

УДК 629.113

**Б. В. Ємець**

к. т. н.

**С. В. Пустовіт**

к. т. н.

Житомирський національний агроекологічний університет

**О. С. Поліщук**

**Л. В. Ємець**

Житомирський агротехнічний коледж

## **МОДЕЛЮВАННЯ ПОКАЗНИКІВ ТЯГОВО-ШВИДКІСНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ АВТОМОБІЛЯ ПІД ЧАС ЙОГО РОБОТИ НА ВОДОПАЛИВНИХ ЕМУЛЬСІЯХ**

*Методом моделювання показників тягово-швидкісних властивостей (ТШВ) автомобіля КамАЗ-5320 під час його роботи на водопаливній емульсії (ВПЕ) встановлено, що показники ТШВ суттєво знижуються, якщо ВПЕ має концентрацію води більше 5%. У випадку використання ВПЕ для двигуна КамАЗ-740 з концентрацією води 20% наступні показники зменшаться: максимальна швидкість автомобіля КамАЗ-5320 – на 7% та максимальна сила тяги цього ж автомобіля – на 8%, при цьому збільшиться шлях вибігу з 50 км/год на 26% та час розгону до 60 км/год на 18%.*

**Ключові слова:** автомобіль, водопаливна емульсія, тягово-швидкісні властивості, моделювання.

### **Постановка проблеми**

За останні 25 років у світі потреба у первинних енергоносіях зросла у 3,6 раза, а потреба у нафті зросла в 5,9 раза. Запаси нафти у світі становлять 10% від загального об'єму розвіданих родовищ. Тому застосування джерел енергії, альтернативних нафті, є актуальною проблемою не тільки для України, а й для всього світу [1]. Один із способів вирішення проблеми альтернативи експлуатації нафтопродуктів – це можливість роботи як бензинових двигунів, так і дизелів на водопаливних емульсіях [2, 5, 8, інші].

### **Аналіз останніх досліджень і публікацій**

Водопаливні емульсії (ВПЕ) – це системи, які складаються з води, що є дисперсною фазою з діаметром крапель від 0,1 до 10 мкм, і палива, що є дисперсним середовищем. Водопаливні емульсії отримують в гомонізаторах і диспаргаторах [2, 5]. Важливим показником якості емульсії є її стабільність, яка забезпечується додаванням до неї поверхнево-активних речовин (ПАР) – емульгаторів. Використання водопаливних емульсій не потребує конструктивних змін дизеля та дозволяє помітно покращити екологічні характеристики таких двигунів.

У праці [4] наведено дані експериментальних випробувань двигуна КамАЗ-740, серійний номер НО1КТ13141, з використанням водопаливних емульсій в якості палива, яке складалось з:

- 94% Л-0,2 ГОСТ 305-82, 1% ПАР, 5% H<sub>2</sub>O;
- 89% Л-0,2 ГОСТ 305-82, 1% ПАР, 10% H<sub>2</sub>O;
- 79% Л-0,2 ГОСТ 305-82, 1% ПАР, 20% H<sub>2</sub>O;
- 88% Л-0,2 ГОСТ 305-82, 1% ПАР, 1% присадки ЦГН, 10% H<sub>2</sub>O.

В якості емульгатора використані ПАР, які складаються з азот- та гідровмісних ефірів жирних кислот.

Виконані дослідження показали, що під час використання водопаливних емульсій в якості палива ефективна потужність двигуна знижується:

- для ВПЕ з концентрацією води 5% з 128,8 кВт до 124,1 кВт – на 3,6%;
- для ВПЕ з концентрацією води 10% з 128,8 кВт до 119,8 кВт – на 7,0%;
- для ВПЕ з концентрацією води 20% з 128,8 кВт до 116,0 кВт – на 9,9%.

У розрахунку на вуглеводневі складові економічність двигуна КамАЗ-740 під час роботи на ВПЕ покращилася. Так, питома ефективна витрата палива двигуна знижується:

- для ВПЕ з концентрацією води 5% з 241,8 г/кВт·год до 232,5 г/кВт·год – на 3,8%;
- для ВПЕ з концентрацією води 10% з 241,8 г/кВт·год до 238,2 г/кВт·год – на 1,9%;
- для ВПЕ з концентрацією води 20% з 241,8 г/кВт·год до 236,8 г/кВт·год – на 2,1%.

