

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

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ МОМЕНТУ ІНЕРЦІЇ ДВИГУНА ЛЕГКОВОГО АВТОМОБІЛЯ НА РОЛИКОВОМУ СТЕНДІ

У статті розглянуті результати експериментальних досліджень моменту інерції двигуна легкового автомобіля. Також обчислені сповільнення у системі «автомобіль-стенд» при різних станах 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 роликові 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 роликовому стенді необхідно знати приведені маси (або приведені моменти інерції) коліс, трансмісії та двигуна.

Для цього експериментально визначено момент інерції двигуна автомобіля конкретної моделі за трьома вибігами на стенді з включеним зчепленням. Також визначено сповільнення вибігу двигуна, від'єданого від трансмісії. В якості експериментального об'єкту було вибрано автомобіль Skoda Octavia з двигуном об'ємом 1,8 л. Сповільнення визначалося чисельним диференціюванням отриманих значень швидкості на ділянках вибігів.

Попередня оцінка показала, що запропонований метод визначення моменту інерції обертових частин автомобіля, включаючи двигун, може бути використаний для практичного застосування. Отримані результати не суперечать даним інших дослідників та досить близькі до їх значень. Запропонований метод дає результати, що не виходять за межі значень, одержуваних більш точними методами і може бути рекомендований для оцінки моменту інерції автомобільного двигуна за відсутності надійних даних.

Ключові слова: момент інерції, трансмісія, двигун, роликовий стенд, інерційна маса, вибіг, сповільнення системи «автомобіль-стенд».

ВСТУП

При проектуванні трансмісії автомобіля, розрахунку динамічних якостей автомобіля, діагностуванні тягових і гальмівних властивостей у динамічному режимі, необхідно знати моменти інерції обертових частин автомобіля (коліс, головної і карданної передачі, коробки передач, двигуна).

Для перевірки технічного стану силового агрегату та трансмісії, моделювання режимів руху автомобіля (відтворення їздових циклів) зазвичай використовують стенди роликового типу [1, 2]. Це найбільш поширене діагностичне обладнання підприємств автомобільного транспорту, пунктів технічного контролю, сертифікаційних лабораторій тощо.

Виходячи із особливостей відтворення реальних режимів роботи двигуна та трансмісії, це можна зробити тільки на стендах інерційного типу. Що підтверджується світовим досвідом використання роликових стендів такого типу. Оцінювати тягові властивості автомобіля, наприклад, можна при режимах, що не встановилися: за часом розгону інерційних мас системи. Такі режими при експлуатації автомобіля більш характерні.

АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

В нашому випадку термін «приведена інерційна маса» – це маса фіктивного тіла, що поступово рухається, яке при лінійній швидкості, що дорівнює окружній швидкості обертового тіла на радіусі приведення, має ту ж кінетичну енергію, що і тіло, яке обертається [1]. Як відомо, приведена інерційна маса обертового тіла залежить від його моменту інерції.

Автомобіль – це досить складна машина, що складається з низки систем, агрегатів, вузлів та деталей. Технічний стан та динамічні властивості автомобіля у значній мірі визначають силовий агрегат (двигун) та трансмісія. Для того, щоб точно обчислювати нормативи діагностичних параметрів вищезазначених елементів автомобіля при стендовій діагностиці, треба знати приведені моменти інерції (інерційні маси) коліс, деталей трансмісії, двигуна. Також важливими є визначення опорів руху як при дорожніх, так і при стендових випробуваннях. Результати досліджень по вищезазначеним питанням були в різний час викладені у працях дослідників кафедри технічної

експлуатації і сервісу автомобілів ім. проф. Говорушенка М.Я. ХНАДУ [3-6]. Розглянемо методику визначення моменту інерції двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ) на прикладі легкового автомобіля.

ЦІЛЬ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

Один із відомих способів визначення моменту інерції ДВЗ полягає в тому, що на автомобілі виконують ряд розгонів (три) у різних станах трансмісії. Розгони виконують з одним вивішеним колесом. Трансмісію розганяють в усіх випадках в певному діапазоні кутових швидкостей від ω_1 до ω_2 .

У першому випадку розганяють тільки двигун у цьому діапазоні з метою обчислення прискорення. У другому випадку з цією ж метою розганяють двигун з трансмісією і без колеса. В третьому випадку розганяють двигун з трансмісією. В третьому експерименті замість колеса встановлюють еталонний диск з відомим моментом інерції. Потім складається система з трьох рівнянь, яка вирішується відносно значення моменту інерції двигуна. Треба відзначити, що це достовірно, коли у діапазоні обраних швидкостей крутний момент двигуна в усіх трьох випадках однаковий. Таке припущення справедливе, якщо виходити із зовнішньої швидкісної характеристики двигуна (ЗШХД). Але при динамічних розгонах двигуна не слід орієнтуватись на ЗШХД. Різні дослідження – наші та інших авторів – вказують, що крутний момент при розгоні двигуна дуже нестабільний параметр і залежить від багатьох факторів.

