

УДК 629.113

## ПОКРАЩЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК АВТОМОБІЛІВ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО ПРИЗНАЧЕННЯ ПІД ЧАС РОБОТИ НА ОКРЕМИХ ВИДАХ АЛЬТЕРНАТИВНОГО ПАЛИВА

**Б. В. Ємець**

*e-mail: bogdan1199@ukr.net*

Житомирський національний агроєкологічний університет  
бульвар Старий, 7, м. Житомир, 10008, Україна

*Зміна показників зовнішньої роботи переобладнаних двигунів на окремих видах (водопаливні 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. Користуючись розрахованими динамічними характеристиками, можливо вирішувати завдання для визначення показників динамічності автомобілів сільськогосподарського призначення.*

*Аналіз результатів проведеного моделювання роботи двигуна ЗМЗ-53 на вищезгаданому альтернативному паливі показує, що зміна частоти обертання колінчастого вала у режимі максимального крутного моменту не перевищує 10%, тобто при апроксимації крутного моменту двигуна можна користуватися одним і тим же поліномом.*

*Встановлено, що розрахований коефіцієнт  $\beta$  показує, як необхідно змінити передаточні відношення трансмісії автомобіля ГАЗ-САЗ-25041, двигун якого працює на альтернативному паливі, щоб динамічні показники такого автомобіля були однаковими з базовою (бензиною) модифікацією. Якщо автомобіль ГАЗ-САЗ-25041 буде працювати на генераторному газу, то значення коефіцієнта  $\beta = 1,411$ , у випадку роботи на водопаливній емульсії –  $\beta = 1,332$ . Необхідне передаточне відношення трансмісії при цьому може бути забезпечено або додатковим редуктором з встановленими передаточними відношеннями, або головною передачею, передаточне відношення якої в  $\beta$  раз більше передаточного відношення базової моделі.*

*У подальшому доцільно виконати, на основі техніко-економічної оцінки прийнятих рішень, багатофакторні експериментальні дослідження модернізованих трансмісій, переобладнаних для роботи на альтернативному паливі, автомобілів сільськогосподарського призначення.*

**Ключові слова:** динамічна характеристика, автомобіль, сільськогосподарське призначення, альтернативне паливо.

### Постановка проблеми

Проблема забруднення навколишнього середовища притаманна багатьом країнам і на сьогоднішній день набула глобального характеру. Найбільшими забруднювачами повітря в Україні і Житомирській області, зокрема, є автомобільні транспортні засоби [1]. Бензиновий двигун внутрішнього згорання 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]. Тому 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 газу (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.

### Аналіз останніх досліджень та публікацій

Основи теоретичних досліджень тягово-швидкісних властивостей, і в тому числі динамічності автомобілів, викладені в наукових роботах Чудакова Е. А., Зимелева Г. В., Фалькевича Б. С., Фаробіна Я. Є., Туревського М. С. та багатьох інших [5, 6, 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 та 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, котра 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:  $\cos \alpha = 1$ , а  $\sin \alpha = 0$ , де  $\alpha$  – кут підйому, вираз для динамічного фактора можна записати так:

$$D = \varphi \cdot \cos \alpha \pm \sin \alpha \pm (\delta/g) \cdot \frac{dV}{dt},$$

або  $D = \psi \pm (\delta/g) \quad (2)$

При усталеному русі  $D = \psi$  можна зразу визначити максимальну швидкість руху автомобіля в заданих умовах. Динамічна характеристика допомагає порівнювати тягово-швидкісні властивості автомобілів, в тому числі сільськогосподарського призначення, з різною масою.

Динамічною характеристикою автомобіля називають графік залежності динамічного фактора  $D$  при повному завантаженні автомобіля від швидкості руху на різних передачах трансмісії. Щоб не перераховувати при кожній зміні 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.

Бумага О.Д. показав, що для автомобілів, що працюють на газоподібному паливі, можливі два

підходи до визначення передаточних відношень трансмісії. Перший – це пристосування трансмісії існуючого автомобіля до двигуна, що працює на газоподібному паливі, шляхом корекції передаточного відношення головної передачі або введенням додаткового редуктора у трансмісію автомобіля. Другий – це розробка нової трансмісії автомобіля, найбільш повно пристосованої до двигуна, що працює на газоподібному паливі [6]. Другий підхід, як правило, малорентабельний.

