

І. А. Мармут¹
В. А. Кашканов²
В. О. Зуєв³

УДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДИКИ ВИЗНАЧЕННЯ НОРМАТИВІВ ТЯГОВИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ АВТОМОБІЛЯ SKODA FABIA ПРИ СТЕНДОВОМУ ДІАГНОСТУВАННІ

¹Харківський національний автомобільно-дорожній університет

²Вінницький національний технічний університет

³Галицький фаховий коледж імені В'ячеслава Чорновола

Як відомо, основними вихідними параметрами, що характеризують стан силового агрегату, є значення потужності і крутного моменту. Ці параметри визначають динамічні якості автомобіля, а також можуть впливати на витрату палива і рівень шкідливих викидів.

Зазначені параметри перевіряють за допомогою тягових роликів стендів. Такі стенди дають змогу відтворити реальні швидкісні і навантажувальні режими. Зазвичай на стендах вимірюють тягову силу на ведучих колесах. Потім легко розрахувати потужність на певній швидкості випробувань. Тягова сила визначається, з одного боку, вихідним крутним моментом двигуна, з іншого боку – механічними втратами у трансмісії. Зі свого боку момент визначається досконалістю процесу згоряння, повнотою використання енергії продуктів згоряння, механічними втратами у самому двигуні.

Коли немає надійної, отриманої експериментально зовнішньої швидкісної характеристики двигуна внутрішнього згоряння, для її наближеної побудови зазвичай використовують формулу Лейдермана.

Ця методика дає задовільне наближення залежності потужності від обертів. Однак крива моменту помітно відрізняється від експериментальної через те, що використовує тільки одну експериментальну точку – максимальну потужність і відповідні їй оберти. Тому запропонована уточнена методика побудови зовнішньої швидкісної характеристики на прикладі автомобіля SKODA FABIA за допомогою додаткових рівнянь, які уточнюють значення емпіричних коефіцієнтів А, В, С.

На основі уточненої зовнішньої швидкісної характеристики двигуна перераховані оберти колінчатого валу у швидкість, і за виведеною формулою побудовано графік припустимої тягової сили від швидкості. Також визначені нормативи діагностичних параметрів силового агрегату в режимі розгону під частковим навантаженням.

Запропонована методика реєстрації діагностичних параметрів двигуна із визначення їхніх нормативних значень забезпечує індивідуальний підхід до діагностування технічного стану автомобілів.

Ключові слова: силовий агрегат, роликів стенд, тягова сила, навантажувальний режим, зовнішня швидкісна характеристика двигуна.

Вступ

Для перевірки на стенді працездатності силового агрегату автомобіля потрібно вимірювати значення найбільшої тягової сили, витрати палива та вмісту токсичних речовин у реальних швидкісних і навантажувальних режимах. Конкретизуємо ці вимоги, переводячи їх у показники стенда.

Для перевірки силового агрегату потрібно реалізувати сили зчеплення, помітно менші, ніж при гальмуванні, але в тривалому усталеному режимі, а також мати плавне регулювання навантаження і високу точність його вимірювання. Загалом тут вимоги значно менші ніж при перевірці гальм.

Щоб знайти шлях виконання цих вимог, треба розглядати закономірності, які зв'язують між собою обертання роликів стенда і колеса, що спирається на них. Рух системи «колеса–ролики» буває усталеним і неусталеним. Розрізняють обкатний і навантажувальний усталені режими [1].

Обкатний режим – це рівномірний рух роликів стенда і коліс, що опираються на них, із приводом від двигуна стенда. На діагностичних стендах обкатні режими використовують, наприклад, для перевірки легкості обертання коліс. На обкатних стендах заводів такі режими використовують для холодного обкатування нового чи відремонтованого автомобіля, яке виконують для попереднього припрацювання сполучених деталей.

Навантажувальний режим – це рівномірний рух роликів і коліс із приводом від двигуна автомобіля. На діагностичних стендах навантажувальні режими використовують для перевірки тягових властивостей і витрати палива, на обкатних – для гарячого обкатування автомобіля при працюючому двигуні і різному зовнішньому навантаженні.

Виконання вимог до точності і якості перевірки тягових властивостей автомобілів забезпечується

метрологічними характеристиками стенду: типом вимірювальної системи, а також закладеною методикою реєстрації діагностичних параметрів та визначенням їх нормативів [2–11].

Розглянемо процеси взаємодії автомобіля з діагностичним стендом у навантажувальному режимі.

