за все, гальмівних систем, а також силового агрегату в режимі тягових випробувань. Зарубіжний і вітчизняний досвід свідчить про ефективність інструментального контролю. Його переваги – в достовірності значень параметрів, які перевіряються. До діагностичного обладнання відносяться роликові стенди, на яких можна здійснювати перевірку гальмівних і тягових властивостей автомобілів.

Як показують багато досліджень, зокрема, що проводилися на кафедрі технічної експлуатації та сервісу автомобілів ХНАДУ (ХАДІ), інерційні стенди дають більш достовірну інформацію про технічний стан автомобіля. Інерційний метод перевірки дозволяє відтворити реальні швидкісні і теплові режими роботи. Для підвищення точності діагностування автомобіля на роликовому стенді необхідно мати уявлення про характер взаємодії коліс автомобіля з роликами стенду.

Дослідження кочення колеса по роликах стенду виконували багато авторів, починаючи з 70-х років минулого століття. Однак всі ці дослідження проводилися на старих діагональних шинах. Зараз же на легкових автомобілях застосовуються тільки радіальні шини, опір коченню яких по роликах практично не вивчено. Тому повернення до вивчення цього питання є актуальним.

Опір перекачуванню коліс по роликах стенду буде істотно впливати на характер їх взаємодії при тривалих обкатних випробуваннях (внаслідок підвищеного нагріву контактуючих тіл, витрат потужності, порушення умов подібності тощо). Встановлено, що значення коефіцієнта опору коченню помітно залежить від співвідношення радіусів ролика і колеса, а також навантаження на контакт, тобто радіального зусилля притиснення колеса до ролика, а крім того – від швидкості та тривалості режиму.

Отримані результати експерименту дозволили вдосконалити теорію взаємодії колеса автомобіля з роликами діагностичного стенда інерційного типу. Також результати експериментів можна поширювати на різні типи шин і співвідношення радіусів колеса і ролика.

Ключові слова: автомобіль, роликовий стенд, опір коченню коліс, діаметр ролика, співвідношення радіусів ролика і колеса, система «колесо-ролики», швидкість.

Вступ

Постійне вдосконалення автомобілів, шин і мастильних матеріалів змушує повертатися до експериментальної оцінки опорів, тому дослідження методів і засобів такої оцінки важливі і актуальні. Прийнято вважати, що найбільш точні вимірювання на лабораторних установках – роликових стендах [1]. Також знання значень опорів необхідно для нормування і визначення діагностичних параметрів при перевірці автомобіля на роликовому стенді [2].

При перевірці автомобіля на роликовому стенді виникають сили, що перешкоджають обертанню коліс і робочих роликів. Це опір коченню й силі тертя в підшипниках коліс і роликів, а також у трансмісії стенда. У свій час ці сили докладно досліджував А. В. Серов, який показав, що опір коченню істотно залежить від співвідношення радіусів ролика (бігового барабана) і колеса – рис. 1 [3]. Він проводив вимірювання переважно на вантажних шинах. В. М. Варфоломєєв експериментально встановив, що у вантажних шин питомий опір коченню менший, ніж у менш твердих легкових [4]. Е. Х. Рабінович, експериментуючи з легковими шинами, виявив помітну залежність сумарних опорів від швидкості при малому впливі навантаження шини (в області реальних навантажень) – рис. 2 [5].

Однак всі ці дослідження проводилися на старих діагональних шинах. Зараз же на легкових автомобілях застосовуються тільки радіальні шини, опір коченню яких по роликах не вивчено.

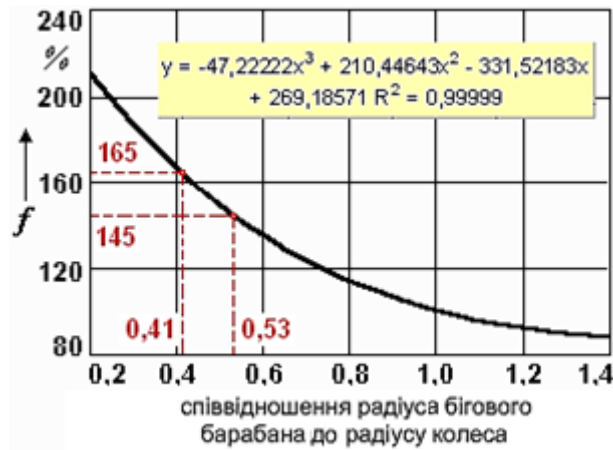


Рис. 1. Вплив діаметра бігового барабана на опір коченню шини по барабану [3]

