

Мармут І.А.¹, Зуєв В.О.²¹Харківський національний автомобільно-дорожній університет²Галицький фаховий коледж імені В'ячеслава Чорновола

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ МОМЕНТУ ІНЕРЦІЇ ТРАНСМІСІЇ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБІЛЯ

У статті розглянуті результати експериментальних досліджень моменту інерції трансмісії легкового автомобіля. Також обчислено опір холостого ходу у трансмісії.

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, а також силового агрегату в режимі тягових випробувань. Зарубіжний і вітчизняний досвід свідчить про ефективність інструментального контролю. До діагностичного обладнання відносяться роликіві стенди, на яких можна здійснювати перевірку гальмівних і тягових властивостей автомобілів.

Як показують багато досліджень, зокрема, що проводилися на кафедрі технічної експлуатації і сервісу автомобілів ХНАДУ (ХАДІ), інерційні стенди дають більш достовірну інформацію про технічний стан автомобіля (дозволяють відтворити реальні швидкісні і теплові режими роботи). Для нормування та визначення діагностичних параметрів при перевірці автомобіля на роликівому стенді необхідно знати приведені маси (або приведені моменти інерції) коліс, трансмісії та двигуна.

Для цього експериментально визначено момент інерції трансмісії автомобіля конкретної моделі методом вибігу і більш точним методом біфілярного підвісу. В якості експериментального об'єкту було вибрано трансмісію автомобіля «Ford Sierra 1.6 4MT». Виконано вимірювання моменту інерції трансмісії методом вибігу на справному автомобілі з використанням найпростіших вимірювальних засобів – спідометра і відеозапису та методом підвісу – на наявних частинах розібраної трансмісії від іншого екземпляра тієї ж моделі.

Отримані результати експериментів дозволили встановити, що метод вибігу дозволяє визначити момент інерції автомобільної трансмісії досить точно (розбіжність складає 1,6%). Таким чином, менш трудомісткий метод вибігу можна використовувати для вимірювання моменту інерції трансмісії – принаймні у тих завданнях, які не вимагають дуже високої точності.

Ключові слова: момент інерції, трансмісія, біфілярний підвіс, вибіг, спідометр, відеозапис, опір холостого ходу.

ВСТУП

Як відомо, в процесі експлуатації технічний стан автомобілів погіршується. 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. Необхідний елемент розумної системи технічної експлуатації автомобілів – діагностика, тобто регулярне отримання інформації про поточний стан об'єкта. Це можна здійснити за допомогою відповідного діагностичного обладнання. До діагностичного обладнання відносяться роликіві стенди, на яких можна здійснювати перевірку гальмівних і тягових властивостей автомобілів [1, 2].

Як показують багато досліджень, зокрема, що проводилися на кафедрі технічної експлуатації і сервісу автомобілів ХНАДУ (ХАДІ), інерційні стенди дають більш достовірну інформацію про технічний стан автомобіля (дозволяють відтворити реальні швидкісні і теплові режими роботи).

АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Для нормування та визначення діагностичних параметрів при перевірці автомобіля на роликівому стенді необхідно знати приведені маси (або приведені моменти інерції) коліс, трансмісії та двигуна. У статті [3] описані результати експериментів щодо вимірювання моментів інерції коліс легкових автомобілів.

Також у ХНАДУ на кафедрі технічної експлуатації і сервісу автомобілів ім. проф. Говоруценка М.Я. впродовж багатьох років проводилися дослідження по вдосконаленню методів стендового та дорожнього діагностування автомобілів. Досліджувалися наступні питання: аналіз опорів руху легкового автомобіля при вибігу, визначення опорів холостого ходу автомобільної механічної трансмісії, визначення моменту інерції автомобільного двигуна методом розгону, визначення інерційних мас трансмісії та коліс автомобіля на роликівому стенді, дорожнє діагностування легкових автомобілів. Результати досліджень викладалися у статтях [4-7] та монографії [8]. Розглянемо питання визначення моменту інерції трансмісії.

ЦІЛЬ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

Метою дослідження є вдосконалення методів оцінки моменту інерції трансмісії легкового автомобіля з використанням найпростіших вимірювальних засобів. Для досягнення поставленої мети були проведені експериментальні дослідження по визначенню моменту інерції трансмісії автомобіля «Ford Sierra 1.6 4MT» методами вибігу та біфілярного підвісу.