Годинна витрата вуглеводневих складових ВПЕ знижується:

- для ВПЕ з концентрацією води 5% з 36,3 кг/год до 35,6 кг/год – на 1,9%;
- для ВПЕ з концентрацією води 10% з 36,3 кг/год до 34,3 кг/год – на 5,5%;
- для ВПЕ з концентрацією води 20% з 36,3 кг/год до 21,2 кг/год – на 14,0%.

Під час роботи двигуна КамАЗ-740 на ВПЕ з різною концентрацією води димність відпрацьованих газів знижується у 5–6 разів, концентрація оксидів вуглецю – на 20–25 %, а концентрація оксидів азоту – до 70% [4].

## Мета, завдання та методика досліджень

У літературі не наводяться дані про ТШВ тих автомобілів, на яких встановлюється двигун КамАЗ-740 (наприклад, КамАЗ-5320 [3]) під час роботи його на ВПЕ. Тому мета цього дослідження є моделювання ТШВ автомобіля КамАЗ-5320 з використанням ВПЕ в якості палива для його двигуна.

Завдання дослідження – встановити методом моделювання величини основних показників ТШВ автомобіля КамАЗ-5320 під час роботи його двигуна на ВПЕ та порівняти отримані дані з показниками ТШВ цього ж автомобіля на дизельному пальному.

Об'єктом дослідження стали ТШВ автомобіля КамАЗ-5320.

Вказані дослідження проведено на вітчизняних матеріалах та даних окремих зарубіжних країн [4,8, інші].

Дослідження виконано методом моделювання на персональному комп'ютері показників ТШВ автомобіля КамАЗ-5320 зі штатним дизелем КамАЗ-740, а також під час роботи цього двигуна на ВПЕ.

### Результати досліджень

Показники ТШВ переобладнаного автомобіля або того, який працює на альтернативному паливі (окрім середньої швидкості), можна визначити шляхом розв'язку диференціального рівняння руху автомобіля, яке записується у вигляді [1, 6, інші]:

$$\frac{dV}{dt} \cdot M_a \cdot \delta_{об} = P_{кол}(V) - P_{оп}(V, V^2) \pm G_a \cdot \sin \alpha, \quad (1)$$

де  $M_a$  – повна маса автомобіля, кг;  $\delta_{об}$  – коефіцієнт, який враховує обертові маси автомобіля;  $P_{кол}(V)$  – повна колова сила на ведучих колесах автомобіля, Н;  $P_{оп}(V, V^2)$  – 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>.

Після визначення окремих складових рівняння (1), як правило, набуває вигляду

$$\frac{dV}{dt} \cdot M_a \cdot \delta_{об} = a_i \cdot V^2 + b_i \cdot V + c_i, \quad (2)$$

де коефіцієнти  $a_i$ ,  $b_i$ ,  $c_i$  визначаються параметрами конструкції автомобіля, його двигуна і передаточних відношень трансмісії.

У розрахунках показників ТШВ автомобіля найбільш традиційним та достатньо точним є використання залежності крутного моменту від кутової частоти обертання колінчастого вала двигуна  $M_k = f(\omega)$  у вигляді

$$M_k = a \cdot \omega^2 + b \cdot \omega + c, \quad (3)$$

де  $a$ ,  $b$ ,  $c$  – сталі коефіцієнти, що визначаються за допомогою інтерполяційної формули Лагранжа:

$$a = \frac{M_{к. \min}}{A_{11}} + \frac{M_{к. \max}}{A_{12}} + \frac{M_{к. N}}{A_{13}},$$

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

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

$$\text{де } A_{11} = \omega_{\min}^2 - \omega_{\min}(\omega_N + \omega_M) + \omega_N \cdot \omega_M; \quad A_{12} = \omega_M^2 + \omega_M(\omega_N + \omega_{\min}) + \omega_N \cdot \omega_{\min};$$

$$A_{13} = \omega_N^2 + \omega_N(\omega_M + \omega_{\min}) + \omega_M \cdot \omega_{\min};$$