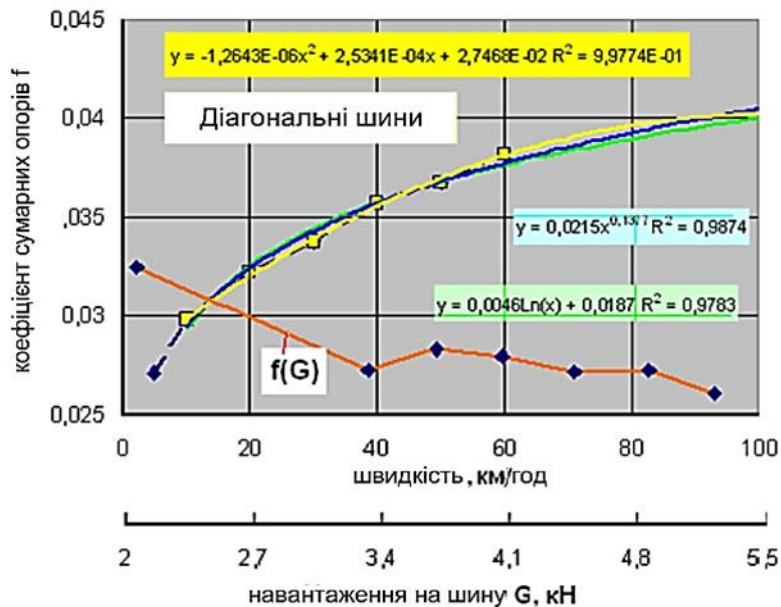


Рис. 2. Залежність коефіцієнта сумарних опорів діагональних шин 6,70–15 на одиночному роликку діаметром 374 мм від швидкості та навантаження на шину [5]

Метою роботи є експериментальна перевірка зміни опору коченню радіальної шини легкового автомобіля по роликах інерційного стенда в залежності від швидкості.

Результати дослідження

На кафедрі технічної експлуатації і сервісу автомобілів ХНАДУ були проведені відповідні експериментальні дослідження на автомобілі Škoda Fabia. Методом вибігу було визначено опір обертання робочих роликів стенда пересувної діагностичної станції легкових автомобілів (ПДС-Л) (діаметр роликів стенда складає 240 мм) і коліс з радіальними шинами 175/70R13 82T Cordiant Sport. У проведеному експерименті співвідношення діаметрів ролика і шини становило $240/580=0,414$, а у дослідженні [5] – $374/705=0,53$.

Відповідні опори коченню – 145 і 165 %, тобто в нашому експерименті можна чекати збільшення опорів в 1,14 рази. На рис. 1 ці точки виділені пунктиром.

З іншого боку, сучасні радіальні шини, особливо зі сталевим кордом, мають набагато менші опори коченню (рис. 3 [6]).

У таблиці на рис. 3 наведені розраховані нами значення « $A d/r$ », тобто співвідношення коефіцієнтів опору коченню діагональних шин «супербалон» з коефіцієнтом профілю 0,95 (крива 1) і радіальних шин з металокордом швидкісних категорій S і T (крива 5). Якщо прийняти, що у радіальних шин на роликах характер залежності $f(V)$ такий же, як у діагональних, але значення f в 1,14 рази вища через менші ролики й у « $A d/r$ » разів нижча завдяки конструкції шини, то очікувана залежність коефіцієнта сумарних опорів обертання коліс і роликів від швидкості може виглядати, як показано на рис. 4. Це

припущення було перевірено експериментально.