Одна з причин – велика варіація процесу згоряння [7]. На рис. 1 показана залежність тиску в циліндрі двигуна від кута повороту колінчатого валу на протязі 50 спалахів поспіль в одному циліндрі. Кут випередження запалювання увесь час однаковий. Це типове для бензинового двигуна.

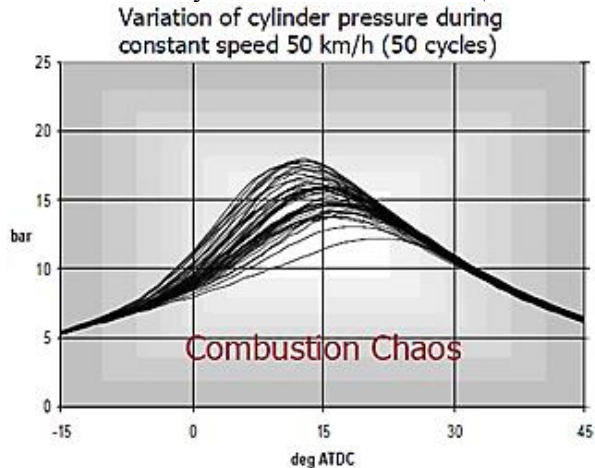


Рисунок 1 – Варіація тиску газів у циліндрі (напис на рисунку: «Хаотичне спалювання») [7]

Друга істотна причина – це темп натискання на педаль подачі палива (якщо в експерименті цим керує людина) [8]. Вплив цього фактору може бути значно знижений, якщо на педаль акселератора буде натискати спеціальний пристрій (але в зазначеному способі відомостей щодо цього немає).

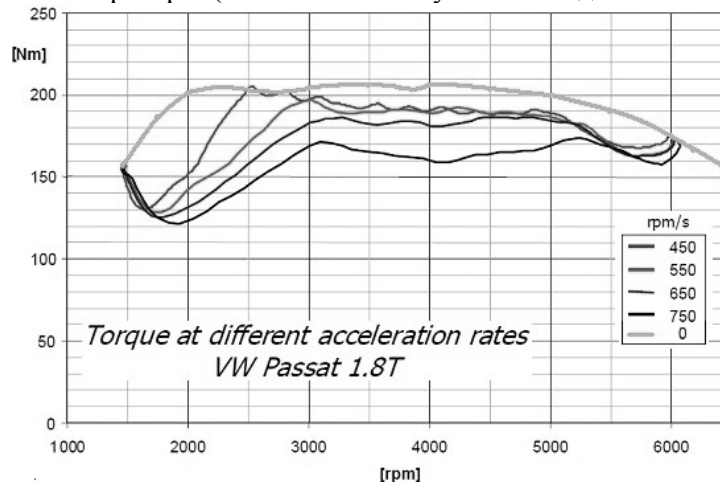


Рисунок 2 – Криві крутного моменту двигуна автомобіля VW Passat 1.8 T при різному прискоренні (за вимірами на стенді Rototest [7])

Ще однією причиною нестабільності крутного моменту є неоднаковість навантаження. Внаслідок цього у двох послідовних розгонах спостерігається розбіжність прискорення (рис. 2) [7, 8].

Тому цей метод можливо рекомендувати лише для грубих оціночних задач. Щоб виключити вплив нестабільності крутного моменту під час розгонів на точність визначення моменту інерції ДВЗ можна використати з цією ж метою вибіги. Далі описано експериментальний метод, запропонований нами.

Метою дослідження є вдосконалення методу оцінки моменту інерції двигуна легкового автомобіля з використанням інерційного роликового стенда. Для цього були проведені експериментальні дослідження автомобіля Skoda Octavia з двигуном об'ємом 1,8 л. В якості інструментального засобу був використаний інерційний роликовий стенд пересувної станції діагностики легкових автомобілів.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

1. Теоретичне забезпечення експерименту.

При експериментальному визначенні моменту інерції двигуна в якості додаткової маси пропонується використовувати приведену інерційну масу роликового стенда (яка відома з достатньою точністю і становить у нашого стенда 200 кг).

Рівняння вибігу приведених інерційних мас автомобіля на роликовому стенді:

$$m \cdot j = \sum F_{\text{сопр}}, \quad (1)$$

де m – сумарна маса обертових частин автомобіля і стенда, приведена до контакту колеса з роликом, кг;

j – сповільнення вибігу, м/с²;

$\sum F_{\text{сопр}}$ – сумарна сила опору руху обертових частин автомобіля і стенда, Н.

