

МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК АВТОМОБІЛІВ ПІД ЧАС РОБОТИ НА ОКРЕМИХ ВИДАХ АЛЬТЕРНАТИВНОГО ПАЛИВА

Ємець Б.В.

Житомирський національний агроекологічний університет
Старий бульвар, 7, 10008, м. Житомир
bogdan1199@ukr.net

У конструкторських бюро та лабораторіях Житомирського національного агроекологічного університету більше двадцяти років створювались дослідні зразки транспортних засобів, які працюють на альтернативному паливі. Зміна показників зовнішньої роботи переобладнаних двигунів на окремих видах (водопаливній емульсії, генераторний газ) альтернативного палива, що можуть бути встановлені на вантажних автомобілях сільськогосподарського призначення, зумовлює зміну динамічних характеристик цих автомобілів, які були досліджені відповідно до умов аграрного виробництва. *Ключові слова:* динамічна характеристика, автомобіль, сільськогосподарське призначення, альтернативне паливо.

Моделирование динамических характеристик автомобилей во время работы на отдельных видах альтернативного топлива. Емец Б.В. В конструкторских бюро и лабораториях Житомирского национального агроэкологического университета более двадцати лет создавались опытные образцы транспортных средств, работающих на альтернативном топливе. Изменение показателей внешней работы переоборудованных двигателей на отдельных видах (водотопливной эмульсии, генераторный газ) альтернативного топлива, которые могут быть установлены на грузовых автомобилях сельскохозяйственного назначения, обуславливает изменение динамических характеристик этих автомобилей, которые были исследованы в соответствии с условиями аграрного производства. *Ключевые слова:* динамическая характеристика, автомобиль, сельскохозяйственное назначение, альтернативное топливо.

Modeling dynamic characteristics machinery using particular types of alternative fuel. Yemets B. Prototype vehicles from alternative fuels were created more than twenty years ago in construction bureaus and laboratories of the Zhytomyr National Agroecological University. The change of external work indexes in refitted engines that can be installed on agricultural trucks, using particular types of alternative fuel (water-fuel emulsion, generator gas) causes the change of dynamic characteristics, as it was investigated according to the conditions of agricultural production. *Key words:* dynamic characteristic, automobile, agricultural machinery, alternative fuel.

Постановка проблеми. Проблема забруднення навколишнього середовища притаманна багатьом країнам і сьогодні набула глобального характеру. Найбільшими забруднювачами повітря в Україні і Житомирській області зокрема є автомобільні транспортні засоби [1]. Бензиновий двигун внутрішнього згоряння на 1 км шляху викидає в навколишнє середовище близько 70 г оксиду вуглецю, 25 г оксиду азоту, свинець, оцтовий альдегід, бензол, ацетилен, бенз-х-пірен, бенз-х-атрофен і ще близько 220 шкідливих для живих організмів речовин [2].

Актуальність дослідження. Актуальним є застосування альтернативних видів палива, які, можливо, спершу частково замінять бензин. Один із способів вирішення проблеми альтернативи експлуатації нафтопродуктів – це можливість роботи як бензинових двигунів, так і дизелів автомобілів на генераторному газі (ГГ) [3], інший – це робота автомобільних двигунів на водопаливних емульсіях [4].

Але зміна показників зовнішньої роботи переобладнаних двигунів для роботи на альтернативному паливі, що можуть бути встановлені на вантажних автомобілях сільськогосподарського призначення,

зумовлює зміну динамічних характеристик цих автомобілів, яка має бути досліджена відповідно до умов аграрного виробництва.

Зв'язок авторського доробку із важливими науковими та практичними завданнями. Робота виконана відповідно до Державної науково-технічної програми за номером 5.5 «Ресурсозберігаючі та енергоефективні технології машинобудування» за напрямом – «Розробка технологій конвертації двигунів на альтернативні види палива», визначених Міністерством освіти і науки України.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Основи теоретичних досліджень тягово-швидкісних властивостей, зокрема динамічності, автомобілів викладені в наукових роботах Е.Р. Чудакова, Г.В. Зимелева, Б.С. Фалькевича, Я.Є. Фаробіна, М.С. Туревського та багатьох інших [5; 6; та інші]. Наприклад, М.С. Туревський зазначає, що динамічність – це здатність автомобіля виконувати транспортну роботу з найбільшою швидкістю.