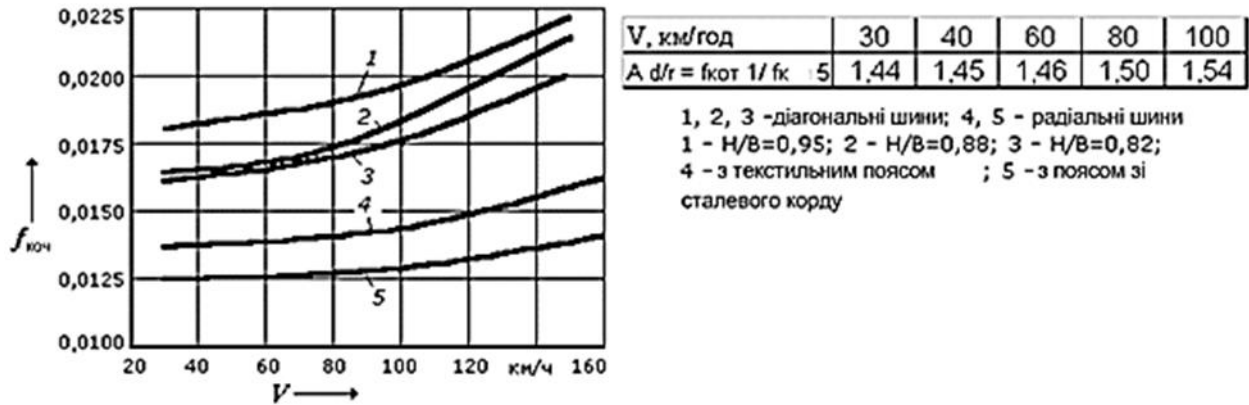


Рис. 3. Опір коченню шин різних типів (графіки з [4])

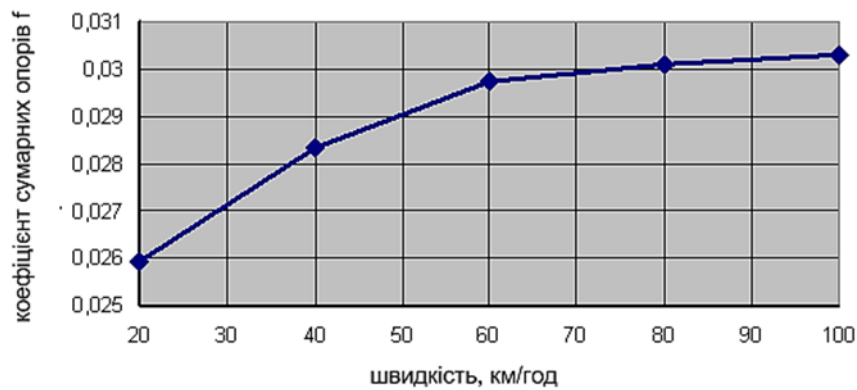


Рис. 4. Очікувана залежність коефіцієнта сумарних опорів обертанню роликів і коліс із радіальними шинами від швидкості

В ході експерименту було проведено розгін коліс автомобіля і роликів стенда двигуном автомобіля до потрібної швидкості. Потім виключали передачу і виконували реєстрацію показників вибігу. Це проводили за допомогою запису на відео руху стрілки спідометра [7]. Спідометр було попередньо відградуєвано на дорозі. Було проведено дві серії вимірювань: перша – з водієм масою 70 кг і трьома пасажирами загальною масою 300 кг на задньому сидінні, друга серія вимірювань – з одним водієм. У першій серії випробувань, при середній відстані від передньої осі до центру мас пасажера 2,1 м і колісної бази 2,4 м, додаткове навантаження на задню вісь складало 265 кг, загальне навантаження на вісь складає: $545 + 265 = 810 \text{ кг} = 7945 \text{ Н}$. У другій серії випробувань навантаження на вісь складає: $G = 510 + 70/2 = 545 \text{ кг} = 5345 \text{ Н}$. Всього було виконано (без тривалих пауз) 16 замірювань з пасажирами і 7 вимірювань з одним водієм.

Відомо, що для стабілізації теплового режиму шин в русі потрібен певний час. При проведенні експериментів стабілізацію оцінювали за загальним часом вибігу від 80 км/год до 20 км/год і від 40 км/год до 20 км/год (рис. 5). Були відбраковані перші 7 вимірювань, а решта, з 8-го по 23-й – залишені для подальшої обробки. Усього було виконано 9 вимірювань з водієм і пасажирами і 7 з одним водієм.

Відеозаписи оброблялися, як описано в [7]. Додатково обчислювалося середнє сповільнення j_i на кожній i -й ділянці і середній сумарний опір F_i (сума опорів коченню та тертя в підшипниках колеса й стенда та у силових передачах стенда):

$$j_i = \frac{(V_{i-1} - V_i)}{3,6 \cdot \Delta t_i}; \quad F_i = (2 \cdot m_k + m_{тр} + m_{ст}) \cdot j_i, \quad (1)$$

де $m_k, m_{тр}, m_{ст}$ – приведені до точки контакту колеса з роликом маси колеса, трансмісії й стенда.