У розгорнутому вигляді процес вибігу автомобіля на стенді з роз'єднаною і з'єднаною трансмісією можна записати у вигляді системи трьох рівнянь:

$$\begin{cases} (m^{\text{д}} + m^{\text{трз}} + 2 \cdot m^{\text{к}} + m^{\text{ст}}) \cdot j^{\text{зс}} = F_{\text{сопр}}^{\text{д}} + F_{\text{сопр}}^{\text{трз}} + F_{\text{сопр}}^{\text{к}} + F_{\text{сопр}}^{\text{ст}} + F_{\text{н}} \\ (m^{\text{трз}} + 2 \cdot m^{\text{к}} + m^{\text{ст}}) \cdot j^{\text{тп}} = F_{\text{сопр}}^{\text{трз}} + F_{\text{сопр}}^{\text{к}} + F_{\text{сопр}}^{\text{ст}} + F_{\text{н}} \\ m^{\text{д}} \cdot j^{\text{д}} = F_{\text{сопр}}^{\text{д}} \end{cases} \quad (2)$$

Індекси **д**, **трз**, **ст** відповідно відносяться до обертових частин двигуна, трансмісії автомобіля та трансмісії стенда.

Звідси, підставляючи друге і третє рівняння системи у перше рівняння, отримаємо:

$$(m^{\text{д}} + m^{\text{трз}} + 2 \cdot m^{\text{к}} + m^{\text{ст}}) \cdot j^{\text{зс}} = m^{\text{д}} \cdot j^{\text{д}} + (m^{\text{трз}} + 2 \cdot m^{\text{к}} + m^{\text{ст}}) \cdot j^{\text{тп}}. \quad (3)$$

Після перетворень:

$$m^{\text{д}} = \frac{(j^{\text{тп}} - j^{\text{зс}}) \cdot (m^{\text{трз}} + 2 \cdot m^{\text{к}} + m^{\text{ст}})}{j^{\text{зс}} - j^{\text{д}}}. \quad (4)$$

2. Опис експерименту з визначення моменту інерції двигуна.

Отже, для визначення приведеної маси двигуна необхідно знати сповільнення вибігу всієї системи «автомобіль-стенд» $j^{\text{зс}}$ (автомобіля із замкнутою трансмісією разом зі стендом), сповільнення автомобіля на стенді без двигуна $j^{\text{тп}}$ (трансмісія розімкнута) і сповільнення колінчастого валу двигуна $j^{\text{д}}$, умовно приведеного до коліс автомобіля. Приведені маси коліс, трансмісії і стенда були визначені у попередніх наших експериментах. Для визначення вищевказаних сповільнень був проведений експеримент, який полягав у циклі розгонів і вибігів автомобіля Skoda Octavia, встановленого на роликовий стенд (рис. 3). Три перших вибіги проходили при замкнутій трансмісії, а останній вибіг – з розімкнутою.

У ході експерименту за допомогою комп'ютеризованого діагностичного комплексу пересувної діагностичної станції легкових автомобілів (ПДС-Л) фіксувалися такі показники (табл. 1, рис. 4) залежно від часу протікання процесу: ступінь відкриття дросельної заслінки, %; колова швидкість на периферії робочого ролика стенда (далі швидкість автомобіля на стенді), км/год; частота обертання колінчастого валу двигуна, хв⁻¹; навантаження, створюване навантажувальним пристроєм стенда, Н.

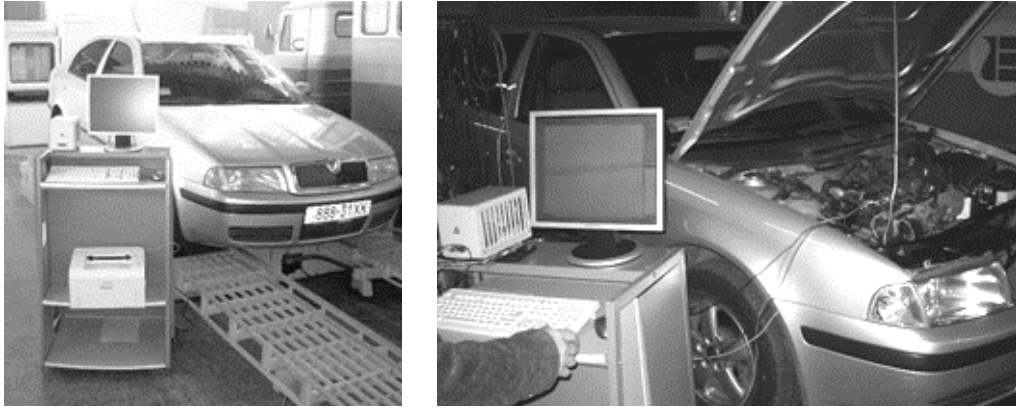


Рисунок 3 – Автомобіль Skoda Octavia 1.8 на інерційному роликовому стенді

Таблиця 1 – Показники вибігу обертових частин автомобіля на роликовому стенді (трансмісія замкнута)