Тягово-швидкісні властивості автомобіля оцінюють за допомогою його динамічної характеристики, графіка прискорень і швидкісної характеристики

розганяння. Динамічний фактор, інваріантний щодо маси автомобіля, найбільш об'єктивно оцінює його тягово-швидкісні властивості [6].

Динамічний фактор, введений академіком Е.А. Чудаковим, дорівнює відношенню залишкової сили тяги до сили тяжіння від повної маси автомобіля:

$$D = \frac{P_\delta - P_w}{G_a} = \frac{P_a}{G_a}, \quad (1)$$

де $P_a = P_p - P_w$ – залишкова сила тяги, яка може бути використана на подолання сил опору дороги та розгону автомобіля; G_a – сила тяжіння від повної маси автомобіля (M_a).

Беручи до уваги рівняння тягового балансу автомобіля [6] і припускаючи, що $\cos \alpha = 1$, а $\sin \alpha = 0$, де α – кут підйому, вираз для динамічного фактора можна записати так:

$$D = \varphi \cdot \cos \alpha \pm \sin \alpha \pm (\delta/g) \cdot \frac{dV}{dt}, \text{ або } D = \psi \pm (\delta g). \quad (2)$$

Під час усталеного руху $D = \psi$ можна зразу визначити максимальну швидкість руху автомобіля в заданих умовах. Динамічна характеристика допомагає порівнювати тягово-швидкісні властивості автомобілів, зокрема сільськогосподарського призначення, з різною масою.

Динамічною характеристикою автомобіля називають графік залежності динамічного фактора D під час повного завантаження автомобіля від швидкості руху на різних передачах трансмісії. Щоб не перераховувати під час кожної зміни навантаження величину динамічного фактора, динамічну характеристику доповнюють номограмою завантажень. Динамічна характеристика, доповнена номограмою навантажень і графіком контролю буксування, називається динамічним паспортом автомобіля. Користуючись динамічною характеристикою, можна вирішувати завдання з визначення показників динамічності автомобіля.

О.Д. Бумага показав, що для автомобілів, які працюють на газоподібному паливі, можливі два підходи до визначення передаточних відношень трансмісії. Перший – це пристосування трансмісії автомобіля до двигуна, що працює на газоподібному паливі, шляхом корекції передаточного відношення головної передачі або введення додаткового редуктора у трансмісію автомобіля. Другий – це розроблення нової трансмісії автомобіля, найбільш повно пристосованої до двигуна, що працює на газоподібному паливі [6]. Другий підхід, як правило, малорентабельний.

У першому підході показано, що під час переобладнання бензинових автомобілів у газобалонні необхідно домагатися того, щоб показники тягово-швидкісних властивостей газобалонних і базових (з двигунами, що працюють на бензині) модифікацій найменше відрізнялися між собою. Зважаючи на порівняльний характер розрахунків, їх проводять за однією і тією самою методикою [5]. Цю методику в роботі використано також для пристосування тран-

смсії автомобіля до двигуна, що працює на водопаливній емульсії, шляхом введення додаткового редуктора у трансмісію автомобіля.

Виділення не вирішених раніше частин загальної проблеми, котрим присвячується означена стаття. Мета дослідження – покращити динамічні характеристики автомобілів сільськогосподарського призначення під час роботи на альтернативному паливі (генераторному газі, водопаливних емульсіях) методом введення додаткового редуктора. Для досягнення поставленої мети завдання дослідження сформульовано так: виконати аналіз стану теоретичних досліджень тягово-швидкісних властивостей автомобілів та їх динамічних характеристик зокрема; розрахувати параметри динамічної характеристики автомобіля сільськогосподарського призначення під час роботи на водопаливній емульсії порівняно з базовими бензиновими характеристиками; покращити отримані динамічні характеристики автомобіля сільськогосподарського призначення під час роботи на альтернативному паливі (генераторному газі, водопаливних емульсіях) методом введення додаткового редуктора.

Новизна. Уперше саме для автомобілів сільськогосподарського призначення під час роботи на альтернативному паливі (генераторному газі, водопаливних емульсіях) змодельовано параметри динамічних характеристик, які можна покращити, якщо використати метод введення додаткового редуктора в трансмісію таких автомобілів.