Приведена маса визначається за відомою формулою

$$m = \frac{I}{R^2}. \quad (2)$$

де I – момент інерції тіла, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; R – радіус поверхні, до якої приводиться рух, м .

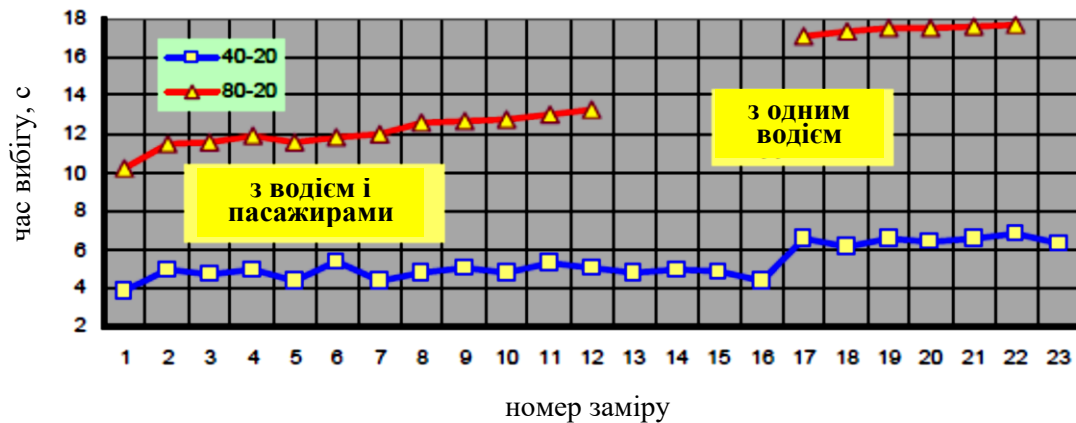


Рис. 5. Зміна загального часу вибігу від 80 км/год до 20 км/год та від 40 км/год до 20 км/год від виміру до виміру

Моменти інерції двох ведучих коліс становили $0,605472 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ і $0,588163 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$, у сумі – $1,1936 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$, трансмісії – $0,371 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ [8]. Радіус кочення шини по роликах, згідно з експериментальними даними, отриманими на кафедрі ТЕСА ХНАДУ, на 1,5...3 % більший статичного радіуса на дорозі. В нашому випадку при $R_{ст} = 264 \text{ мм}$ це складе $264 \cdot (1,015 \dots 1,03) = 268 \dots 272 \text{ мм}$. Приймаємо для розрахунку – 270 мм . Тоді сумарна приведена маса двох коліс складе $1,1936 / 0,272^2 = 16,37 \text{ кг}$, а трансмісії – $0,371 / 0,272^2 = 5,09 \text{ кг}$. Приведена маса стенда ПДС-Л – 200 кг .

Сумарна приведена маса складає: $2 \cdot m_k + m_{тр} + m_{ст} = 16,37 + 5,09 + 200 \approx 221,5 \text{ кг}$.

Коефіцієнт сумарних опорів:

$$f = \frac{F}{G} \quad (3)$$

Результати обробки зведені в табл. 1 і проілюстровані на рис. 6.

Таблиця 1

Результати обробки експериментальних даних

$V_{сер}, \text{ км/ГОД}$	78,03	60,65	43,27	25,88	8,60
З водієм і пасажирами					
$j, \text{ м/с}^2$	1,2639	1,1339	1,3095	0,9863	0,9067
$F, \text{ Н}$	279,96	251,17	290,05	218,46	200,84
f	0,03524	0,03161	0,03651	0,02750	0,02528
$P_{тр}, \text{ Н}$	42,88	35,28	27,67	20,07	12,51
$F - P_{тр}, \text{ Н}$	237,08	215,89	262,38	198,38	188,33
f	0,02984	0,02717	0,03302	0,02497	0,02370
$f_{1пр},$	0,03309	0,03017	0,02801	0,02664	0,02512
З одним водієм					
$j, \text{ м/с}^2$	1,0332	0,8426	0,9294	0,7427	0,6767
$F, \text{ Н}$	228,84	186,64	205,86	164,51	149,89
f	0,04281	0,03492	0,03852	0,03078	0,02804
$F - P_{тр}, \text{ Н}$	185,96	151,37	178,19	144,44	137,38
f	0,0348	0,0283	0,0333	0,0270	0,0257
$f_{1пр},$	0,03150	0,02984	0,02864	0,02781	0,02717

Однак слід пам'ятати, що на відміну від експерименту, описаного в [5], експеримент на стенді ПДС-Л проводився не з веденими колесами, а з ведучими. Тому до перерахованих вище опорів обертання додалися і опори холостого ходу трансмісії $P_{тр}$.