При дослідженні виходимо з того, що запропонований метод досліджень повинний забезпечувати:

- об'єктивність оцінки параметрів, які заміряються;
- стабільність вимірів;
- простоту і доступність для обслуговуючого персоналу;
- необхідну точність вимірів.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

Традиційно для визначення моменту інерції трансмісії використовують метод вибігу, запропонований у свій час Я.Є. Фаробінім та докладно описаний В.В. Московкіним у книзі [9]. Суть методу полягає у наступному: автомобіль встановлюють на опори, розганяють двигуном вивішені колеса до заданої швидкості, від'єднують від двигуна трансмісію та записують діаграму вільного вибігу трансмісії та коліс (або просто вимірюють час вибігу до другої заданої швидкості або до повної зупинки). Потім знімають колеса та повторюють випробування. Ці два режими описуються очевидними рівняннями (для простоти та наочності опишемо рух як поступальний, приведений до бігової доріжки ведучих коліс):

$$\begin{cases} j_1 \cdot \sum m_{\text{тп}} = \sum F_1; \\ j_1 \cdot (n \cdot m_{\text{к}} + \sum m_{\text{тп}}) = \sum F_2, \end{cases} \quad (1)$$

де j_1, j_2 – сповільнення у двох зазначених режимах, м/с²;
 $\sum F_1, \sum F_2$ – сума сил опору руху у двох режимах, Н;
 $\sum m_{\text{тп}}$ – сумарна приведена маса частин трансмісії, кг;
 $m_{\text{к}}$ – приведена маса ведучого колеса (диска з шиною), кг;
 n – кількість ведучих коліс, які зняті у другому етапі експерименту.

Далі приймають припущення, що сумарні сили опору в обох режимах однакові: «До механізмів, у яких внутрішні втрати та їх залежність від швидкості залишаються практично незмінними, якщо до їх вихідних елементів приєднати додаткову інерційну масу j , яка співвідносна з моментом інерції механізму J_M , відносяться двигун внутрішнього згоряння, агрегати трансмісії автомобіля, гідравлічні насоси, компресорні установки та ін.» [9]. Подальше рішення нескладне:

$$\sum m_{\text{тп}} = \frac{n \cdot m_{\text{к}} \cdot j_2}{(j_1 - j_2)} \quad \text{або} \quad \sum I_{\text{тп}} = \frac{n \cdot j_{\text{к}} \cdot j_2}{(j_1 - j_2)}, \quad (2)$$

де $\sum I_{\text{тп}}$ – приведений до колеса сумарний момент інерції частин трансмісії, кг·м².

Якщо, як зазначено в [9], вимірювати час обертання за інерцією трансмісії з усіма колесами t_1 і трансмісії зі знятими колесами t_2 , то

$$\sum m_{\text{тп}} = \frac{n \cdot m_{\text{к}} \cdot t_2}{(t_1 - t_2)} \quad \text{або} \quad \sum I_{\text{тп}} = \frac{n \cdot j_{\text{к}} \cdot t_2}{(t_1 - t_2)}. \quad (3)$$

Суму сил опору знаходять, підставляючи отримане значення приведеної маси трансмісії у будь-яке з вихідних рівнянь.

Було вирішено перевірити цей метод, особливо процитоване припущення, визначивши експериментально момент інерції трансмісії автомобіля конкретної моделі методом вибігу і більш точним методом біфілярного підвісу. В якості експериментального об'єкту було вибрано трансмісію автомобіля «Ford Sierra 1.6 4MT», оскільки була можливість виконати вимірювання методом вибігу на справному автомобілі та методом підвісу – на наявних частинах розібраної трансмісії від іншого екземпляра тієї ж моделі.

Метод біфілярного підвісу докладно описаний у [10]. Спочатку вимірювалися моменти інерції ведучих коліс із шинами 175/70R13 82T Cordiant Sport (0,605472 і 0,588163 кг м², в сумі – 1,1936 кг м²). Відповідна сумарна приведена маса двох коліс при радіусі кочення 0,281 м – 15,117 кг. Результати подальших вимірів представлені у табл. 1.

У методі вибігу використовувався як основний засіб вимірювання спідометр автомобіля, проградуїований на дорозі за часом проїзду мірних ділянок завдовжки 1 км. Результати показані у табл. 2 та на рис. 1.