Методологічне або загальнонаукове значення. Теоретичні дослідження проводилися з використанням основних положень інтегрального та диференціального числення, математичного моделювання, теорії автомобіля. Експериментальні дослідження проводилися із використанням газогенераторних установок Житомирського національного агро-екологічного університету (ЖНАЕУ) відповідно до прийнятої методики і галузевих стандартів із застосуванням вимірювального обладнання лабораторій ЖНАЕУ.

Виклад основного матеріалу. Визначати і досліджувати показники тягово-швидкісних властивостей (далі – ТШВ) і динамічних характеристик зокрема досить складної механічної системи «автомобіль» та аналізувати вплив на неї зовнішніх чинників (водія, дороги, навколишнього середовища) найкраще на математичній моделі, заснованій на диференціальному рівнянні руху автомобіля [5]:

$$\frac{dV}{dt} \cdot M_a \cdot \delta_{об} = P_{кол}(V) - P_{он}(V, V^2) \pm G_a \cdot \sin \alpha, \quad (3)$$

де M_a – повна маса автомобіля, кг; $\delta_{об}$ – коефіцієнт, який ураховує обертові маси автомобіля; $P_{кол}(V)$ – повна колова сила на ведучих колесах автомобіля, Н; $P_{он}(V, V^2)$ – сума сил опору руху автомобіля, які залежать від швидкості його руху, Н; $G_a \cdot \sin \alpha$ – сила опору підйому, Н; G_a – сила тяжіння від повної маси автомобіля, Н; α – кут поздовжнього нахилу полотна

дороги; V – швидкість руху автомобіля, м/с; dV/dt – прискорення автомобіля, м/с².

У розрахунках показників ТШВ автомобілів найбільш зручним є використання залежності крутного моменту у функції частоти обертання ω колінчастого вала двигуна $M_k = f(\omega)$ у вигляді:

$$M_k = a \cdot \omega^2 + b \cdot \omega + c, \quad (4)$$

де a, b, c – сталі коефіцієнти, котрі визначають за допомогою інтерполяційної формули Лагранжа [3]:

$$a = \frac{M_{dmin}}{A_{11}} + \frac{M_{dmax}}{A_{12}} + \frac{M_{eN}}{A_{13}},$$

$$b = \left[\frac{(\omega_N + \omega_M) \cdot M_{emin}}{A_{11}} + \frac{(\omega_N + \omega_{min}) \cdot M_{emax}}{A_{12}} + \frac{(\omega_{min} + \omega_M) \cdot M_{eN}}{A_{13}} \right],$$

$$c = \left(M_{emin} \cdot \frac{\omega_M \cdot \omega_N}{A_{11}} + M_{emax} \cdot \frac{\omega_N \cdot \omega_{min}}{A_{12}} + M_{eN} \cdot \frac{\omega_{min} \cdot \omega_M}{A_{13}} \right),$$

де $A_{11} = \omega_{min}^2 - \omega_{min}(\omega_N + \omega_M) + \omega_N \cdot \omega_M$; $A_{12} = \omega_M^2 + \omega_M(\omega_N + \omega_{min}) + \omega_N \cdot \omega_{min}$; $A_{13} = \omega_N^2 + \omega_N(\omega_M + \omega_{min}) + \omega_M \cdot \omega_{min}$; ω_{min} , $M_{k,min}$ – мінімальна кутова швидкість колінчастого вала двигуна, рад/с, та крутний момент, Н·м, за цієї кутової швидкості; $M_{k,max}$, ω_M – максимальний крутний момент двигуна, Н·м, та кутова швидкість колінчастого вала двигуна, рад/с, що йому відповідає; M_N , ω_N – крутний момент, Н·м, та кутова швидкість колінчастого вала двигуна, рад/с, що відповідають його максимальній потужності.

Використавши відомі параметри швидкісної зовнішньої характеристики двигуна під час роботи на водопаливній емульсії [4], за допомогою рівняння (2) знайшли крутний момент двигуна, а потім рухому колову силу для автомобіля сільськогосподарського призначення ГАЗ-САЗ-3507-01. Значення коефіцієнтів A_{11} , A_{12} і A_{13} для двигуна ЗМЗ-53, що працює як на бензині та генераторному газу, так і водопаливній емульсії, наведено в таблиці 1.