У першому підході показано, що при переобладнанні бензинових автомобілів у газобалонні необхідно домагатися того, щоб показники тягово-швидкісних властивостей газобалонних та базових (з двигунами, що працюють на бензині) модифікацій найменше відрізнялися між собою. Зважаючи на порівняльний характер розрахунків, їх проводять за однією і тією ж методикою [5]. Цю методику в даній роботі використано також для пристосування трансмісії існуючого автомобіля до двигуна, що працює на водопаливній емульсії, шляхом введення додаткового редуктора у трансмісію автомобіля.

#### Мета, завдання та методика досліджень

Мета дослідження – покращити динамічні характеристики автомобілів сільськогосподарського призначення під час роботи на альтернативному паливі (генераторному газу, водопаливних емульсіях) методом введення додаткового редуктора.

Для досягнення поставленої мети завдання дослідження сформульовані наступним чином: 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 у порівнянні з базовими бензиновими характеристиками; покращити отримані динамічні характеристики автомобіля сільськогосподарського призначення під час роботи на альтернативному паливі (генераторному газу, водопаливних емульсіях) методом введення додаткового редуктора.

Використано комплекс сучасних методів наукового дослідження: математичне моделювання, чисельний експеримент з використанням ПЕОМ.

**Результати досліджень**

Визначати і досліджувати показники тягово-швидкісних властивостей (ТШВ), і динамічних характеристик зокрема, досить складної механічної системи "автомобіль" та аналізувати вплив на неї зовнішніх чинників (водія, дороги) 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;  $\alpha$  – кут поздовжнього нахилу полотна дороги;  $V$  – швидкість руху автомобіля, м/с;  $dV/dt$  – прискорення автомобіля, м/с<sup>2</sup>.

У розрахунках показників ТШВ автомобілів найбільш зручним є використання залежності крутного моменту у функції частоти обертання  $\omega$  колінчастого валу 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]:

$$a = \frac{M_{\dot{\omega}_{\min}}}{A_{11}} + \frac{M_{\dot{\omega}_{\max}}}{A_{12}} + \frac{M_{eN}}{A_{13}},$$

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

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

де  $A_{11} = \omega_{\min}^2 - \omega_{\min}(\omega_N + \omega_M) + \omega_N \cdot \omega_M$ ;  $A_{12} = \omega_M^2 + \omega_M(\omega_N + \omega_{\min}) + \omega_N \cdot \omega_{\min}$ ;  $A_{13} = \omega_N^2 + \omega_N(\omega_M + \omega_{\min}) + \omega_M \cdot \omega_{\min}$ ;  $\omega_{\min}, M_{k,\min}$  – мінімальна кутова швидкість колінчастого валу двигуна, рад/с, та крутний момент, Н·м, при цій кутовій швидкості;  $M_{k,\max}, \omega_M$  – максимальний крутний момент двигуна, Н·м, та кутова швидкість колінчастого валу двигуна, рад/с, що йому відповідає;  $M_N, \omega_N$  – крутний момент, Н·м, та кутова швидкість колінчастого валу 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 і рухому колову силу

для автомобіля сільськогосподарського призначення ГАЗ-САЗ-25041. 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, наведені у табл. 1.

**Таблиця 1. Значення коефіцієнтів  $A_{11}, A_{12}$  і  $A_{13}$  для двигуна ЗМЗ-53 під час роботи на різному пальному**

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	0,404	- 0,150	0,236
Генераторний газ	0,399	- 0,156	0,238

Аналіз табл. 1 показує, що зміна частоти обертання колінчастого валу у режимі максимального крутного моменту не перевищує 10%, тобто при апроксимації крутного моменту двигуна можна користуватися одним і тим же 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 Бумаги О. Д.

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

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

$$\text{де } A_i = a \cdot \frac{U_i^3 \cdot \eta_i}{r_a r_e^2}, \quad B_i = b \cdot \frac{U_i^2 \cdot \eta_i}{r_a \cdot r_e},$$

$$C_i = c \cdot \frac{U_i \cdot \eta_i}{r_a}, \quad U_i - \text{загальне передаточне}$$

число трансмісії автомобіля на  $i$ -ій передачі;  $\eta_m$  – коефіцієнт корисної дії трансмісії;  $r_d$  та  $r_k$  – динамічний радіус та радіус кочення колеса, м.