Мета дослідження. Удосконалити методику визначення нормативів тягових властивостей при стендовому діагностуванні на прикладі автомобіля SKODA FABIA.

Результати дослідження

1. Визначення тягової сили на ведучих колесах.

У навантажувальному режимі двигун встановленого на стенд автомобіля переборює опір у трансмісії, «постійні» опори і додатковий опір, що створюється навантажувальним пристроєм стенда («навантаження»). Силовий баланс для навантажувального режиму запишеться так:

$$F_m = F_{mpc} + F_k + F_n + F_H, \quad (1)$$

де F_m – тягова сила на ведучих колесах; F_{mpc} – сила тертя у стенді; F_k – сила опору кочення колеса по роликах; F_n – сила опору повітря при обертанні коліс автомобіля і роликів; F_H – сила навантаження, створювана навантажувальним пристроєм стенда.

Діагностичним параметром у цьому разі є сила навантаження, створювана навантажувальним пристроєм стенда:

$$F_H = F_m - F_{mpc} - F_k - F_n. \quad (2)$$

Як відомо, тягова сила на ведучих колесах обчислюється за формулою

$$F_m = \frac{M_e \cdot i_g \cdot i_0}{r_k} \cdot \eta_{mp}, \quad (3)$$

де M_e – ефективний крутний момент на колінчастому валі двигуна, Н·м, визначається за зовнішньою швидкісною характеристикою двигуна (ЗШХ); i_g – передаточне число коробки передач на вищій передачі; i_0 – передаточне число головної передачі; η_{mp} – коефіцієнт корисної дії трансмісії; r_k – радіус кочення колеса, м.

Для досліджуваного автомобіля приймаємо такі значення параметрів: $i_g = 1$; $i_0 = 4,22$; $\eta_{mp} = 0,91$; $r_k = 0,265$ м. Якщо підставити у формулу (3) усі прийняті значення, одержимо такий перехід від крутного моменту до тягової сили: $F_m = \frac{M_e \cdot 1 \cdot 4,22}{0,265} \cdot 0,91 = 14,49 M_e$.

2. Удосконалення методики визначення зовнішньої швидкісної характеристики двигуна.

Коли немає надійної, отриманої експериментально зовнішньої швидкісної характеристики двигуна внутрішнього згорання, для її наближеної побудови здебільшого використовують формулу Лейдермана [6], за якою обчислюють ефективну потужність N_e у кВт за різної частоти обертання колінчастого вала n , знаючи максимальну ефективну потужність $N_{e_{max}}$ і відповідну їй частоту n у xv^{-1} :

$$N_e = N_{e_{max}} \cdot \left[A \cdot \left(\frac{n}{n_N} \right) + B \cdot \left(\frac{n}{n_N} \right)^2 - C \cdot \left(\frac{n}{n_N} \right)^3 \right], \quad (4)$$

де A, B, C – емпіричні коефіцієнти, що залежать від типу двигуна і камери згорання.

Криву крутного моменту M_e будують, обчислюючи значення моменту в Н·м за умови:

$$N_e = M_e \cdot \omega = M_e \cdot \frac{2\pi n}{60 \cdot 1000} = M_e \cdot \frac{n}{9549,3}; \quad M_e = 9549,3 \frac{N_e}{n}. \quad (5)$$

Для бензинових двигунів зазвичай приймають $A = B = C = 1$.

Ця методика дає задовільне наближення залежності потужності від обертів, однак крива моменту помітно відрізняється від експериментальної. Навіть значення максимального моменту, а іноді і відповідної йому частоти не збігаються з тими, що зазначено в характеристиках автомобіля.

Наприклад, для двигуна SKODA FABIA $N_{e\max} = 55$ кВт за 5800 хв⁻¹, $M_{e\max} = 107$ Н·м за 3800 хв⁻¹.

Ця методика недосконала через те, що використовує тільки одну експериментальну точку – максимальну потужність і відповідні їй оберти. Тому вона дає однакову форму кривих $N_e(n)$ і $M_e(n)$ для всіх двигунів. Однак методику можна уточнити, використавши різні значення коефіцієнтів A , B і C . Для їхнього одержання потрібні ще два рівняння, крім (5).

Друге рівняння можна одержати зі значень максимального крутного моменту $M_{e\max}$ і відповідних оборотів n_M . Третє рівняння виводиться з умови, що крива крутного моменту має екстремум, а саме максимум. У цій точці перша похідна моменту за частотою обертання повинна дорівнювати нулю.