Час, с	Відсоток відкриття дроселя, %	Тривалість впорску, мс	Оберти КВ, хв ⁻¹	Швидкість коліс, км/год	Швидкість роликів, км/год	Навантаження, Н
4,782	100,2	16,76	3454,2	83,5	83,6	1065,3
4,982	99,6	15,06	3726,7	90,0	90,3	1150,2
5,17	55,1	15,12	3973,5	96,0	95,8	1219,7
5,354	15,7	1,34	3994,7	96,5	95,8	1220,6
5,536	7,8	1,84	3893,6	94,1	95,1	1211,1
5,72	6,2	0	3831,4	92,6	94,4	1202,8
6,102	5,6	0	3685,5	89,1	88,9	1133,2
6,502	6,4	0	3510,8	84,8	86,0	1095,8
6,922	5,6	0	3327,8	80,4	80,1	1020,1
7,366	4,8	0	3141,4	75,9	77,2	983,2
7,838	4,2	0	2945,5	71,2	70,8	901,4
8,342	3,4	0	2742,2	66,3	67,4	858,1
8,886	3,0	0	2527,4	61,1	61,16	779,0
9,48	3,4	0	2298,9	55,5	56,4	718,4
10,14	2,2	0	2048,5	49,5	50,0	637,3
10,888	1,5	0	1776,2	42,9	43,3	551,5
11,308	1,8	0	1628,2	39,3	39,9	508,2
11,77	0,7	2,46	1465,2	35,4	35,8	456,3

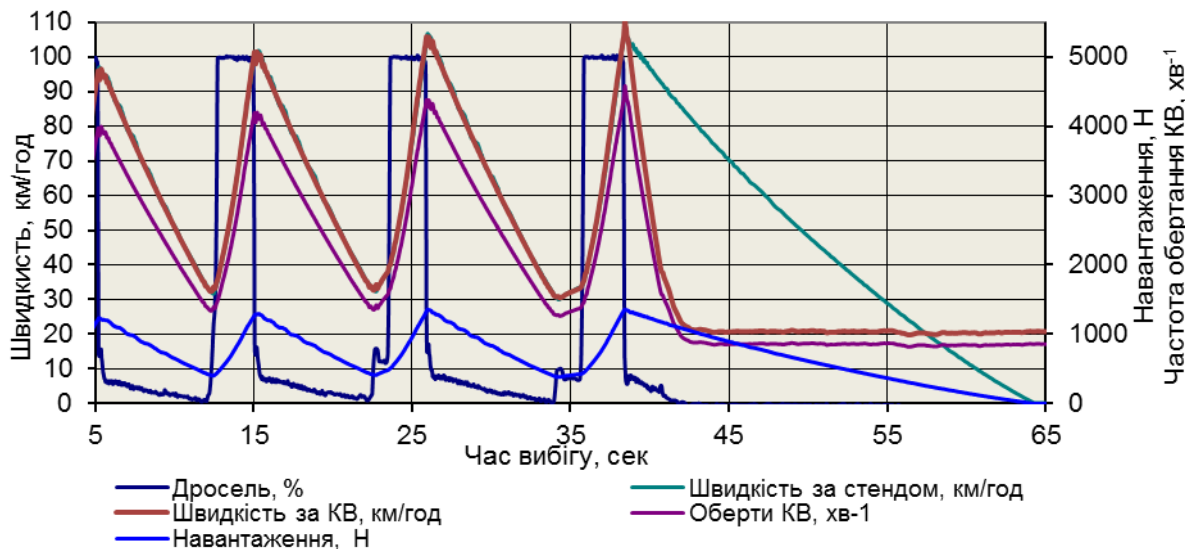


Рисунок 4 – Параметри, що реєструються в експерименті

3. Обробка експериментальних даних і розрахунок моменту інерції двигуна.

Для визначення сповільнень кожна ділянка вибігу піддавалася детальному аналізу. Ділянкою вибігу вважалася ділянка, на якій відсоток відкриття дроселя був менший за 6%, та тривалість впорскування палива відповідала нульовому значенню. Для першого вибігу (рис. 5) це швидкісний діапазон від 94,4 до 39,9 км/год за коловою швидкістю роликів стенда (таблиця 1).