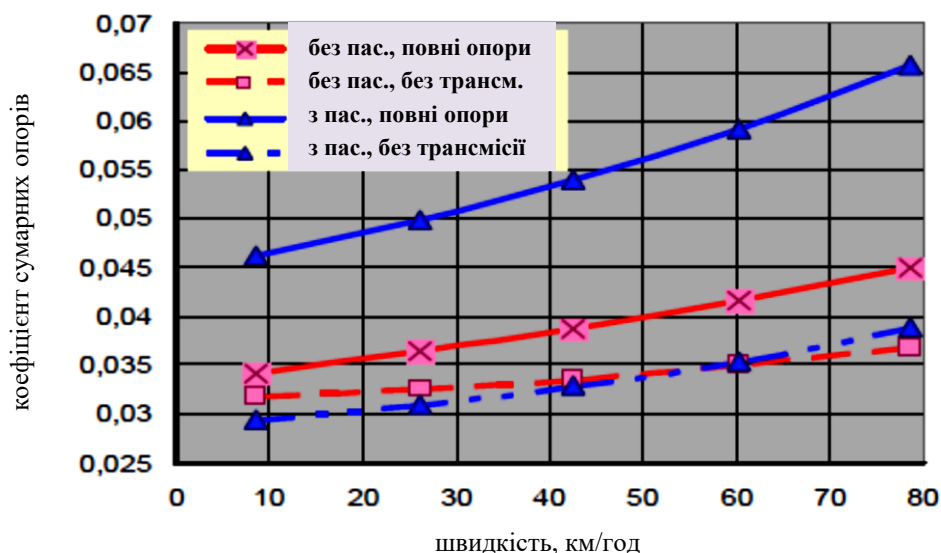


Рис. 6. Сумарні опори обертанню ведучих коліс і роликів стенду

Ці опори були досліджені раніше і вимірювалися на тій же моделі автомобіля (Škoda Fabia) [7]. Було встановлено, що в першому наближенні їх залежність від швидкості можна описати лінійною функцією:

$$P_{\text{тр}} = 8,75 + 0,4374 \cdot V. \quad (4)$$

Якщо відняти ці опори з розрахованих значень F , то можна отримати чисті опори обертанню коліс і роликів nf і відповідний коефіцієнт f . Ці розрахунки і їх результати також відображені в табл. 1 і на рис. 6.

Крім того, в цьому експерименті колеса спиралися на спарені ролики, а в дослідженні [5] – на поодинокі. На одиночному ролику, встановленому строго під колесом, нормальне зусилля в контактні шини і ролика дорівнює вертикальному навантаженню на колесо G . На спарених роликах є два контакти і, відповідно, дві нормальні сили – N_1 і N_2 . Кожна з них створює опір коченню, а оскільки їх сума більша, ніж вертикальне навантаження G , то і опір коченню, і тертя в підшипниках стенду виявляються вищими. Це також можна врахувати.

Геометрична схема системи «колесо-ролики» для стенду ПДС-Л представлена на рис. 7.

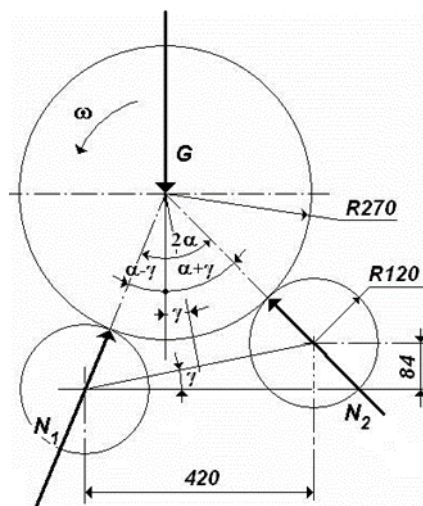


Рис. 7. Колесо на спарених роликах стенда ПДС-Л

Показані кути мають такі значення (у першому наближенні, якщо зневажити розходженням радіусів колеса в контактні з переднім і заднім роликом): $\alpha = 33,3^\circ$, $\gamma = 11,3^\circ$.