Перше рівняння дає формула (4) при $N_e = N_{e\max}$. Її зручно перетворити – винести за квадратні дужки дріб $\frac{n}{n_N}$, підставивши $n = n_N$:

$$N_e = N_{e\max} \cdot \frac{n}{n_N} \cdot \left[A + B \cdot \left(\frac{n}{n_N} \right) - C \cdot \left(\frac{n}{n_N} \right)^2 \right]; \quad (6)$$

$$1 = A + B - C. \quad (7)$$

Друге рівняння одержимо з (5), увівши в нього номінальне значення максимального моменту $M_{e\max}$ і відповідні оберти n_M за технічною характеристикою двигуна або автомобіля:

$$M_e = 9549,3 \frac{N_e}{n} \cdot \frac{n}{n_N} \cdot \left[A + B \cdot \left(\frac{n}{n_N} \right) - C \cdot \left(\frac{n}{n_N} \right)^2 \right]; \quad (8)$$

$$\frac{M_{e\max} \cdot n_N}{9549,3 \cdot N_{e\max}} = A + B \cdot \left(\frac{n_M}{n_N} \right) - C \cdot \left(\frac{n_M}{n_N} \right)^2. \quad (9)$$

Вираз у лівій частині рівняння (9) являє собою відношення максимального ефективного моменту до моменту при максимальній потужності M_{eN} , яке прийнято називати коефіцієнтом пристосовності двигуна за моментом k_M :

$$k_M = \frac{M_{e\max}}{M_{eN}} = \frac{M_{e\max} \cdot n_N}{9549,3 \cdot N_{e\max}}. \quad (10)$$

Відношення частоти обертання колінчастого валу при максимальній потужності n_N до частоти обертання при максимальному моменті n_M називають коефіцієнтом пристосовності двигуна за частотою k_ω :

$$k_\omega = \frac{n_N}{n_M}. \quad (11)$$

Для бензинових двигунів зазвичай $k_M = 1,1 \dots 1,35$; $k_\omega = 1,5 \dots 2,5$.

З урахуванням цих позначень вираз (9) набуває вигляду:

$$k_M = A + \frac{B}{k_\omega} - \frac{C}{k_\omega^2}. \quad (12)$$

Третє рівняння:

$$\frac{dM_e}{dn} = 9549,3 \cdot \frac{N_{e\max}}{n_N} \cdot \left[\frac{B}{n_N} - \frac{2C \cdot n_M}{n_N^2} \right] = 0. \quad (13)$$

Очевидно, похідна буде дорівнювати нулю, якщо буде дорівнювати нулю вираз у дужках. Тоді:

$$B = \frac{2C \cdot n_M}{n_N^2} = \frac{2C}{k_\omega}, \text{ або } C = \frac{B \cdot k_\omega}{2}. \quad (14)$$

Подальше рішення труднощів не викликає.

Загальний вигляд системи з трьох рівнянь із трьома невідомими:

$$\begin{cases} 1 = A + B - C; \\ k_M = A + \frac{B}{k_\omega} - \frac{C}{k_\omega^2}; \\ B = \frac{2C}{k_\omega}. \end{cases}$$

Підставивши (14) у (4) і (12), отримаємо:

$$1 = A + \frac{2C}{k_\omega} - C = A + C \cdot \frac{2 - k_\omega}{k_\omega}, \quad (15)$$

$$k_M = A + \frac{2C}{k_\omega^2} - \frac{C}{k_\omega^2} = A + \frac{C}{k_\omega^2}. \quad (16)$$

Віднявши рівняння (15) з (16), одержимо:

$$k_M - 1 = C \cdot \left(\frac{1}{k_\omega^2} - \frac{2 - k_\omega}{k_\omega} \right) = C \cdot \frac{1 - k_\omega(2 - k_\omega)}{k_\omega^2}. \quad (17)$$

Звідси:

$$C = \frac{(k_M - 1) \cdot k_\omega^2}{1 - k_\omega \cdot (2 - k_\omega)}. \quad (18)$$