Таблиця 1 – Моменти інерції елементів трансмісії автомобіля «Ford Sierra 1.6 4MT»

Найменування частини	I , кг·м ²
Проміжний вал коробки передач	0,000873
Диск зчеплення	0,003340
Первинний вал коробки передач	0,000295
Шестерня 3-ї передачі	0,000200
Шестерня 2-ої передачі	0,000401
Муфта включення 1-ої та 2-ої передач	0,000366
Муфта включення 3-ї та 4-ої передач	0,000366
Шестерня 1-ої передачі	0,000620
Вторинний вал коробки передач	0,000719
Карданний вал	0,008052
Ведучий вал головної передачі	0,000507
Швидкохідна частина трансмісії	0,015738
Момент інерції швидкохідної частини, приведений до колеса (при передавальному числі головної передачі 3,91)	0,240603
Ведена шестерня у зборі з диференціалом	0,001479
Гальмівний барабан (2 шт.)	0,057916×2
Напіввісь (2 шт.)	0,003389×2
Тихохідна частина трансмісії	0,124089
Трансмісія у зборі	0,364691
Приведена маса трансмісії (при $R_k = 0,281$ м)	4,619 кг

Таблиця 2 – Швидкість автомобіля «Ford Sierra 1.6 4MT», км/год

За спідометром	0	20	40	60	80	100
За часом проїзду 1 км		17,22	35,13	50,06	70,45	86,75
За лінійною апроксимацією	0,19	17,19	34,58	51,96	69,34	86,72

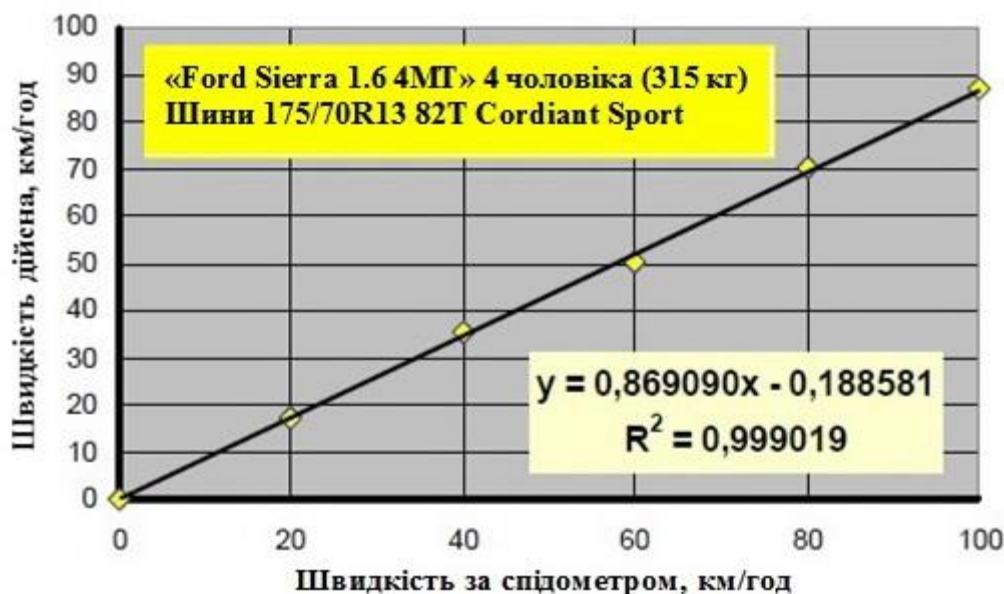


Рисунок 1 – Градувальний графік спідометра автомобіля «Ford Sierra 1.6 4MT»

Рух стрілки спідометра записувався цифровим фотоапаратом із відеофункцією під час вибігу. Записи оброблялися на комп'ютері у програмі VirtualDub. Усього було зроблено 28 записів вибігу без коліс та 35 записів вибігу з колесами. Після попереднього відбору залишено для подальшої обробки

12 записів вибігу без коліс та 11 – з колесами. За кожним записом реєструвався час проходження стрілкою спідометра оцифрованих точок на шкалі – 140, 120, 100, 80, 60, 40 та 20 км/год.

Далі були приведені ці дані до загального початкового моменту (0 секунд при 140 км/год) та усереднені. За формулою (3) розраховані значення моменту інерції трансмісії. Результати приведено в табл. 3 та на рис. 2.