Таблиця 1
Значення коефіцієнтів A_{11} , A_{12} і A_{13}
для двигуна ЗМЗ-53

Паливо	Коефіцієнти		
	$A_{11} \times \omega_N^2$	$A_{12} \times \omega_N^2$	$A_{13} \times \omega_N^2$
Бензин	0,406	- 0,148	0,235
Водопаливна емульсія	0,403	- 0,151	0,235
Генераторний газ	0,398	- 0,156	0,238

Аналіз таблиці 1 показує, що зміна частоти обертання колінчастого вала у режимі максимального крутного моменту не перевищує 10%, тобто за апроксимації крутного моменту двигуна можна користуватися одним і тим самим поліномом.

Для двигуна ЗМЗ-53 розраховано величину коефіцієнтів апроксимуючого поліному ($a = -0,0015$, $b = 10,39$, $c = 792,3$) для визначення крутного

моменту цього двигуна, що працює на різному пальному, які практично збігаються із характеристиками, що наведені у роботах О.Д. Бумаги.

З урахуванням залежностей $M_k = f(\omega)$ та $V = F(\omega)$ колова сила на ведучих колесах:

$$P_{кол.i} = A_i \cdot V^2 + B_i \cdot V + C_i, \quad (5)$$

де $A_i = a \cdot \frac{U_i^3 \cdot \eta_i}{r_a r_e^2}$, $B_i = b \cdot \frac{U_i^2 \cdot \eta_i}{r_a \cdot r_e}$, $C_i = c \cdot \frac{U_i \cdot \eta_i}{r_a}$, U_i – загальне передаточне число трансмісії автомобіля на i -й передачі; η_i – коефіцієнт корисної дії трансмісії; r_a та r_k – динамічний радіус і радіус кочення колеса, м.

Використавши паспортні дані автомобіля сільськогосподарського призначення ГАЗ-САЗ-3507-01 і формулу (1), розраховали параметри його динамічної характеристики під час роботи на водопаливній емульсії порівняно з базовими бензиновими характеристиками (рис. 1). Аналіз характеристики показує, що заміна бензину на водопаливну емульсію як палива для двигуна ЗМЗ-53 автомобіля ГАЗ-САЗ-3507-01 погіршує показники ТШВ на різних передачах у середньому від 7 до 26%. З літератури відомо, що використання генераторного газу як палива для двигуна автомобіля погіршує показники ТШВ до 35 % [1; 3; та інші]. Щоб покращити вищезгадані показники та одержати однакові показники тягово-швидкісних властивостей бензинових і переобладнаних (у формулі (6) позначено індексом «п») модифікацій, необхідно щоб праві частини рівняння (5) були або однаковими, або мало відрізнялися між собою, тобто:

$$A_{i\bar{o}} \cdot V^2 + B_{i\bar{o}} \cdot V + C_{i\bar{o}} = A_{in} \cdot V^2 + B_{in} \cdot V + C_{in}, \quad (6)$$

Виразимо передаточне число $U_{mp,n}$ трансмісії автомобіля, що працює на альтернативному паливі, через передаточне відношення базової модифікації.

$$\text{Отримаємо: } U_{mp,n} = \beta \times U_{mp}$$

За однакових швидкостей руху, які можна прийняти величинами сталими для кожної з передач, сталими будуть також значення коефіцієнтів A_p , B_p , C_p , і тому рівняння (6) представлено в такому вигляді:

$$\dot{a}_i \times \frac{U_{\dot{\omega}\dot{\omega}}^3}{r_k^2 \times r_d} \times \beta^3 \times V^2 + b_i \times \frac{U_{\dot{\omega}\dot{\omega}}^2}{r_k \times r_d} \times \beta^2 \times V + c_i \times \frac{U_{\dot{\omega}\dot{\omega}}}{r_d} \times V \times \beta =$$

$$= \dot{a}_i \times \frac{U_{\dot{\omega}\dot{\omega}}^3}{r_k^2 \times r_d} \times V^2 + b_i \times \frac{U_{\dot{\omega}\dot{\omega}}^2}{r_k \times r_d} \times V + c_i \times \frac{U_{\dot{\omega}\dot{\omega}}}{r_d} \times V. \quad (7)$$