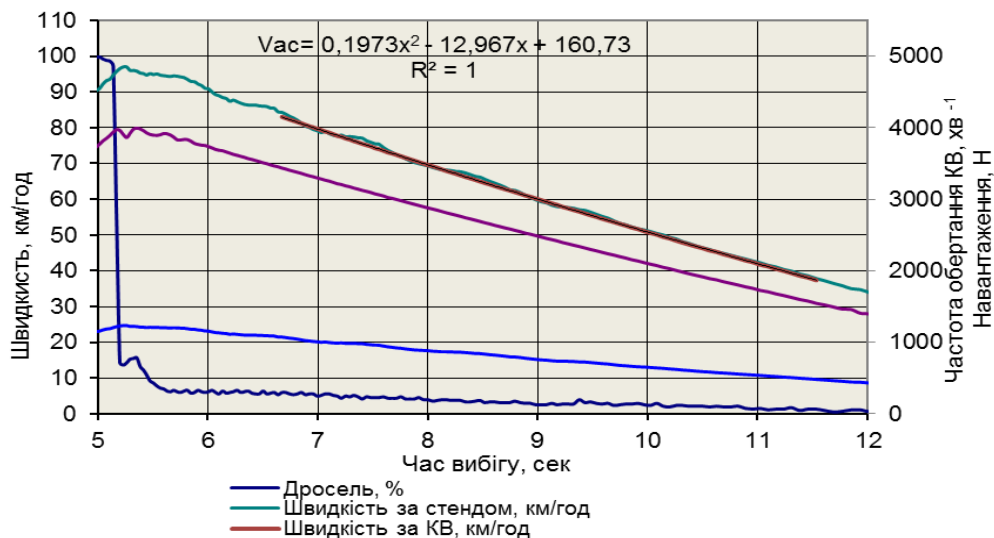


Рисунок 5 – Вибіг автомобіля на першій ділянці

Крім того, на графіку (рис. 4) зображена розрахункова крива швидкості обертання колінчастого валу (КВ) двигуна приведеної до коліс, яка визначалася за відомою залежністю:

$$V_{KB} = \frac{3,6 \cdot \pi \cdot n_{KB} \cdot r_K}{30 \cdot i_0 \cdot i_K}, \quad (5)$$

де n_{KB} – частота обертання колінчастого валу двигуна, $хв^{-1}$;

i_0 – передавальне число головної передачі;

i_K – передавальне число у КП;

r_K – радіус кочення колеса, м.

Радіус кочення колеса визначався з рівняння:

$$r_K = \frac{V_{ст} \cdot 30 \cdot i_0 \cdot i_K}{3,6 \cdot \pi \cdot n_{KB}}, \quad (6)$$

де $V_{ст}$ – швидкість «руху» автомобіля на стенді, км/год.

Середній радіус кочення колеса по роликів стенду при швидкості 60 км/год в режимі вибігу склав 0,309 м.

Розгони здійснювались на третій передачі (таблиця 2).

Таблиця 2 – Передавальні числа КП та головної передачі автомобіля Skoda Octavia

КПП DTK, DBZ, ECW, ENJ, EBN					
i_0	$i_{кп1}$	$i_{кп2}$	$i_{кп3}$	$i_{кп4}$	$i_{кп5}$
3,684	3,3	1,944	1,308	1,029	0,837

Для побудови графіка швидкості вибігу було обрано ділянку від 80 до 40 км/год, потім цю криву швидкості апроксимували поліномом другого степеню. За отриманою залежністю розраховувалися значення швидкості від часу, які гарантували отримання гладкої кривої прискорення під час диференціювання.

Аналогічно було оброблено ділянку кривих вибігу автомобіля на стенді з розімкненою трансмісією (беруть участь приведені маси двох коліс і трансмісії автомобіля та стенда) і вибіг двигуна (рис. 6).