Таблиця 3 – Показники вибігу та обчислення моменту інерції трансмісії автомобіля «Ford Sierra 1.6 4MT»

Швидкість за спідометром, км/год	140	120	100	80	60	40	20
Швидкість фактична, км/год	121,48	104,1	86,72	69,34	51,96	34,58	17,19
Час вибігу без коліс, с	0	0,374	0,926	1,496	2,13	2,724	4,018
Час вибігу з колесами, с	0	1,682	3,378	6,236	9,026	12,056	16,938
Момент інерції трансмісії з формули (3), кг·м ²		0,3415	0,4506	0,3766	0,3687	0,3484	0,3712

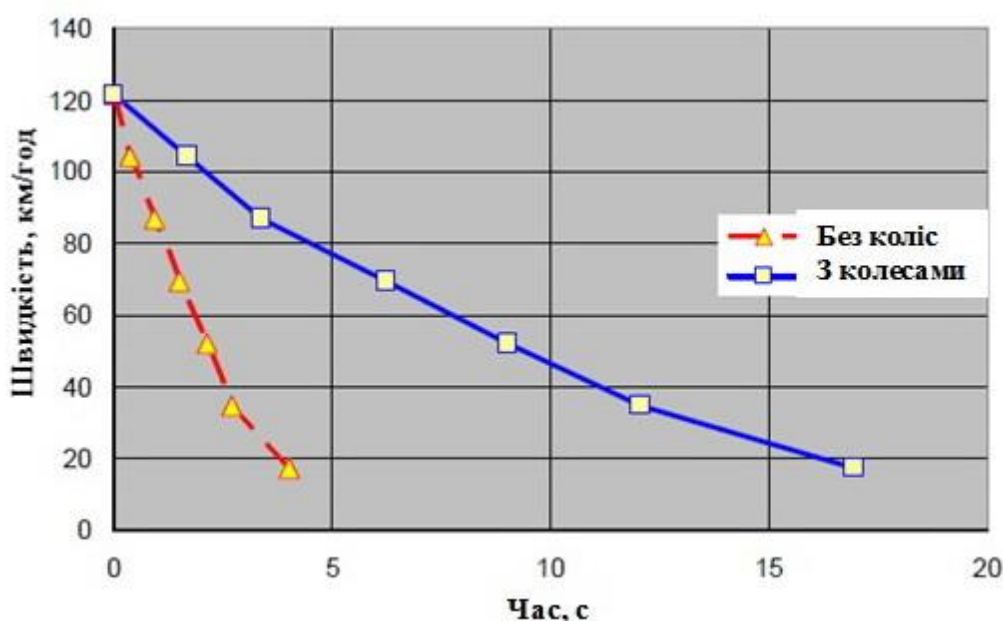


Рисунок 2 – Діаграми вибігу трансмісії автомобіля «Ford Sierra 1.6 4MT»

Як і слід очікувати, варіація розрахункового значення моменту інерції зменшується в міру охоплення все більших діапазонів швидкості та зростання загального часу вибігу. Такі самі результати дає розрахунок за формулою (2), за середнім сповільненням на ділянці від швидкості 140 км/год до V .

Приведена маса трансмісії обчислюється за відомою формулою

$$m_{\text{тп}} = I_{\text{тп}}/R^2, \quad (4)$$

де R – радіус приведення; у нашому випадку це динамічний радіус, м.

$$m_{\text{тп}} = \frac{0,217}{0,281^2} = 4,7 \text{ кг.}$$

Приведена маса трансмісії з колесами дорівнює: $m_{\text{тп}} = 4,7 + 15,117 = 19,817 \text{ кг.}$

Отже, отримане методом вибігу значення моменту інерції трансмісії $I_{\text{тп}} = 0,371 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ досить близько до того, що дав метод біфілярного підвісу – $I_{\text{тп}} = 0,365 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ (розбіжність 1,6%). Отже, менш трудомісткий метод вибігу можна використовувати для вимірювання моменту інерції трансмісії – принаймні у тих завданнях, які не вимагають дуже високої точності.

Для легкового автомобіля «Chevrolet Niva» 4×4 отримане методом вибігу також близьке

значення – $I_{тр} = 0,68 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ для всієї трансмісії, тобто 0,34 для приводу однієї ведучої осі [3]. Більше того, і для легкового автомобіля з переднім приводом «Daewoo Lanos» було отримано подібне значення $I_{тр} = 0,332 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ [3]. До цього вважалось, що у передньоприводного автомобіля момент інерції трансмісії має бути меншим, ніж у задньоприводного, але не очікувалося, що відмінність виявиться такою невеликою.