Використавши паспортні дані автомобіля сільськогосподарського призначення ГАЗ-САЗ-25041 і формулу (1) розраховано параметри його динамічної характеристики під час роботи на водопаливній емульсії у порівнянні з базовими бензиновими характеристиками (рис. 1). Аналіз характеристики показує, що заміна бензину на водопаливну емульсію в якості палива для двигуна ЗМЗ-53 автомобіля ГАЗ-САЗ-25041 погіршує показники ТШВ на різних передачах в

середньому від 7 до 26%. З літератури відомо, що використання генераторного газу в якості палива для двигуна автомобіля погіршує показники ТШВ до 35% [1,3, інші].

Щоб покращити вищезрозглянуті показники та одержати однакові показники тягово-швидкісних властивостей бензинових і переобладнаних (у формулі (6) позначено індексом « $n$ ») модифікацій, необхідно щоб праві частини рівняння (5) були або однаковими, або мало відрізнялися між собою, тобто:

$$A_{i6} \cdot V^2 + B_{i6} \cdot V + C_{i6} = A_{in} \cdot V^2 + B_{in} \cdot V + C_{in}, \quad (6)$$

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 із передач, сталими будуть також значення коефіцієнтів  $A_i$ ,  $B_i$ ,  $C_i$  і тому рівняння (6) представлено у вигляді:

$$\begin{aligned} \dot{a}_i \times \frac{U_{\delta\delta}^3}{r_k^2 \times r_d} \times \beta^3 \times V^2 + b_i \times \frac{U_{\delta\delta}^2}{r_k \times r_d} \times \beta^2 \times V + c_i \times \frac{U_{\delta\delta}}{r_d} \times V \times \beta = \\ = \dot{a}_a \times \frac{U_{\delta\delta}^3}{r_k^2 \times r_d} \times V^2 + b_a \times \frac{U_{\delta\delta}^2}{r_k \times r_d} \times V + c_a \times \frac{U_{\delta\delta}}{r_d} \times V \end{aligned} \quad (7)$$

Після перетворень отримують рівняння виду:

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

$$\text{де } \dot{a}_{11} = \dot{a}_i \times \frac{U_{\delta\delta}^3}{r_k^2 \times r_d} \times V^2, \quad \dot{a}_{12} = b_i \times \frac{U_{\delta\delta}^2}{r_k \times r_d} \times V, \quad \dot{a}_{13} = \tilde{n}_i \times \frac{U_{\delta\delta}}{r_d} \times V.$$

У табл. 2 наведені результати розрахунку коефіцієнтів  $a_{11}$ ,  $a_{12}$ ,  $a_{13}$ ,  $a_{10}$  для всіх передач автомобіля ГАЗ-САЗ-25041 з двигуном ЗМЗ – 53.

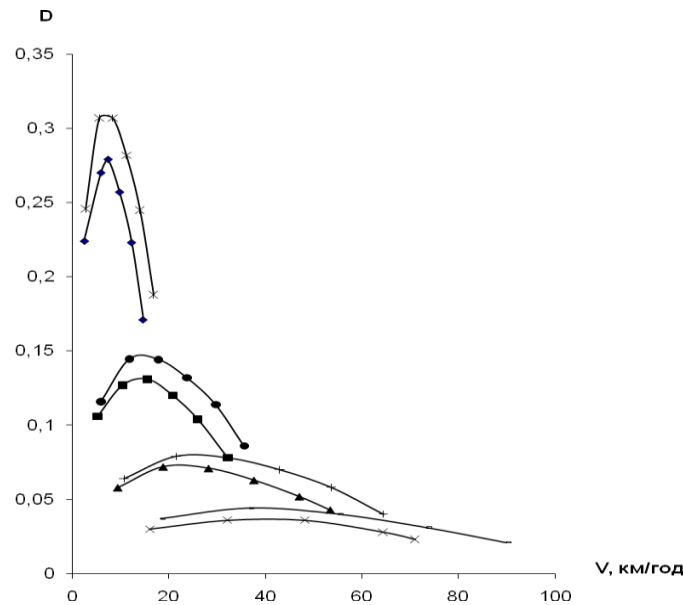


Рис. 1. Динамічні характеристики автомобіля ГАЗ-СА3-25041 під час роботи на водопаливній емульсії (менші значення динамічного фактору та швидкості) у порівнянні з роботою на бензині