$\omega_{\min}$ ,  $M_{\kappa, \min}$  – мінімальна стійка кутова швидкість колінчастого вала двигуна, рад/с, та крутний момент, Н·м, при цій кутовій швидкості;

$M_{\kappa, \max}$ ,  $\omega_M$  – максимальний крутний момент двигуна, Н·м, та кутова швидкість колінчастого вала двигуна, рад/с, що йому відповідає;

$M_{\kappa, N}$ ,  $\omega_N$  – крутний момент, Н·м, та кутова швидкість колінчастого вала двигуна, рад/с, що відповідають його максимальній потужності

$$\omega_{\min} = (0,3 \dots 0,4) \omega_N.$$

З урахуванням залежностей  $M_{\kappa} = f(\omega)$  та  $V = F(\omega)$  колову силу на ведучих колесах автомобіля традиційно записують [6]

$$P_{\text{кол},i} = A_i \cdot V^2 + B_i \cdot V + C_i, \quad (4)$$

$$\text{де } A_i = a \cdot \frac{U_i^3 \cdot \eta_m}{r_{\partial} r_{\kappa}^2}, \quad B_i = b \cdot \frac{U_i^2 \cdot \eta_m}{r_{\partial} \cdot r_{\kappa}}, \quad C_i = c \cdot \frac{U_i \cdot \eta_m}{r_{\partial}}, \quad (5)$$

де  $U_i$  – загальне передаточне число трансмісії автомобіля на  $i$ -ій передачі;  $\eta_m$  – коефіцієнт корисної дії трансмісії;  $r_{\partial}$  та  $r_{\kappa}$  – динамічний радіус та радіус кочення колеса, м.

Після визначення колової сили на ведучих колесах диференціальне рівняння руху автомобіля записують у вигляді

$$\frac{dV}{dt} \cdot M_a \cdot \delta_{\text{об}} = A_i \cdot V^2 + B_i \cdot V + C_i - P_{\text{он}}(V, V^2) \pm G_a \cdot \sin \alpha \quad (6)$$

Рівняння (6) дозволяє визначити всі показники ТШВ (окрім середньої швидкості), як тих, які нормовані державними стандартами, так і тих, які рекомендовані різними дослідниками [1,5, інші].

Відповідно до нормативних документів, показники ТШВ визначають на прямолінійних ділянках дороги. Характеристики розгону визначають на горизонтальних ділянках дороги ( $\alpha = 0$ ). Тому, якщо позначити:

$$a_i = A_i - K_w F, \quad b_i = B_i - K_f M_a \cdot g, \quad c_i = C_i - f_0 \cdot M_a \cdot g,$$

де  $K_w$  – коефіцієнт обтічності, Н·с<sup>2</sup>/м<sup>4</sup>;  $F$  – площа проекції автомобіля на площину, перпендикулярну його поздовжній осі, м<sup>2</sup>;  $K_f$  – коефіцієнт, який враховує змінювання опору коченню залежно від швидкості;  $f_0$  – коефіцієнт опору коченню при швидкостях, близьких до нуля, то диференціальне рівняння руху записують у вигляді формули (2). Після розділу змінних та інтегрування правої і лівої частин рівняння (2) одержують вирази для розрахунку часу розгону автомобіля в діапазоні від початкової швидкості  $V_n$  до кінцевої  $V_{\kappa}$  [6]

$$\tau = M_a \cdot \delta_{об} \cdot \int_{V_n}^{V_k} \frac{dV}{a_i \cdot V^2 + b_i \cdot V + c_i} \quad (7)$$

Даний інтеграл є табличним і вирішується в залежності від знаку дискримінанта  $\Delta$ . При  $\Delta = b_i^2 - 4 \cdot a_i \cdot c_i < 0$ ,

$$\tau = \frac{2 \cdot M_a \cdot \delta_{об}}{\sqrt{-\Delta}} \operatorname{arctg} \frac{2 \cdot a_i \cdot V + b_i}{\sqrt{-\Delta}} \Big|_{V_n}^{V_k} \quad (8)$$