У тій же статті [3] було згадано, що, за опублікованими даними, у задньоприводного автомобіля «М-412», момент інерції веденого колеса з шиною 165-330 становить $I_k = 0,718 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, двох ведучих коліс разом з трансмісією – $I_k = 1,791 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$. Тоді момент інерції трансмісії складає

$$I_{тр} = 1,791 - 2 \cdot 0,718 = 0,355 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

Це мало відрізняється від отриманих результатів (на 2,8 та 4,5%, що цілком допустимо, оскільки вимірювалися різні екземпляри автомобілів одного сегменту).

Співвідношення моментів інерції трансмісії та колеса з шиною досліджених легкових автомобілів «Ford Sierra 1.6 4MT» та «Daewoo Lanos» близько 0,6.

Тепер можна оцінити втрати холостого ходу в трансмісії $P_{тр}$ залежно від швидкості. У книзі [9] вони представлені у вигляді:

$$P_{тр} = P_{тро} + \alpha \cdot V, \quad (5)$$

де $P_{тро}$ – сила опору обертанню трансмісії вхолосту при швидкості, близької до нуля (втрати на тертя, а також опір повільному проходженню деталей трансмісії через оливну ванну);

α – коефіцієнт, що характеризує швидкісні втрати в трансмісії, переважно гідравлічні;

V – швидкість (приведена до бігової доріжки колеса), км/год.

Значення $P_{тро}$ та α обчислюються в [9] досить складно, із застосуванням розроблених авторами таблиць. Фактично їх можна знайти набагато простіше – як коефіцієнти апроксимуючої функції залежності $P_{тр}$ від швидкості. А сумарну силу втрат холостого ходу $P_{тро}$ можна знайти як добуток сповільнення на приведену масу трансмісії.

Інтерес представляють втрати у трансмісії з колесами, тобто у звичайному робочому стані автомобіля. Однак цікаво також знайти втрати і без коліс, щоб перевірити описане вище припущення про рівність сил опору при обертанні трансмісії з колесами та без.

Розрахунки досить очевидні, не вимагають коментарів і тому зведені до табл. 4. Результати їх проілюстровані на рис. 3.

Таблиця 4 – Розрахунок втрат холостого ходу у трансмісії

Інтервал швидкості за спідометром, км/год	140-120	120-100	100-80	80-60	60-40	40-20
Інтервал швидкості фактична, км/год	121,48-104,1	104,1-86,72	86,72-69,34	69,34-51,96	51,96-34,58	34,58-17,19
Швидкість середня на ділянці, км/год	112,79	95,411	78,03	60,648	43,266	25,884
Вибіг без коліс						
Середнє сповільнення на ділянці, м/с ²	12,904	8,7522	8,4707	7,6136	8,1261	3,7308
Сила опору, Н	65,527	38,498	38,922	41,638	32,731	18,214
Вибіг із колесами						
Середнє сповільнення на ділянці, м/с ²	3,3736	2,2098	1,9455	1,7699	1,4499	1,0286
Сила опору, Н	66,854	43,791	38,554	35,074	28,733	20,383