Якщо далі зневажити тангенціальними силами опорів обертанню й циркуляцією потужності через наявність ланцюгової передачі між переднім і заднім роликами, то рівновага сил у системі «колесо-

ролики» можна описати двома рівняннями статички:

$$\begin{cases} \sum X = 0; & N_1 \cdot \sin(\alpha - \gamma) - N_2 \cdot \sin(\alpha + \gamma) = 0; \\ \sum Y = 0; & N_1 \cdot \cos(\alpha - \gamma) + N_2 \cdot \cos(\alpha + \gamma) - G = 0. \end{cases} \quad (5)$$

Система (5) розв'язується звичайними методами й дає досить зручне вираження, що пов'язує суму радіальних реакцій з вертикальним навантаженням на колесо:

$$N_1 + N_2 = G \frac{\cos \gamma}{\cos \alpha}. \quad (6)$$

У нашому випадку співвідношення косинусів дорівнює 1,17325. Було підраховано наведений до одного ролика коефіцієнт сумарних опорів (за винятком втрат у трансмісії) $f_{1пр}$, поділивши отримані вище значення f на зазначене співвідношення косинусів. Ці результати також наведені в таблиці 1 і проілюстровані на рис. 7, де для наочності наведені графіки f з рисунка 6 і графік очікуваної залежності з рисунка 4.

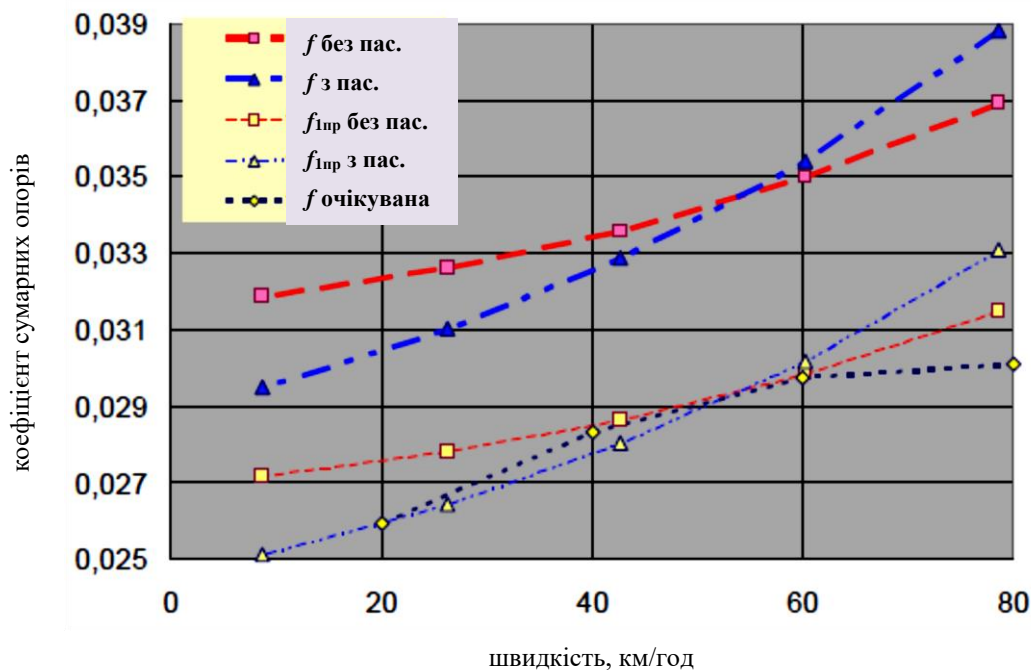


Рис. 7. Експериментальні залежності коефіцієнта сумарних опорів f на спарених роликах і приведеного до одного ролика $f_{1пр}$ від швидкості

Висновки

1. Залежність усереднених значень $f_{1пр}$ від швидкості в вивченому діапазоні швидкостей добре апроксимується поліномом другого ступеня:

$$f_{1пр} = 6,6042 \cdot 10^{-7} \cdot V^2 + 2,9737 \cdot 10^{-5} \cdot V + 0,025858. \quad (7)$$