При  $\Delta > 0$  в літературі [6, інші] згадують два інші варіанти розв'язку:

$$\tau = \frac{M_a \cdot \delta_{об}}{\sqrt{\Delta}} \cdot \ln \left| \frac{2 \cdot a_i \cdot V + b_i - \sqrt{\Delta}}{2 \cdot a_i \cdot V + b_i + \sqrt{\Delta}} \right| \Big|_{V_n}^{V_k} \quad (9)$$

або

$$\tau = \frac{M_a \cdot \delta_{об}}{a_i(p-q)} \cdot \ln \left| \frac{V-p}{V-q} \right| \Big|_{V_n}^{V_k}, \quad (10)$$

де  $p$  та  $q$  – корені рівняння  $a_i \cdot V^2 + b_i \cdot V + c_i = 0$ .

Шлях розгону визначали, як рекомендовано в літературі [6, інші]:

$$S = \frac{1}{2a_i} \left\{ M_a \cdot \delta_{об} \cdot \ln \left| a_i \cdot V^2 + b_i \cdot V + c_i \right| \Big|_{V_n}^{V_k} - b_i \cdot \tau \right\} \quad (11)$$

Максимальне прискорення у процесі розгону автомобіля на заданій передачі для прийнятих даних визначали, як [6, інші]

$$j_{\max} = \frac{1}{M_a \cdot \delta_{об}} \cdot \left( c_i - \frac{b_i^2}{4 \cdot a_i} \right) \quad (12)$$

Сила тяги автомобіля визначається в заданих дорожніх умовах і при  $dV/dt = 0$  [6]. Тому диференціальне рівняння руху набуває вигляду

$$a_i \cdot V^2 + b_i \cdot V + c_i + P_z = 0 \quad (13)$$

Максимальну силу тяги автомобіля визначали відповідно до швидкості

$$V = - \frac{B_i - K_f \cdot M_a \cdot g}{2 \cdot (A_i - K_w \cdot F)} \quad (14)$$

і в цьому випадку вона визначалась

$$P_{\max} = C_i - f_0 \cdot M_a \cdot g - \frac{(B_i - K_f \cdot M_a \cdot g)^2}{4 \cdot (A_i - K_w \cdot F)} \quad (15)$$

Максимальну швидкість визначили шляхом розв'язку рівняння балансу потужності автомобіля, яке записується у вигляді [1, інші]

$$V_{\max}^3 K_w F + V_{\max}^2 K_f \cdot G_a + V_{\max} f_0 G_a - 1000 N_e \eta_m = 0, \quad (16)$$

де  $N_e$  – ефективна потужність двигуна, кВт.

Всі наведені показники ТШВ автомобіля КамАЗ-5320 під час роботи на ВПЕ визначено шляхом інтегрування диференційного рівняння руху автомобіля, яке записано формулою (2). При цьому, окрім вищезгаданих параметрів, у розрахунках прийнято такі дані технічної характеристики автомобіля КамАЗ-5320 [3]:  $K_w$  – коефіцієнт обтічності,  $K_w = 0,65 \text{ Н}\cdot\text{с}^2/\text{м}^4$ ;  $F$  – площа проекції автомобіля на площину, перпендикулярну його поздовжній осі,  $F = 5,1 \text{ м}^2$ ;  $f_0$  – коефіцієнт опору коченню при швидкостях, близьких до нуля  $f_0 = 0,02$  (отримані дані для автомобіля КамАЗ-5320 у табл. 1).

Таблиця 1. Показники тягово-швидкісних властивостей автомобіля КамАЗ-5320 при роботі на різних видах палива

Вид палива	Максимальна швидкість, м/с	Максимальна сила тяги, Н	Максимальне прискорення, м/с <sup>2</sup>	Шлях вибігу з 50 км/год, м	Час розгону до 60 км/год, с
Дизельне паливо	22,2	49594	0,798	740	42
ВПЕ з концентрацією води 5%	21,8	48874	0,707	797	44
ВПЕ з концентрацією води 10%	21,3	46718	0,603	884	47
ВПЕ з концентрацією води 20%	20,9	46012	0,587	997	51

Аналіз табл. 1 показує, що суттєво показники ТШВ знижуються у випадку, якщо ВПЕ має концентрацією води більше 5%. На рис. 1 показано, у порівнянні, час розгону автомобіля КамАЗ-5320 на різних видах палива.