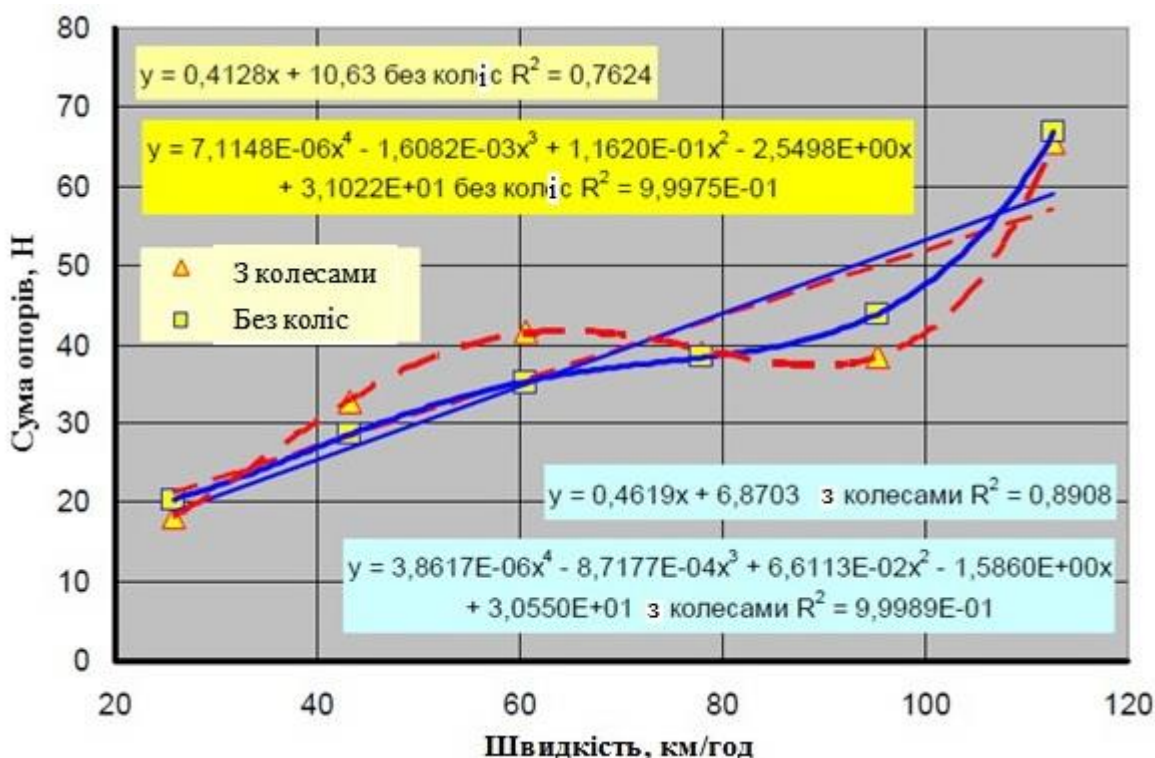


Рисунок 3 – Розрахункові втрати холостого ходу у трансмісії автомобіля «Ford Sierra 1.6 4MT»

ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

Як видно з рис. 3, втрати у трансмісії з колесами і без них помітно різняться – до 15% в окремих точках; характер залежності втрат холостого ходу від швидкості дуже далекий від лінійного. Добре її описують поліноми високих ступенів, що не дивно: втрати на перемішування оливи прийнято вважати пропорційними кубу швидкості. Але поки що йдеться про порівняно невелику складову загального опору руху автомобіля. В першому наближенні можна підібрати загальну пряму для обох випадків, що дає похибку менше 25%:

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

Втім, всі ці розбіжності можна пояснити недостатньою точністю використаних у експерименті вимірювальних засобів.

ВИСНОВКИ

Метод вибігу дозволяє визначити момент інерції автомобільної трансмісії досить точно навіть при використанні найпростіших вимірювальних засобів – спідометра та відеозапису. Для автомобіля «Ford Sierra 1.6 4MT» цей метод дав значення $I_{тр} = 0,371 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$. При вимірюванні моменту інерції методом підвісу – $I_{тр} = 0,365 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, тобто розбіжність складає 1,6%. Отже, менш трудомісткий метод вибігу можна використовувати для вимірювання моменту інерції трансмісії – принаймні у тих завданнях, які не вимагають дуже високої точності.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Говорущенко Н.Я., Волков В.П., Рабинович Э.Х., Мармут И.А., Зуев В.А. Роликовые стенды для проверки тормозных и тяговых свойств автомобилей (теория, расчет и конструирование). Харьков: ХНАДУ, 2009. 344 с.
2. Мармут І.А. Розробка науково-методичних основ проєктування пересувних станцій діагностики: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.20. Харків, 2001. 208 с.
3. Рабинович Э.Х., Зуев В.А. Учет моментов инерции автомобильных колес в задачах диагностики тормозных и тяговых свойств: *Транспорт, экология – устойчивое развитие*: материалы XIII науч.-техн. конф. с междунар. участием, г. Варна, 14-16 мая 2007 г. Варна, 2007. С. 709-715.
4. Волков В.П., Рабинович Э.Х., Белогуров Е.А., Кондратьев Э.А. Анализ сопротивлений

движению легкового автомобиля при выбеге: *Транспорт, экология – устойчивое развитие: материалы XVIII науч.-техн. конф. с междунар. участием*, г. Варна, 10-12 мая 2012 г. Варна, 2012. С. 317-321.