2. На відміну від результатів [5], отримана крива увігнута, як і на дорозі, або на шинних стендах з роликами великого діаметра. Однак, з огляду на особливості експерименту, надійніше буде обмежитися лінійною функцією

$$f_{1пр} = 8,74 \cdot 10^{-5} \cdot V + 0,025. \quad (8)$$

3. Слід зазначити, що розрахована очікувана вище залежність дуже непогано узгоджується з експериментальними результатами – зокрема, в області до 60 км/год, де використані виміряні в дослідженні [5] значення, а не екстрапольовані.

4. Отже, маючи деякі експериментальні результати, а також відомі залежності $f(V)$ для дороги і графік А. В. Серова (див. рис. 1), можна поширювати результати експериментів на інші типи шин і співвідношення радіусів колеса і ролика. Це практично важливий висновок, але тут, однак, потрібно дотримуватися обережності, оскільки сили опору обертанню включають в себе і втрати в стенді, а вони будуть істотно залежати від ваги роликів і від конструкції стенду, зокрема, його механічних передач. Для цього необхідні додаткові дослідження.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- [1]. 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.
- [2]. И.А. Мармут, «Разработка научно-методических основ проектирования передвижных станций диагностики» дис. канд. техн. наук, автомоб. фак-т, ХГАДТУ, Харьков, 2001.
- [3]. А. В. Серов. *Стенды для контроля технического состояния и обкатки лесотранспортных машин*. Москва: Лесная промышленность, 1969, 320 с.
- [4]. В. Н. Варфоломеев, «Исследование методов диагностирования технического состояния тормозов автомобилей» дис. канд. техн. наук, ХАДИ, Харьков, 1969.
- [5]. Э. Х. Рабинович, «Исследование и совершенствование методов и средств стендовой проверки автомобильных тормозов» дис. канд. техн. наук, ХАДИ, Харьков, 1981.
- [6]. Й. Раймпель. *Шасси автомобиля. Амортизаторы, шины и колеса*. Москва: Машиностроение, 1986, 320 с.
- [7]. Э. Х. Рабинович, М. Х. Буравцев, и В. А. Павлов, «Применение спутниковой навигации и видеотехники при испытаниях автомобилей» на *XV научно-технической конференции с международным участием. Транспорт, экология – устойчивое развитие*, Варна, 2009, с. 590-597.
- [8]. Э. Х. Рабинович, В. А. Зуев, М. А. Горбачевский, В. И. Мармут, и С. С. Полевой, «Определение момента инерции и сопротивлений холостого хода трансмиссии легкового автомобиля» на *XV научно-технической конференции с международным участием. Транспорт, экология – устойчивое развитие*, Варна, 2009, с. 598-604.

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

Зуєв Володимир Олександрович – асистент кафедри технічної експлуатації і сервісу автомобілів ім. проф. Говорущенка М. Я., e-mail: vlal.zu@mail.ru.

Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків

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
V. Kashkanov²
V. Zuiev¹

Experimental study of the rolling resistance of car wheels on a roller stand

¹Kharkiv National Automobile and Highway University

²Vinnitsia National Technical University

The article considers the results of experimental studies of the rolling resistance of car wheels on a roller stand. Also, the dependence of the coefficient of total resistances during wheel rolling on the stand rollers on the speed was established.

Monitoring and diagnosing the technical condition of the rolling stock of vehicles from the point of view of traffic safety is one of the most important problems. This control is especially important for systems whose technical condition affects traffic safety, first of all, brake systems, as well as the power unit in the traction test mode. Foreign and domestic experience testifies to the effectiveness of instrumental control. Its advantages lie in the reliability of the values of the checked parameters. The diagnostic equipment includes roller stands, on which you can check the braking and traction properties of cars.

As shown by many studies, in particular, carried out at the Department of Technical Operation and Service of Automobiles, KhNADU (HADI), inertial stands provide more reliable information about the technical condition of the car. The inertial test method allows you to reproduce real speed and thermal modes of operation. To improve the accuracy of diagnosing a car on a roller stand, it is necessary to have an idea of the nature of the interaction of the car wheels with the stand rollers.