Тоді:

$$B = \frac{2(k_M - 1) \cdot k_\omega}{1 - k_\omega \cdot (2 - k_\omega)} = \frac{2(k_M - 1)}{\frac{1}{k_\omega} - 2 + k_\omega}; \quad (19)$$

$$A = 1 - B + C = 1 + \frac{k_\omega^2 \cdot (k_M - 1) - 2k_\omega \cdot (k_M - 1)}{1 - k_\omega \cdot (2 - k_\omega)} = \frac{1 - 2k_\omega + k_\omega^2 + k_M \cdot k_\omega^2 - k_\omega^2 - 2k_M k_\omega + 2k_\omega}{1 - k_\omega \cdot (2 - k_\omega)}; \quad (20)$$

$$A = \frac{1 - k_M k_\omega (2 - k_\omega)}{1 - k_\omega \cdot (2 - k_\omega)}. \quad (21)$$

При практичних розрахунках найзручніше знайти B за досить простою формулою (19), а потім за нижче приведеними формулами знайти C і A :

$$C = \frac{B \cdot k_\omega}{2}; \quad (22)$$

$$A = 1 - B + C. \quad (23)$$

3. Побудова зовнішньої швидкісної характеристики для двигуна автомобіля SKODA FABIA.

Розрахунок коефіцієнта пристосовності двигуна за моментом k_M і коефіцієнта пристосовності двигуна за частотою k_ω :

$$k_M = \frac{M_{e \max} \cdot n_N}{9549,3 N_{e \max}} = \frac{107 \cdot 5800}{9549,3 \cdot 55} = 1,187; \quad k_\omega = \frac{n_N}{n_M} = \frac{5800}{3800} = 1,526.$$

Розрахунок емпіричних коефіцієнтів A , B , C :

$$B = \frac{2(k_M - 1) \cdot k_\omega}{1 - k_\omega \cdot (2 - k_\omega)} = \frac{2(1,187 - 1) \cdot 1,526}{1 - 1,526 \cdot (2 - 1,526)} = 2,06;$$

$$C = \frac{B \cdot k_\omega}{2} = \frac{2,06 \cdot 1,526}{2} = 1,57;$$

$$A = 1 - B + C = 1 - 2,06 + 1,57 = 0,51.$$

Отже, розрахункова формула залежності крутного моменту від обертів колінчастого вала має такий вигляд:

$$M_e = 9549,3 \cdot \frac{55}{5800} \left[0,51 + 2,06 \cdot \left(\frac{n}{5800} \right) - 1,57 \cdot \left(\frac{n}{5800} \right)^2 \right], \quad (24)$$

або, після розкриття дужок:

$$M_e = 46,35 + 0,032 \cdot n - 4,24 \cdot 10^{-6} \cdot n^2. \quad (25)$$

На рисунку 1 показана зовнішня швидкісна характеристика, розрахована за уточненою (суцільна лінія) і спрощеною (переривчаста лінія) методиками. Як бачимо з графіків, криві потужності не дуже відрізняються, але важлива для нашого розрахунку крива крутного моменту за спрощеною методикою навіть не проходить через вказану у характеристиці автомобіля точку максимуму – ні за значенням моменту, ні за відповідними обертами. Тому будемо далі користуватися виключно уточненою методикою.