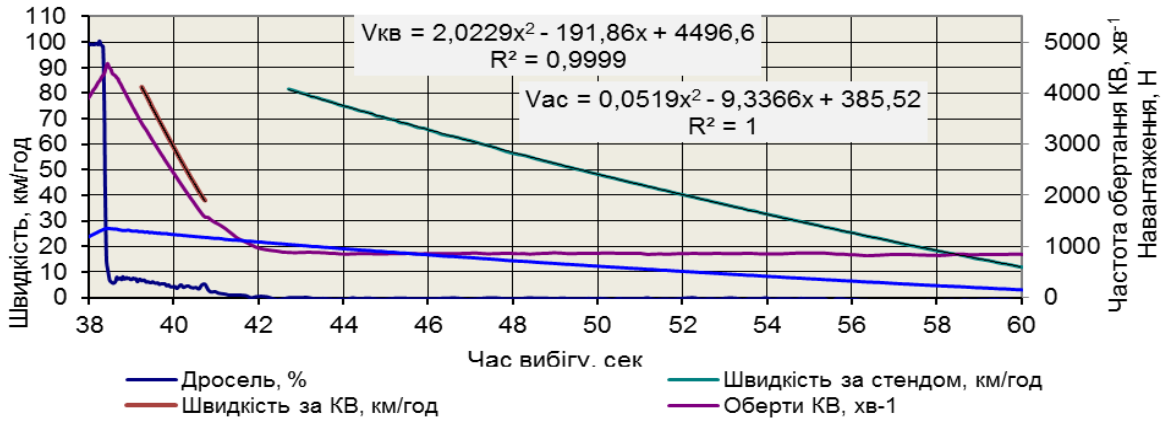


Рисунок 6 – Вибіг автомобіля з розімкнутою трансмісією

Сповільнення визначалося чисельним диференціюванням отриманих значень швидкості на ділянці. Результати розрахунків за трьома вибігами автомобіля на стенді з включеним зчепленням наведені у таблицях 3-5.

Таблиця 3 – Результати розрахунку сповільнення системи «автомобіль-стенд» (розрахункова формула для швидкості $V_{\text{ст}} = 0,1973 \cdot t^2 - 12,967 \cdot t + 160,73$)

Параметри	Розрахункові значення									
Час, с	7	7,5	8	8,5	9	9,5	10	10,5	11	11,5
Швидкість, км/год	79,6	74,6	69,6	64,8	60,0	55,3	50,8	46,3	42,0	37,7
Сповільнення, м/с ²	2,83	2,78	2,73	2,67	2,62	2,56	2,51	2,45	2,40	2,35

Таблиця 4 – Результати розрахунку сповільнення системи «автомобіль-стенд» (розрахункова формула для швидкості $V_{\text{ст}} = 0,1683 \cdot t^2 - 15,935 \cdot t + 304,88$)

Параметри	Розрахункові значення									
Час, с	17,3	17,8	18,3	18,8	19,3	19,8	20,3	20,8	21,3	21,8
Швидкість, км/год	79,6	74,6	69,6	64,8	60,0	55,3	50,8	46,2	41,8	37,5
Сповільнення, м/с ²	2,81	2,76	2,72	2,67	2,62	2,58	2,53	2,48	2,43	2,38

Таблиця 5 – Результати розрахунку сповільнення системи «автомобіль-стенд» (розрахункова формула для швидкості $V_{\text{ст}} = 0,1973 \cdot t^2 - 12,967 \cdot t + 160,73$)

Параметри	Розрахункові значення									
Час, с	28,5	29	29,5	30	30,5	31	31,5	32	32,5	33
Швидкість, км/год	79,7	74,7	69,8	65,0	60,0	55,7	51,2	46,9	42,6	38,4
Сповільнення, м/с ²	2,82	2,76	2,70	2,64	2,58	2,52	2,46	2,40	2,34	2,28

Таблиця 6 – Результати розрахунку сповільнення двигуна (розрахункова формула для швидкості $V_{\text{кв}} = 2,0229 \cdot t^2 - 191,86 \cdot t + 4496,6$)

Параметри	Розрахункові значення									
Час, с	39,8	39,8	39,9	39,9	40,0	40,0	40,1	40,1	40,2	40,2
Швидкість, км/год	66,5	64,9	63,4	61,9	60,0	58,8	57,3	55,9	54,4	52,9
Сповільнення, м/с ²	8,62	8,57	8,51	8,45	8,40	8,33	8,28	8,23	8,17	8,12

Середнє значення сповільнення за трьома вимірами при швидкості 60 км /год склало $j^{\text{ac}} = 2,606$ м/с². Сповільнення вибігу двигуна, від'єданого від трансмісії, склало $j^{\text{a}} = 8,40$ м/с². Сповільнення вибігу трансмісії автомобіля і стенда склало $j^{\text{TP}} = 1,23$ м/с² (табл. 6 і 7).

Таблиця 7 – Результати розрахунку сповільнення трансмісії автомобіля і стенда (розрахункова формула для швидкості $V_{\text{ст}} = 0,0519 \cdot t^2 - 9,3366 \cdot t + 385,52$)

Параметри	Розрахункові значення									
Час, с	44,1	44,9	45,7	46,5	47,3	48,1	48,9	49,7	50,5	51,3
Швидкість, км/год	74,71	70,94	67,23	63,59	60,01	56,51	53,06	49,69	46,38	43,14
Уповільнення, м/с ²	1,32	1,30	1,28	1,25	1,23	1,21	1,18	1,16	1,14	1,11

Підставляючи чисельні значення отриманих сповільнень, а також приведених мас стенда, коліс і трансмісії у рівняння 4, обчислимо чисельне значення приведеної маси двигуна:

$$m^d = \frac{(1,23 - 2,62)(6,685 + 2 \cdot 9,83 + 200)}{2,62 - 9,40} = 52,13 \text{ кг.}$$

Момент інерції двигуна, приведений до коліс:

$$J^{dk} = m^d \cdot r_k^2, \quad (7)$$

де r_k – радіус кочення колеса, м.