Приведемо рівняння (8) до виду:

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

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

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

Таблиця 2. Значення коефіцієнтів розрахованих за даними автомобіля ГАЗ-СА3-25041

Передача	Коефіцієнти			
	$a_1$	$a_2$	$a_3$	$a_0$
1	- 11295,3	129036	45591	285611
2	- 6243,3	71194	25121	157532
3	- 3491,5	39802	14035	88057
4	- 1832,1	18867	4580	44803

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. Оскільки комплексні корені стосовно до передаточного числа не мають сенсу, то слід розглядати тільки дійсний корінь, який визначимо за формулою Кардано:

$$y = A + B, \quad \text{де } A = \sqrt[3]{\frac{q}{2} + \sqrt{D}},$$

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

Заміною  $\beta = y - \frac{a}{3}$  знаходимо корінь

рівняння (9), тобто значення коефіцієнта  $\beta$ , що показує, як необхідно змінити передаточні

відношення трансмісії автомобіля ГАЗ-САЗ-25041, двигун якого працює на альтернативному паливі, щоб динамічні показники такого автомобіля були однаковими з базовою (бензиною) модифікацією. Якщо автомобіль ГАЗ-САЗ-25041 буде працювати на генераторному газу, то значення коефіцієнта  $\beta = 1,411$ , у випадку роботи на водопаливній емульсії  $\beta = 1,332$ . Необхідне передаточне відношення трансмісії при цьому може бути забезпечено або додатковим редуктором з встановленими передаточними відношеннями або головною передачею, передаточне відношення якої в  $\beta$  раз більше передаточного відношення базової моделі.

#### **Висновки та перспективи подальших досліджень**

Оцінка тягово-швидкісних властивостей та динамічності автомобілів при зменшенні потужності їх двигуна до 40% (у тому числі під час роботи на альтернативному паливі) показує, що це призводить до зменшення показників цих властивостей. Покращення тягово-швидкісних і динамічних властивостей автомобілів у цьому випадку може бути досягнуто за рахунок 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 і її переобладнаної модифікації однакові. За даною методикою визначені передаточні відношення трансмісії автомобіля ГАЗ-САЗ-25041, що працює на окремому (водопаливній емульсії, генераторний газ) альтернативному паливі. Показано, що зміною передаточного відношення трансмісії у 1,411 (при використанні генераторного газу) та 1,332 рази (при використанні водопаливної емульсії) забезпечується рівність колових сил базової моделі і її переобладнаної модифікації.

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

#### **References**

1. Melnik, M. V., Yemets, B. V. & Polishhuk, O. S. (2010). Obgruntuvannja produktivnogo vikoristannja gazovogo paliva dlja benzinovih dviguniv avtomobiliv [Justification productive use of fuel gas for gasoline vehicle engine]. *Visnyk Zhytomyrskoho natsionalnoho ahroekolohichnoho universytetu*, 2 (27), 139–145 [in Ukrainian].
2. Yemets, B. V. (2016). Modeljuvannja ta pokrashhennja palivnoi ekonomich-nosti avtomobiliv silskogospodarskogo pryznachennja [Modeling and fuel efficiency improvement in agricultural machinery]. *Visnyk Zhytomyrskoho natsionalnoho ahroekolohichnoho universytetu*, 2 (56), 1, 268–273 [in Ukrainian].
3. Yemets, B. V. (2017). Vyznachennja maksimalnoi shvidkosti ruhu avtomobiliv silskogospodarskogo pryznachennja na generatomu gazu [Defining maximum speed of agricultural machinery using generator gas]. *Visnyk Zhytomyrskoho natsionalnoho ahroekolohichnoho universytetu*, 1(58), 1, 221–230 [in Ukrainian].
4. Yemets, B. V., Pustovit, S. V., Polishhuk, O. S. & Yemets, L. V. (2016). Modeljuvannja pokaznikov tjavovo-shvidkisnih vlastivostej avtomobilja pid chas jogo roboti na vodopalivnih emul'sijah [Modeling of traction-speed characteristics indexes of automobile while its work with water fuel emulsions]. *Visnyk Zhytomyrskoho natsionalnoho ahroekolohichnoho universytetu*, 1(53), 1, 317–324 [in Ukrainian].
5. CHudakov, E. A. (1950). *Teorija avtomobilja* [Theory of the car]. Moskva: Mashgiz [in Russian].
6. Turevskij, N. S. (2005). *Teorija avtomobilja* [Theory of the car]. Moskva: Vyssha shkola [in Russian].