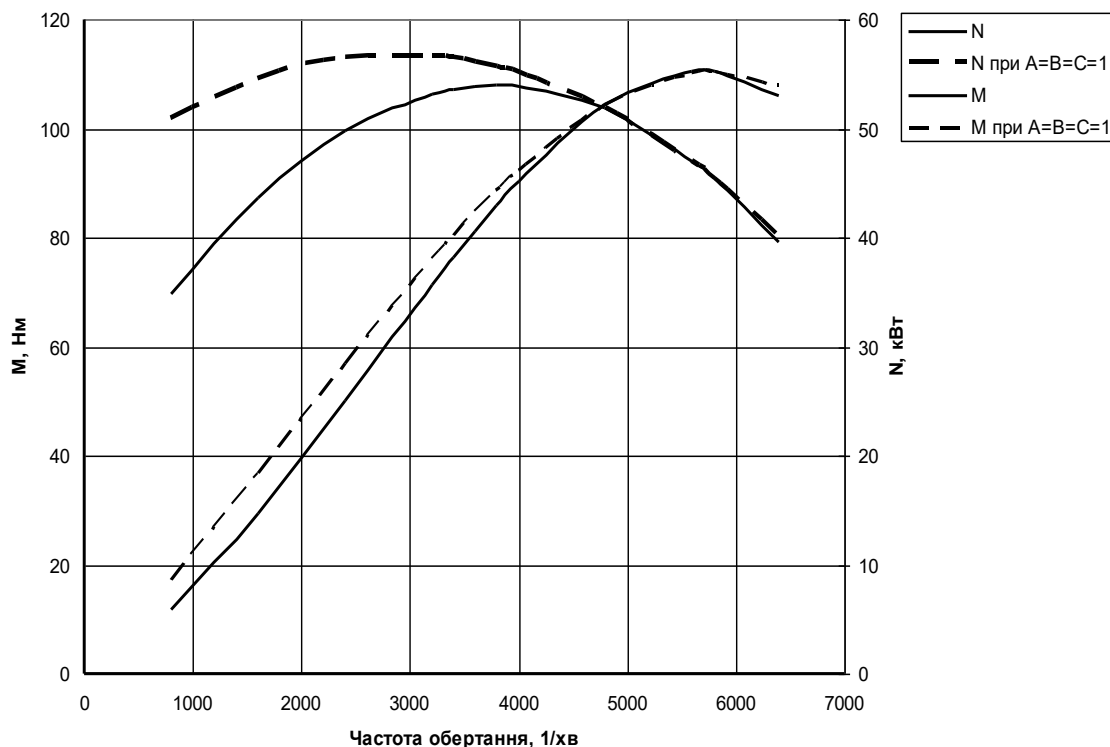


Рис. 1. Зовнішня швидкісна характеристика двигуна SKODA FABIA

4. Побудова залежності тягової сили від швидкості.

Вище була виведена залежність крутного моменту від обертів колінчастого вала. Для аналізу тягового балансу зручніше мати залежність тягової сили від швидкості автомобіля.

Як було розраховано вище, для досліджуваного автомобіля:

$$F_T = 14,49 \cdot M_e. \quad (26)$$

Підставивши наведений вище вираз для ефективного крутного моменту (формула (25)) у формулу (26), отримуємо:

$$F_T = 671,6 + 0,4636 \cdot n - 0,000061 \cdot n^2. \tag{27}$$

Переходимо від обертів до швидкості. Зв'язок між швидкістю автомобіля й обертами двигуна відомий:

$$V = 0,377 \cdot \frac{n \cdot r_k}{i_g \cdot i_0}. \tag{28}$$

Для досліджуваного автомобіля: $V = 0,377 \cdot \frac{n \cdot 0,265}{1 \cdot 4,22} = 0,02367 \cdot n$ або $n = 42,24 \cdot V$.

Підставимо останнє рівняння у формулу (27) та отримуємо емпіричну залежність тягової сили від швидкості:

$$F_T = 671,6 + 19,58 \cdot V - 0,109 \cdot V^2. \tag{29}$$

В експлуатації потужність двигуна і крутний момент можуть знижуватися при зміні технічного стану. Прийемо допущення, що при цьому оберти, які відповідають максимальному моменту, не змінюються, а зменшується тільки значення максимального моменту – на 5, 10 і т. д. відсотків. Розрахункові формули для випадків різних значень моменту зведені у таблицю 1.

Розрахункові значення тягової сили для цих випадків зведені у таблицю 2 і проілюстровані на рисунку 2.

Таблиця 1

Формули для обчислення тягової сили на ведучих колесах автомобіля SKODA FABIA на прямій передачі

Технічний стан двигуна та трансмісії (крутний момент, %)	Формула для обчислення тягової сили на ведучих колесах, Н
100	$671,6 + 19,58 \cdot V - 0,109 \cdot V^2$
95	$638,02 + 18,6 \cdot V - 0,1036 \cdot V^2$
90	$604,4 + 17,6 \cdot V - 0,0981 \cdot V^2$
85	$570,86 + 16,64 \cdot V - 0,093 \cdot V^2$
80	$537,28 + 15,66 \cdot V - 0,087 \cdot V^2$

Таблиця 2

Розрахункові значення тягової сили для випадків номінального та зменшеного крутного моменту двигуна

F _T , %	V, км/год								
	40	60	80	100	120	130	140	150	160
100	968	1359	1453	1473	1419	1364	1291	1199	1090
95	909	1291	1380	1399	1348	1296	1226	1140	1035
90	849	1223	1307	1325	1277	1228	1162	1080	981
85	790	1155	1235	1252	1206	1159	1097	1020	926
80	730	1087	1162	1178	1135	1091	1033	960	872