5. Владимир Волков, Владимир Зуев, Игорь Мармут, Эрнест Рабинович. Определение сопротивлений холостого хода автомобильной механической трансмиссии: *Транспорт, экология – устойчивое развитие: материалы XXIII науч.-техн. конф. с междунар. участием*, г. Варна, 15-17 июня 2017 г. Варна, 2017. С. 300-307.

6. Игорь Мармут, Эрнест Рабинович, Михаил Буравцев, Дмитрий Кушнир, Константин Здебский. Методы оценки дорожного и аэродинамического сопротивлений по выбегу автомобиля: *Транспорт, экология – устойчивое развитие: материалы XXV науч.-техн. конф. с междунар. участием*, г. Варна, 16-18 мая 2019 г. Варна, 2019. С. 89-96.

7. Игорь Мармут, Эрнест Рабинович. Метод определения инерционных масс трансмиссии и колёс автомобиля на роликовом стенде: *Транспорт, экология – устойчивое развитие: материалы XXVI науч.-техн. конф. с междунар. участием*, г. Варна, 8-10 октября 2020 г. Варна, 2020. С. 70-77.

8. Дорожное диагностирование легковых автомобилей: монография / Э.Х. Рабинович, В.П. Волков и др. Харьков: ХНАДУ, 2018. 279 с.

9. Высоцкий М.С., Беленький Ю.Ю., Московкин В.В. Топливная экономичность автомобилей и автопоездов: монография. Минск: Наука и техника, 1984. 208 с.

10. Гернет М.М., Ратобильский В.Ф. Определение моментов инерции. М.: Машиностроение, 1979. 247 с.

REFERENCES

1. Govorushchenko N.YA., Volkov V.P., Rabinovich E.KH., Marmut I.A., & Zuyev V.A. (2009). *Rolikovyie stendy dlya proverki tormoznykh i tyagovykh svoystv avtomobiley (teoriya, raschet i konstruirovaniye) [Roller stands for testing brake and traction properties of cars (theory, calculation and design)]*. Kharkov: KhNAHU [in Ukrainian].

2. Marmut I.A. (2001). *Rozrobka naukovo-metodichnih osnov proyektuvannya peresuvnih stancij diagnostiki [Development of scientific and methodological bases for designing mobile diagnostic stations]*. Candidate's thesis. Kharkov: KhNAHU [in Ukrainian].

3. Rabinovich E.H., Zuev V.A. (2007). *Uchet momentov inercii avtomobilnykh koles v zadachah diagnostiki tormoznykh i tyagovykh svoystv [Accounting for the moments of inertia of automobile wheels in the problems of diagnosing braking and traction properties]*. Proceedings from: *XIII nauchno-tekhnicheskaya konferenciya s mezhdunarodnym uchastiem «Transport, ekologiya – ustojchivoe razvitie» – XIII scientific and technical conference with international participation «Transport, ecology – sustainable development»*. (pp. 709-715). Varna [in Bulgaria].

4. Volkov V.P., Rabinovich E.H., Belogurov E.A., Kondratev E.A. (2012). *Analiz soprotivlenij dvizheniyu legkovogo avtomobilya pri vybege [Analysis of the resistance to movement of a passenger car during coastdown]*. Proceedings from: *XVIII nauchno-tekhnicheskaya konferenciya s mezhdunarodnym uchastiem «Transport, ekologiya – ustojchivoe razvitie» – XVIII scientific and technical conference with international participation «Transport, ecology – sustainable development»*. (pp. 317-321). Varna [in Bulgaria].

5. Vladimir Volkov, Vladimir Zuev, Igor Marmut, Ernest Rabinovich. (2017). *Opredelenie soprotivlenij holostogo hoda avtomobilnoj mehanicheskoy transmissii [Determination of idle resistance of an automotive manual transmission]*. Proceedings from: *XXIII nauchno-tekhnicheskaya konferenciya s mezhdunarodnym uchastiem «Transport, ekologiya – ustojchivoe razvitie» – XXIII scientific and technical conference with international participation «Transport, ecology – sustainable development»*. (pp. 300-307). Varna [in Bulgaria].

6. Igor Marmut, Ernest Rabinovich, Mihail Buravcev, Dmitrij Kushnir, Konstantin Zdebский. (2019). *Metody ocenki dorozhnogo i aerodinamicheskogo soprotivlenij po vybeгу avtomobilya [Methods for estimating road and aerodynamic resistances based on the run-out of a car]*. Proceedings from: *XXV nauchno-tekhnicheskaya konferenciya s mezhdunarodnym uchastiem «Transport, ekologiya – ustojchivoe razvitie» – XXV scientific and technical conference with international participation «Transport, ecology – sustainable development»*. (pp. 89-96). Varna [in Bulgaria].