Після перетворень отримують рівняння виду:

$$\alpha_{11} \beta^3 + \alpha_{12} \beta^2 + \alpha_{13} \beta + \alpha_{10} = 0, \quad (8)$$

$$\text{де } \dot{a}_{11} = \dot{a}_i \times \frac{U_{\dot{\omega}\dot{\omega}}^3}{r_k^2 \times r_d} \times V^2, \quad \dot{a}_{12} = b_i \times \frac{U_{\dot{\omega}\dot{\omega}}^2}{r_k \times r_d} \times V,$$

$$\dot{a}_{13} = \tilde{\eta}_i \times \frac{U_{\dot{\omega}\dot{\omega}}}{r_d} \times V.$$

У таблиці 2 наведено результати розрахунку коефіцієнтів a_{11} , a_{12} , a_{13} , a_{10} для всіх передач автомобіля ГАЗ-САЗ-3507-01 з двигуном ЗМЗ – 53.

Наведемо рівняння (8) до виду:

$$\beta^3 + \frac{\dot{a}_{12}}{\dot{a}_{11}} \times \beta^2 + \frac{\dot{a}_{13}}{\dot{a}_{11}} \times \beta + \frac{\dot{a}_{10}}{\dot{a}_{11}} = 0 \text{ або}$$

$$\beta^3 + \dot{a} \times \beta^2 + b \times \beta + c = 0. \quad (9)$$

У свою чергу рівняння (9) заміною невідомого $y = \beta + \frac{a}{3}$.

$\left(\beta = y - \frac{a}{3}\right)$ перетворюється на так зване зведене рівняння:

$$y^3 + py + q = 0, \quad (10)$$

де $p = -\frac{a^2}{3} + b$; $q = 2\left(\frac{a}{3}\right)^3 - \frac{a \times b}{3} + c$.

Відомо, що кількість дійсних коренів рівняння (8) залежить від знака його дискримінанта

$$D = \left(\frac{p}{3}\right)^3 + \left(\frac{q}{2}\right)^2.$$

Для визначення дискримінанта знайшли значення коефіцієнтів a, b і c. Проведені розрахунки показали, що незалежно від передачі $a = -10,397$; $b = -3,906$; $c = 23,849$. За цих значень коефіцієнтів $D = 7772,6 > 0$, тобто рівняння (8) має один дійсний корінь і два комплексно спряжені.

За цих значень коефіцієнтів $D = 7772,6 > 0$, тобто рівняння (8) має один дійсний корінь і два комплексно спряжені. Оскільки комплексні корені стосовно до передаточного числа не мають сенсу, то треба розглядати тільки дійсний корінь, який визначимо за формулою Кардано: $y = A + B$, де $A = \sqrt[3]{\frac{q}{2} + \sqrt{D}}$,

$$B = \sqrt[3]{\frac{q}{2} - \sqrt{D}}, \quad D = \left(\frac{p}{3}\right)^3 + \left(\frac{q}{2}\right)^2.$$

Заміною $\beta = y - \frac{a}{3}$ знаходимо корінь рівняння (9), тобто значення коефіцієнта β , що показує, як необ-

Таблиця 2

Значення коефіцієнтів за даними автомобіля ГАЗ-САЗ-3507-01

Передача	Коефіцієнти			
	a_1	a_2	a_3	a_0
1	- 11295,4	129037	45591	285611
2	- 6243,5	71194	25121	157532
3	- 3491,4	39804	14035	88057
4	- 1832,2	18865	4580	44803

хідно змінити передаточні відношення трансмісії автомобіля ГАЗ-САЗ-3507-01, двигун якого працює на альтернативному паливі, щоб динамічні показники такого автомобіля були однаковими з базовою (бензиною) модифікацією. Якщо автомобіль ГАЗ-САЗ-3507-01 буде працювати на генераторному газі, то значення коефіцієнта $\beta = 1,412$ у разі роботи на водопаливній емульсії $\beta = 1,331$. Необхідне передаточне відношення трансмісії при цьому може бути забезпечено або додатковим редуктором із встановленими передаточними відношеннями, або головною передачею, передаточне відношення якої в β раз більше передаточного відношення базової моделі.