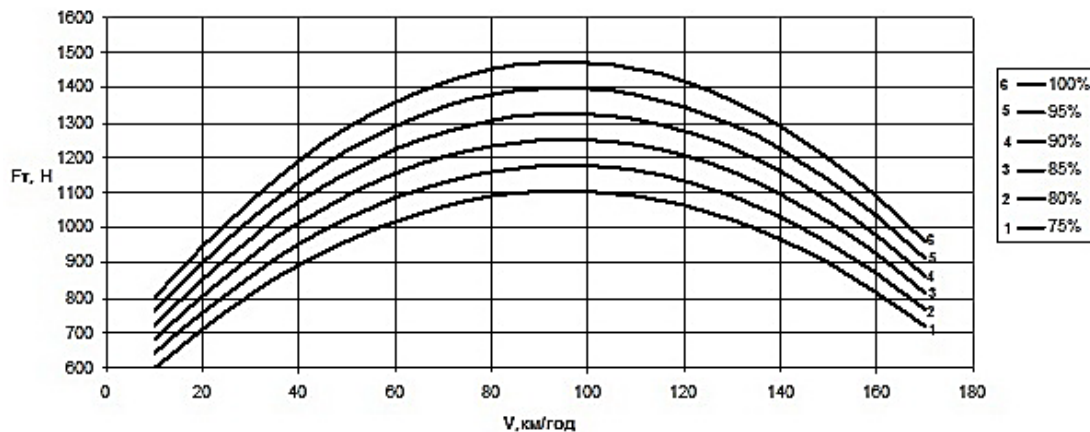


Рис. 2. Розрахункові криві тягової сили для випадків різного крутного моменту (%)

5. Визначення нормативів діагностичних параметрів силового агрегату в режимі розгону під частковим навантаженням.

На стенді з навантажувальним пристроєм (НП) перевірка силового агрегату в режимі розгону має свої переваги, наприклад, дає можливість відстежити включення тих чи інших автоматичних систем двигуна чи трансмісії за діаграмою розгону.

Режим розгону під частковим навантаженням можна використовувати в різних випадках. Зокрема, іноді треба розтягти розгін у часі, щоб докладніше відстежити перехідні процеси або щоб знизити вимоги до точності і швидкодії вимірювальної системи. Тоді включають НП стенда, створюючи відоме навантаження, недостатнє для стабілізації режиму, і виконують розгін коліс автомобіля від однієї заданої швидкості V_1 до другої V_2 . У цьому разі прискорення буде набагато меншим ніж при вільному розгоні. Моменти процесу, які становлять інтерес, можна зареєструвати, навіть якщо це не дозволяє вимірювальна система (наприклад, ручним секундоміром). Іноді застосування такого режиму – вимушена міра. Деякі стенди мають НП обмеженої потужності, яка недостатня для нових моделей автомобілів із більшою тяговою силою (або коли треба провести тягові випробування на знижувальних передачах). Тоді мимоволі доводиться використовувати режим часткового навантаження.

Діагностичним параметром силового агрегату при такому режимі служить прискорення розгону – a_p , м/с², (або залежний від нього час розгону – t_p , с):

$$a_p = \frac{F_n - F_{нд}}{m_{см} + 2m_k} = \frac{V_2 - V_1}{t_p}, \quad (30)$$

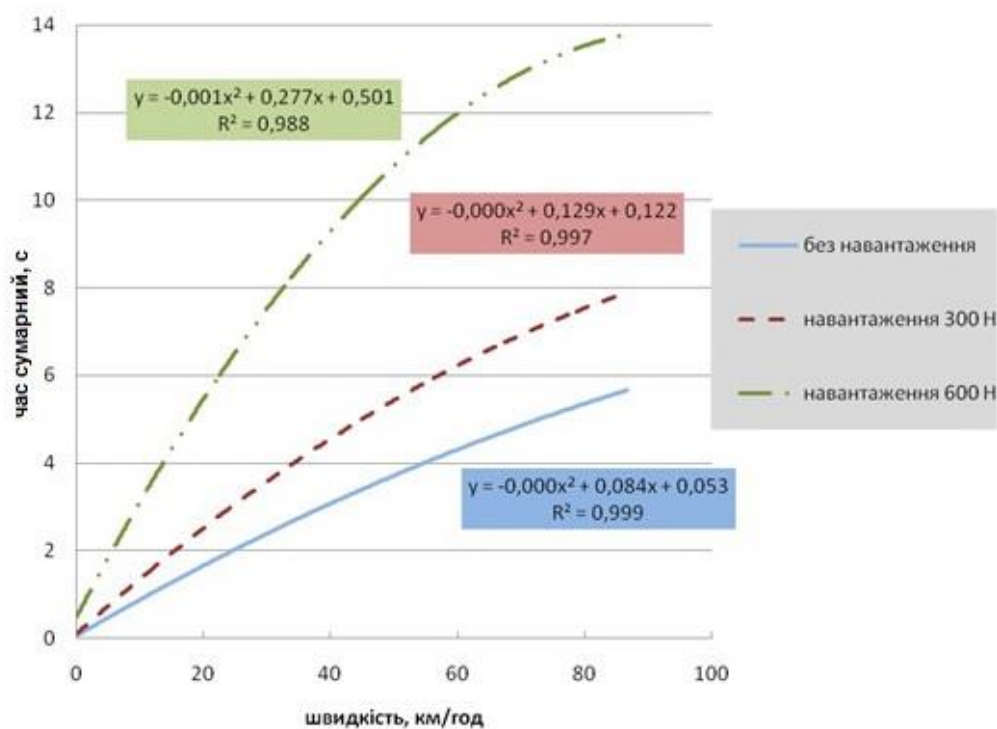
де F_n – потрібна сила навантаження, Н; $F_{нд}$ – дійсна сила навантаження у випадку часткового навантаження, Н; $m_{см}$ – приведена інерційна маса стенда, кг; m_k – приведена маса ведучих коліс і зв'язаних з ними обертальних частин автомобіля, кг; V_2 – кінцева швидкість, м/с; V_1 – початкова швидкість, м/с.