Власний момент інерції двигуна:

$$J^d = \frac{J^{dk}}{(i_0 \cdot i_k)^2}, \quad (8)$$

де i_0 – передавальне число головної передачі (табл. 2);

i_k – передавальне число КП.

$$J^d = \frac{52,13 \cdot 0,309^2}{(3,684 \cdot 1,308)^2} = 0,218 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

У таблиці 8 приведені моменти інерції двигунів деяких автомобілів.

Таблиця 8 – Моменти інерції двигунів деяких автомобілів [9]

Автомобіль			Двигун			
Виробник	Модель	Рік випуску	Тип ДВЗ	Об'єм, дм ³	Потужність, кВт	Момент інерції, кг·м ²
Hyundai	I20	2008	Бензин	1.2	57,2	0,0961
Peugeot	107	2008	Бензин	1.0	50	0,0741
Peugeot	308 SW	2008	Дизель	1,6 HDI	80	0,2082
Skoda	Octavia II	2006	Дизель	2.0 TDI	103	0,3152
Skoda	Octavia II	2004	Бензин	2.0 FSI	110	0,3293
Skoda	Favorit	1991	Бензин	1.3 карб.	46	0,1317
Skoda	Octavia	2005	Бензин	1,6 MPI	75	0,1882
Skoda	Roomster	2007	Дизель	1.4 TDI	59	0,2619
Skoda	Felicia	1998	Бензин	1.3 MPI	50	0,1351
Skoda	Felicia	2000	Бензин	1.4 Sport	100	0,1556

Нажаль, нам не вдалося знайти у доступній літературі момент інерції двигуна об'ємом 1,8 л, що був у нашому розпорядженні на експерименті, щоб зіставити наші результати з даними виробника. Однак, отримані нами результати не суперечать даним чеських дослідників, досить близькі до їх значень та знаходяться між значеннями моментів інерції для двигунів об'ємом 1,6 и 2,0 л.

ВИСНОВКИ

Попередня оцінка показала, що запропонований метод визначення моменту інерції обертових частин автомобіля, включаючи двигун, може бути використаний для практичного застосування.

Запропонований метод дає результати, що не виходять за межі значень, одержуваних більш точними методами і може бути рекомендований для оцінки моменту інерції автомобільного двигуна за відсутності надійних даних.

Для зменшення варіації результатів необхідно збільшити кількість випробувальних циклів розгонів-вибігів.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Роликові стенди для перевірки гальмівних та тягових властивостей автомобілів (теорія, розрахунок та конструювання) / М.Я. Говорущенко, В.П. Волков та ін. Харків: ХНАДУ, 2009. 344 с.
2. Мармут І.А. Розробка науково-методичних основ проектування пересувних станцій

діагностики: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.20. Харків, 2001. 208 с.

3. Рабінович Е.Х., Зуєв В.О. Врахування моментів інерції автомобільних коліс у задачах діагностики гальмівних та тягових властивостей: *Транспорт, екологія – сталий розвиток*: матеріали XIII науково-технічної конференції з міжнародною участю, м. Варна, 14-16 травня 2007 р. Варна, 2007. С. 709-715.

4. Мармут. І.А., Зуєв В.О., Експериментальне дослідження моменту інерції трансмісії легкового автомобіля. *Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. Науковий журнал*. Луцьк, 2022. №2(19). С. 123-130.

5. Ігор Мармут, Ернест Рабінович. Метод визначення інерційних мас трансмісії та коліс автомобіля на роликовому стенді: *Транспорт, екологія – сталий розвиток*: матеріали XXVI науково-технічної конференції з міжнародною участю, м. Варна, 8-10 жовтня 2020 р. Варна, 2020. С. 70-77.

6. Дорожнє діагностування легкових автомобілів: монографія / Е.Х. Рабінович, В.П. Волков та ін. Харків: ХНАДУ, 2018. 279 с.

7. Performance measurements on chassis dynamometers (“rolling roads”). Published by Rototest Research Institute, March 2005. Part 2/2. SAL-N05030802-CH2-PRI04.pdf. Available: <http://rototest-research.eu/index.php?DN=30>. Accessed on: April 19, 2023.

8. Зуєв В.О. Режими вимірювання діагностичних параметрів на пересувних роликових стендах. *Український метрологічний журнал*. Харків, 2014. №1. С. 41-49.