#### **THE IMPROVEMENT OF AGRICULTURAL MACHINERY DYNAMIC CHARACTERISTICS USING PARTICULAR TYPES OF ALTERNATIVE FUEL**

**B. Yemets**

*e-mail: bogdan1199@ukr.net*

Zhytomyr National Agroecological University,  
Stry Boulevard, 7, Zhytomyr, 10002, Ukraine

*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. Using the calculated dynamic characteristics it is possible to solve tasks directed at determination of agricultural machinery dynamics.

The analysis of ZMZ-53 engine simulation results using the alternative fuel mentioned above shows, that the change of crankshaft rotation speed in the mode of maximum torque does not exceed 10%, that is, while approximating the engine torque it is possible to use one and the same polynomial.

It is stated, that the calculated  $\beta$  coefficient shows how it is necessary to change the transmission ratio of GAZ-SAZ-25041 that works on alternative fuel in order to make dynamic indexes equal to the basic (petrol) modification. In the GAZ-SAZ-25041 working on generator gas, the coefficient rate will correspond to  $\beta=1,411$ , on water-fuel emulsion –  $\beta=1,332$ . While the necessary transmission ratio can be provided either with an additional gearbox with installed ratio, or by the main transmission, which transmission ratio is in  $\beta$  times exceeds the one of basic model.

On the basis of feasibility assessment, further multifactorial experimental investigations of modernized transmissions refitted to the agricultural machinery, using alternative fuel are advised.

**Keywords:** dynamic characteristic, automobile, agricultural machinery, alternative fuel.

### УЛУЧШЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК АВТОМОБИЛЕЙ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО НАЗНАЧЕНИЯ ВО ВРЕМЯ РАБОТЫ НА ОТДЕЛЬНЫХ ВИДАХ АЛЬТЕРНАТИВНОГО ТОПЛИВА

**Б. В. Емец**

*e-mail:* bogdan1199@ukr.net

Житомирский национальный  
агроэкологический университет

бульвар Старый, 7, г. Житомир, 10002, Украина

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. Пользуясь

рассчитанными динамическими характеристиками, возможно решать задачи по определению показателей динамичности автомобилей сельскохозяйственного назначения.

Анализ результатов проведенного моделирования работы двигателя ЗМЗ-53 на вышеупомянутом альтернативном топливе показывает, что изменение частоты вращения коленчатого вала в режиме максимального крутящего момента не превышает 10 %, то есть при аппроксимации крутящего момента двигателя можно пользоваться одним и тем же полиномом.

Установлено, что рассчитанный коэффициент  $\beta$  показывает, как необходимо изменить передаточные отношения трансмиссии автомобиля ГАЗ-САЗ-25041, двигатель которого работает на альтернативном топливе, чтобы динамические показатели такого автомобиля были одинаковыми с базовой (бензиновой) модификацией. Если автомобиль ГАЗ-САЗ-25041 будет работать на генераторном газе, то значение коэффициента  $\beta = 1,411$ , в случае работы на водотопливной эмульсии  $\beta = 1,332$ . Необходимое передаточное отношение трансмиссии при этом может быть обеспечено или дополнительным редуктором с установленными передаточными отношениями, или главной передачей, передаточное отношение которой в  $\beta$  раз больше передаточного отношения базовой модели.

В дальнейшем целесообразно выполнить, на основе технико-экономической оценки принятых решений, многофакторные экспериментальные исследования модернизированных трансмиссий, переоборудованных для работы на альтернативном топливе, автомобилей сельскохозяйственного назначения.

**Ключевые слова:** динамическая характеристика, автомобиль, сельскохозяйственное назначение, альтернативное топливо.