Для досліджуваного автомобіля розрахуємо нормативні значення a_p та t_p для трьох режимів розгону: без навантаження, навантаження 300 Н і 600 Н. Результати обробки зведені в таблиці 3 і проілюстровані на рисунку 3.

Таблиця 3

Розрахункові значення показників розгону автомобіля SKODA FABIA на роликівому стенді

Швидкість, км/год	86,75	70,45	50,06	35,13	17,22
Тяговасила на провідних колесах F_T , Н	1549,879	1510,022	1378,62	1224,927	976,446
Сумарний опір у стенді F_c , Н	227,7658	203,7165	184,9203	170,3097	157,037
F_n , Н (без навантаження)	1322,113	1306,305	1193,7	1054,617	819,409
a_p , м/с ²	5,045077	4,984757	4,555064	4,024334	3,126799
Час, с	0,897465	1,136242	0,910464	1,236229	1,529786
Час сумарний (без навантаження)	5,710186	4,812721	3,676479	2,766015	1,529786
Стенд створив 300 Н	1022,113	1006,305	893,7001	754,6169	519,409
a_p , м/с ²	3,900301	3,839981	3,410288	2,879558	1,982023
Час, с	1,160879	1,474978	1,216091	1,727696	2,413359
Час сумарний (300 Н), с	7,993004	6,832125	5,357146	4,141055	2,413359
Стенд створив 600 Н	722,1128	706,3054	593,7001	454,6169	219,409
a_p , м/с ²	2,755525	2,695205	2,265512	1,734782	0,837247
Час, с	1,643163	2,101469	1,830589	2,867796	5,713168
Час сумарний (600 Н), с	14,15619	12,51302	10,41155	8,580964	5,713168

Рис. 3. Графіки залежності сумарного часу розгону t_p від швидкості

Висновки

1. Обґрунтовано застосування для діагностування тягових властивостей автомобіля при стендовому діагностуванні параметрів, що забезпечують загальну оцінку стану силового агрегату (зовнішня швидкісна характеристика двигуна, тягова сила на колесах, прискорення та час розгону на стенді).

2. Запропонована методика реєстрації діагностичних параметрів двигуна із визначення їхніх нормативних значень забезпечує індивідуальний підхід до діагностування технічного стану автомобілів.

3. Попередня оцінка показала, що запропонована методика визначення нормативів тягових властивостей при стендовому діагностуванні на прикладі автомобіля SKODA FABIA може бути використана для практичного застосування.