9. Martin PECHA, Josef POŠTA, Zdeněk ALEŠ, Bohuslav PETERKA. Moment of inertia measurement of vehicle engine. *Maintenance and Reliability*. Warsaw, 2010. №3. S. 44-47. Available: <https://archive.ein.org.pl/sites/default/files/2010-03-07.pdf>. Accessed on: April 19, 2023.

REFERENCES

1. Govorushchenko N.YA., Volkov V.P., Rabinovich E.H., Marmut I.A., & Zuiev V.O. (2009). *Rolykovi steny dlya perevirky hal'mivnykh ta tyahovykh vlastyvostey avtomobiliv [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., Zuiev V.O. (2007). Vrachuvannya momentiv inertsiiy avtomobil'nykh kolis u zadachakh diahnostryky hal'mivnykh ta tyahovykh vlastyvostey [Accounting for the moments of inertia of automobile wheels in the problems of diagnosing braking and traction properties]. Proceedings from: *XIII naukovo-tekhnichnoyi konferentsiyi z mizhnarodnoyu uchastyu «Transport, ekolohiya – stalyy rozvytok» – XIII scientific and technical conference with international participation «Transport, ecology – sustainable development»*. (pp. 709-715). Varna [in Bulgaria].

4. Marmut I.A., & Zuiev V.O. (2022). Eksperymental'ne doslidzhennya momentu inertsiiy transmisiyi lehkovooho avtomobilya [Experimental study of the moment inertia of the car transmission] *Suchasni tekhnolohiyi v mashynobuduvanni ta transporti. Naukovyy zhurnal – Modern technologies in mechanical engineering and transport. Scientific journal*, 2(19), 123-130 [in Ukrainian]

5. Igor Marmut, Ernest Rabinovich. (2020). Metod vyznachennya inertsiiynykh mas transmisiyi ta kolis avtomobilya na rolykovomu stendi [Method for determining the inertial masses of the transmission and wheels of a car on a roller stand]. Proceedings from: *XXVI naukovo-tekhnichnoyi konferentsiyi z mizhnarodnoyu uchastyu «Transport, ekolohiya – stalyy rozvytok» – XXVI scientific and technical conference with international participation «Transport, ecology – sustainable development»*. (pp. 70-77). Varna [in Bulgaria].

6. Rabinovich E.H., Volkov V.P., Belogurov E.O., Dityat'ev O.V., Zuiev V.O., Zybcev YU.V., et al. (2018). *Dorozhnye diahnostuvannya lehkovykh avtomobiliv [Road diagnostics of passenger cars]*. Kharkov: KhNAHU [in Ukrainian].

7. Performance measurements on chassis dynamometers (“rolling roads”). Published by Rototest Research Institute, March 2005. Part 2/2. SAL-N05030802-CH2-PRI04.pdf. Available: <http://rototest-research.eu/index.php?DN=30>. Accessed on: April 19, 2023.

8. Zuiev V.O. (2014). Rezhymy vymiryuvannya diahnostychnykh parametriv na peresuvnykh rolykovykh stendakh [Modes of measuring diagnostic parameters on mobile roller stands]. *Ukrayins'kyi metrolohichnyy zhurnal – Ukrainian Metrological Journal*, 1, 41-49 [in Ukrainian].

9. Martin Pexa, Josef Pošta, Zdeněk Aleš, Bohuslav Peterka (2010). Pomiar momentu bezwładności silnika pojazdu [Moment of inertia measurement of vehicle engine]. *Exploatacja i Niezawodność –*

I. Marmut, V. Zuiev. Experimental study of the moment of inertia of a car engine on a roller stand.

The article examines the results of experimental studies of the moment of inertia of a passenger car engine. The decelerations in the "car-stand" system at different states of the transmission are 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. This control is especially important for systems, the technical condition of which affects the safety of movement, as well as the power unit in the mode of traction tests. Foreign and domestic experience shows the effectiveness of instrumental control. 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 engine of a car of a particular model was experimentally determined for three runs on the test bench with the clutch engaged. The deceleration of the engine disconnected from the transmission was also determined. A Skoda Octavia with a 1.8-liter engine was chosen as an experimental object. The deceleration was determined by numerical differentiation of the obtained speed values at the runaway sections.

A preliminary assessment has shown that the proposed method for determining the moment of inertia of rotating parts of a car, including the engine, can be used for practical applications. The results obtained do not contradict the data of other researchers and are quite close to their values. The proposed method gives results that do not go beyond the values obtained by more accurate methods and can be recommended for estimating the moment of inertia of an automobile engine in the absence of reliable data.

Keywords: moment of inertia, transmission, engine, roller bench, inertial mass, runaway, deceleration of the car-bench system.

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>.

ЗУЄВ 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>.

Volodymyr ZUIEV, 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.v1i20.1046