Головні висновки. Оцінка тягово-швидкісних властивостей і динамічності автомобілів під час зменшення потужності їх двигуна до 40 % (зокрема, під час роботи на альтернативному паливі) показує, що це призводить до зменшення показників цих властивостей. Покращення тягово-швидкісних і динамічних властивостей автомобілів у цьому разі може бути досягнуто завдяки оптимізації системи «двигун – трансмісія», наприклад введенням додаткового редуктора.

Запропонована методика визначення передаточних відношень трансмісії автомобіля, що працює на альтернативному паливі, заснована на тому, що колові сили на ведучих колесах базової моделі та її переобладнаної модифікації однакові. За цією методикою визначено передаточні відношення трансмісії автомобіля ГАЗ-САЗ-3507-01, що працює на окремому (водопаливній емульсії, генераторний газ) альтернативному паливі. Показано, що зміною передаточного відношення трансмісії у 1,412 (за використання генераторного газу) та 1,331 рази (за використання водопаливної емульсії) забезпечується рівність колових сил базової моделі та її переобладнаної модифікації.

Перспективи використання результатів дослідження. Надалі доцільно виконати на основі техніко-економічної оцінки прийнятих рішень багатофакторні експериментальні дослідження модернізованих трансмісій, переобладнаних для роботи на альтернативному паливі, автомобілів сільськогосподарського призначення.

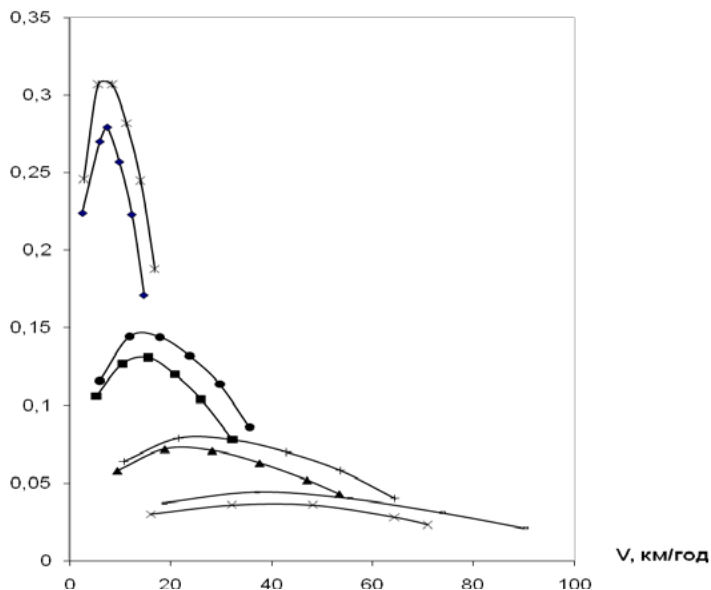


Рис. 1. Динамічні характеристики автомобіля ГАЗ-САЗ-3507-01 під час роботи на водопаливній емульсії (менші значення динамічного фактора та швидкості) порівняно з роботою на бензині

Література

1. Мельник М.В., Ємець Б.В., Поліщук О.С. Обґрунтування продуктивного використання газового палива для бензинових двигунів автомобілів. *Вісник ЖНАЕУ*. 2010. № 2 (27). С. 139–145.
2. Ємець Б.В. Моделювання та покращення паливної економічності автомобілів сільськогосподарського призначення. *Вісник ЖНАЕУ*. 2016. № 2 (56). Т. 1. С. 268–273.
3. Ємець Б.В. Визначення максимальної швидкості руху автомобілів сільськогосподарського призначення на генераторному газі. *Вісник ЖНАЕУ*. 2017. № 1 (58). Т. 1. С. 221–230.
4. Моделювання показників тягово-швидкісних властивостей автомобіля під час його роботи на водопаливних емульсіях / Ємець Б.В., Пустовіт С.В., Поліщук О.С., Ємець Л.В. *Вісник ЖНАЕУ*. 2016. № 1 (53). Т. 1. С. 317–324.
5. Чудаков Е.А. Теория автомобиля. Москва: «Машгиз», 1950. 343 с.
6. Туревский Н.С. Теория автомобиля. Москва: «Высшая школа», 2005. 240 с.