Studies of wheel rolling on the stand rollers have been carried out by many authors since the 70s of the last century. However, all of these studies were conducted on old bias tires. Now, only radial tires are used on passenger cars, the rolling resistance of which on rollers has practically not been studied. Therefore, returning to the study of this issue is relevant.

The rolling resistance of wheels on the rollers of the stand will significantly affect the nature of their interaction during long-term running tests (due to increased heating of contacting bodies, power losses, violation of similarity conditions, etc.). It was found that the value of the rolling resistance coefficient noticeably depends on the ratio of the radii of the roller and the wheel, as well as the contact load, that is, the radial force of pressing the wheel against the roller, and in addition, on the speed and duration of the mode.

The obtained results of the experiment made it possible to improve the theory of the interaction of a car wheel with the rollers of an inertial diagnostic stand. Also, the results of the experiments can be extended to different types of tires and the ratio of the radii of the wheel and roller.

Key words: car, roller stand, wheel rolling resistance, roller diameter, roller-to-wheel radius ratio, wheel-rollers system, speed.

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

Zuiev Volodymyr – Teaching Assistant at the Department of Technical Operation and Service of Cars, e-mail: vlal.zu@mail.ru.

И. А. Мармут¹
В. А. Кашканов²
В. А. Зуев¹

Экспериментальное исследование сопротивления качению колес автомобиля на роликовом стенде

¹Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

²Винницкий национальный технический университет

В статье рассмотрены результаты экспериментальных исследований сопротивления качению колес автомобиля на роликовом стенде. Также установлена зависимость коэффициента суммарных сопротивлений при качении колес по роликам стенда от скорости.

Контроль и диагностирование технического состояния подвижного состава автотранспорта с точки зрения безопасности движения является одной из важнейших проблем. Особенно важен этот контроль для систем, техническое состояние которых влияет на безопасность движения, прежде всего, тормозных систем, а также силового агрегата в режиме тяговых испытаний. Зарубежный и отечественный опыт свидетельствует об эффективности инструментального контроля. Его преимущества – в достоверности значений проверяемых параметров. К диагностическому оборудованию относятся роликовые стенды, на которых можно осуществлять проверку тормозных и тяговых свойств автомобилей.

Как показывают многие исследования, в частности, проводившиеся на кафедре технической эксплуатации и сервиса автомобилей ХНАДУ (ХАДИ), инерционные стенды дают более достоверную информацию о техническом состоянии автомобиля. Инерционный метод проверки позволяет воспроизвести реальные скоростные и тепловые режимы работы. Для повышения точности диагностирования автомобиля на роликовом стенде необходимо иметь представление о характере взаимодействия колес автомобиля с роликами стенда.

Исследования качения колеса по роликам стенда выполняли многие авторы, начиная с 70-х годов прошлого века. Однако все эти исследования проводились на старых диагональных шинах. Сейчас же на легковых автомобилях применяются только радиальные шины, сопротивление качению которых по роликам практически не изучено. Поэтому возвращение к изучению этого вопроса является актуальным.

Сопротивление перекачивания колес по роликам стенда будет существенно влиять на характер их взаимодействия при длительных обкаточных испытаниях (вследствие повышенного нагрева контактирующих тел, потерь мощности, нарушение условий подбоя и т.д.). Установлено, что значение коэффициента сопротивления качению заметно зависит от соотношения радиусов ролика и колеса, а также нагрузки на контакт, то есть радиального усилия прижатия колеса к ролику, а кроме того – от скорости и продолжительности режима.

Полученные результаты эксперимента позволили усовершенствовать теорию взаимодействия колеса автомобиля с роликами диагностического стенда инерционного типа. Также результаты экспериментов можно распространять на различные типы шин и соотношение радиусов колеса и ролика.

Ключевые слова: автомобиль, роликовый стенд, сопротивление качению колес, диаметр ролика, соотношение радиусов ролика и колеса, система «колесо-ролики», скорость.

Мармут Игорь Арнольдович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры технической эксплуатации и сервиса автомобилей им. проф. Говорущенко Н. Я., e-mail: mia2005.62@ukr.net.

Кашканов Виталий Альбертович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры автомобилей и транспортного менеджмента, e-mail: kash_2004@ukr.net.

Зуев Владимир Александрович – ассистент кафедры технической эксплуатации и сервиса автомобилей им. проф. Говорущенко Н. Я., e-mail: vlal.zu@mail.ru.