4. Запропонований метод дає результати, що не виходять за межі значень, одержуваних більш точними методами, і може бути рекомендований для побудови зовнішньої швидкісної характеристики автомобільного двигуна за відсутності надійних даних.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- [1] Роликові стенди для перевірки гальмівних та тягових властивостей автомобілів (теорія, розрахунок та конструювання): монографія. / М. Я. Говорущенко. Харків: ХНАДУ, 2009. 344 с.
- [2] Мармут І. А. Розробка науково-методичних основ проєктування пересувних станцій діагностики: дис. ... канд. техн. наук / Харків. нац. авт.-дор. ун-т. Харків, 2001.
- [3] Мармут І. А., Кашканов В. А., Зуєв В. О. Експериментальне дослідження опору кочення коліс автомобіля на роликовому стенді. *Вісник машинобудування та транспорту: науковий журнал ВНТУ*. 2020. № 2(12). С. 68–75.
- [4] Мармут І. А. Особливості стендової перевірки тягових властивостей автомобілів з повним приводом. *Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування*: міжнар. наук.-практ. конф. Херсон, 2018. С. 62–67.
- [5] Мармут І. А. Розробка методики повірки системи вимірювання потужності на роликовому стенді пересувної діагностичної станції легкових автомобілів. *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів: науковий журнал ХНТУСГ*. 2020. № 22. С. 19–26.
- [6] Дорожнє діагностування легкових автомобілів: монографія / Рабінович Е. Х. та ін. Харків: ХНАДУ, 2018. 279 с.
- [7] Performance measure mention chassisdy na mometers («rolling roads») / Rototest Research Institute, March 2005. Part 2/2. SAL-N05030802-CH2-PRI04.pdf. URL: <http://rototest-research.eu/index.php?DN=30>. Accessed on: October 09, 2023.
- [8] Зуєв В. О. Режими вимірювання діагностичних параметрів на пересувних роликових стендах. *Український метрологічний журнал*. 2014. № 1. С. 41–49.
- [9] Moment of inertia measurement of vehicle engine / Pexa Martin, Pošta Josef, Aleš Zdeněk, Peterka Bohuslav. *Maintenance and Reliability*. Warsaw, 2010. № 3. S. 44–47. URL: <https://archive.ein.org.pl/sites/default/files/2010-03-07.pdf>. Accessed on: October 09, 2023.
- [10] Мармут І. А., Зуєв В. О. Експериментальне дослідження моменту інерції двигуна легкового автомобіля на

роликовому стенді. *Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті: науковий журнал ЛНТУ*. 2023. № 1(20). С. 168–176.

[11] Розрахунок нормативів розгону автомобіля на роликовому стенді / Волков В. П. та ін. *Вісник НТУ «ХПИ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування*. 2012. № 64(970). С. 43–49.

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

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

Зуєв Володимир Олександрович – голова циклової комісії, викладач спеціальних дисциплін, e-mail: vlal.zuyev@gmail.com

Галицький фаховий коледж імені В'ячеслава Чорновола, м. Тернопіль

I. Marmut¹
V. Kashkanov²
V. Zuiev³

Improvement of the method for determining the traction properties of the SKODA FABIA vehicle during bench diagnostics

¹Kharkiv National Automobile and Highway University

²Vinnitsia National Technical University

³Vyacheslav Chornovol Halych Vocational College

As you know, the main output parameters characterizing the state of the power unit are the power and torque values. These parameters determine the dynamic qualities of the car, and can also affect fuel consumption and the level of harmful emissions.

The above parameters are checked using traction roller stands. Such stands allow you to reproduce real speed and load modes. Usually, the traction force on the drive wheels is measured on the stands. It is then easy to calculate the power at a given test speed. Traction force is determined, on the one hand, by the output torque of the engine, on the other hand, by mechanical losses in the transmission. In turn, the moment is determined by the perfection of the combustion process, the complete use of the energy of combustion products, and mechanical losses in the engine itself.

When there is no reliable, experimentally obtained external speed characteristic of an internal combustion engine, Leiderman's formula is usually used for its approximate construction.

This technique gives a satisfactory approximation of the dependence of power on revolutions. However, the moment curve is noticeably different from the experimental one. due to the fact that it uses only one experimental point - the maximum power and the corresponding revolutions. Therefore, a refined method of building the external speed characteristic using the example of the SKODA FABIA car is proposed using additional equations that specify the values of the empirical coefficients A, B, C.

On the basis of the refined external speed characteristics of the engine, the revolutions of the crankshaft are converted into speed, and a graph of the permissible traction force against the speed is drawn according to the derived formula. Standards for diagnostic parameters of the power unit in acceleration mode under partial load are also defined.

The proposed method of registering engine diagnostic parameters to determine their normative values provides an individual approach to diagnosing the technical condition of cars.

Key words: power unit, roller stand, traction force, loading mode, external speed characteristics of the engine.

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 – Chairman of the Cycle Committee, Teacher of Special Disciplines, e-mail: vlal.zuyev@gmail.com