7. Igor Marmut, Ernest Rabinovich. (2020). *Metod opredeleniya inercionnykh mass transmissii i kolyos avtomobilya na rolikovom stende [Method for determining the inertial masses of the transmission and wheels of a car on a roller stand]*. Proceedings from: *XXVI nauchno-tekhnicheskaya konferenciya s*

mezhdunarodnym uchastiem «Transport, ekologiya – ustojchivoe razvitie» – XXVI scientific and technical conference with international participation «Transport, ecology – sustainable development». (pp. 70-77). Varna [in Bulgaria].

8. Rabinovich E.H., Volkov V.P., Belogurov E.A., Dityat'ev A.V., Zuev V.A., Zybcev YU.V., et al. (2018). *Dorozhnoe diagnostirovanie legkovyh avtomobilej [Road diagnostics of passenger cars]*. Kharkov: KhNAHU [in Ukrainian].

9. Vysockij M.S., Belenkij Yu.Yu., Moskovkin V.V. (1984). *Toplivnaya ekonomichnost avtomobilej i avtopoezdov [Fuel efficiency of cars and road trains]*. Minsk: Nauka i tehnika [in Belarus].

10. Gernet M.M., Ratobylskij V.F. (1979). *Opreделение momentov inercii [Determination of moments of inertia]*. Moscow: Mashinostroenie [in Russian].

I. Marmut, V. Zuev. Experimental study of the moment inertia of the car transmission.

The article examines the results of experimental research on the moment of inertia of a passenger car transmission. The idling resistance in the transmission was also calculated.

Control and diagnosis of the technical condition of rolling stock from the point of view of traffic safety is one of the most important problems. Diagnostic equipment includes roller stands, which can be used to check the braking and traction properties of cars.

As shown by many studies, in particular those carried out at the department of technical operation and service of cars of the KhNAHU (KHADI), inertial stands provide more reliable information about the technical condition of the car (they allow to reproduce real speed and thermal modes of operation). In order to standardize and determine diagnostic parameters when checking a car on a rolling stand, it is necessary to know the reduced masses (or reduced moments of inertia) of the wheels, transmission and engine.

To do this, the moment of inertia of the car transmission of a specific model was experimentally determined by the coasting method and the more accurate bifilar suspension method. The transmission of the "Ford Sierra 1.6 4MT" car was chosen as an experimental object. The moment of inertia of the transmission was measured by the coasting method on a working car using the simplest measuring tools - a speedometer and a video recording, and by the suspension method - on the available parts of the disassembled transmission from another copy of the same model.

The obtained results of the experiments made it possible to establish that the coasting method makes it possible to determine the moment of inertia of the automobile transmission quite accurately (the discrepancy is 1,6%). Thus, the less time-consuming coasting method can be used to measure the moment of inertia of the transmission - at least in those tasks that do not require very high accuracy.

Keywords: moment of inertia, transmission, bifilar suspension, coasting, speedometer, video recording, idling resistance.

МАРМУТ Ігор Арнольдович, кандидат технічних наук, доцент кафедри технічної експлуатації і сервісу автомобілів ім. проф. Говорущенка М.Я., Харківський національний автомобільно-дорожній університет, e-mail: mia2005.62@ukr.net. <https://orcid.org/0000-0003-4661-1336>.

ЗУСВ Володимир Олександрович, голова циклової комісії, викладач спеціальних дисциплін, Галицький фаховий коледж імені В'ячеслава Чорновола, м. Тернопіль, e-mail: vlal.zuyev@gmail.com. <https://orcid.org/0000-0002-0596-8630>.

Ihor MARMUT, Ph. D. in Engineering, Associate Professor of Technical Operation and Service of Cars Department named after Prof. Govorushchenko M.Ya., Kharkov National Automobile and Highway University, e-mail: mia2005.62@ukr.net. <https://orcid.org/0000-0003-4661-1336>.

Vladimir ZUYEV, Chairman of the Cycle Committee, Teacher of Special Disciplines, Vyacheslav Chornovol Halych Vocational College, Ternopil, e-mail: vlal.zuyev@gmail.com. <https://orcid.org/0000-0002-0596-8630>.

DOI 10.36910/automash.v2i19.910