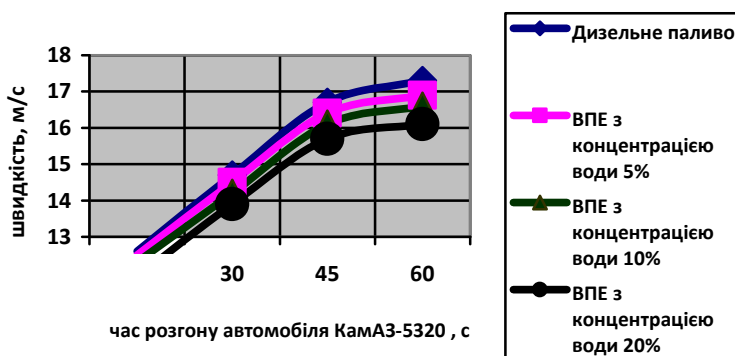


Рис. 1. Порівняння часу розгону автомобіля КамАЗ-5320 на різних видах палива

Попередньо порівняно отримані дані з продуктивності автомобіля КамАЗ-5320 під час роботи на ВПЕ з показниками продуктивності цього ж автомобіля на дизельному пальному (табл. 2) за допомогою моделі:

$$\begin{cases} z = p_1 \cdot x_1 + \dots + p_n \cdot x_n \\ x_1 + \dots + x_n \leq F \\ a_{11} \cdot x_1 + \dots + a_{1n} \cdot x_n \leq R_{a1} \\ a_{k1} \cdot x_1 + \dots + a_{kn} \cdot x_n \leq R_{ak} \\ 0 \leq x_1 \leq c_1 \cdot F \\ 0 \leq x_n \leq c_n \cdot F \end{cases}, \quad (17)$$

де  $z$  – цільова функція, яка визначає основний критерій оптимальності – максимізацію продуктивності автомобіля;  $p_1, \dots, p_n$  – продуктивність автомобіля на різному пальному;  $F$  – фонд часу експлуатації визначеної множини автомобілів;  $x_1, \dots, x_n$  – частина фонду часу  $F$ ;  $c_1, \dots, c_n$  – граничні обмеження часу експлуатації автомобіля на різному пальному;  $R_{a1}, \dots, R_{ak}$  – загальний енергетичний ресурс різних видів енергоджерел;

$\begin{pmatrix} a_{11}, \dots, a_{1n} \\ a_{k1}, \dots, a_{kn} \end{pmatrix}$  – загальна енергоємність різних видів палива, затрат праці і експлуатації.

Аналіз табл. 2 показує, що теоретично визначена середня продуктивність автомобіля КамАЗ-5320 при роботі на ВПЕ з концентрацією води 20% лише на 5% менша, аніж теоретична середня продуктивність роботи цього ж автомобіля на дизельному пальному. Але є необхідність у подальшому експериментальному підтверженні адекватності теоретичного моделювання.

**Таблиця 2. Продуктивність автомобіля КамАЗ-5320 під час роботи на різних видах палива**

Вид палива	Енерго-еквівалент палива, МДж	Енерго-затрати експлуатації, МДж	Середня продуктивність, т/год.
ВПЕ з концентрацією води 20%	1087,4	8,3	8,9
Дизельне пальне	966,7	7,9	9,4

### Висновки та перспективи подальших досліджень

1. Показники ТШВ автомобіля, який працює на ВПЕ, можна визначити шляхом розв'язку диференціального рівняння руху автомобіля.

2. Показники ТШВ автомобіля КамАЗ-5320 під час його роботи на ВПЕ суттєво знижуються, якщо ВПЕ має концентрацію води більше 5%.

3. У випадку, коли у якості палива для двигуна КамАЗ-740 використати ВПЕ з концентрацією води 20%, то зменшаться: максимальна швидкість автомобіля КамАЗ-5320 – на 7% та максимальна сила тяги цього ж автомобіля на 8%, а також збільшаться: шлях вибігу з 50 км/год на – 26% та час розгону до 60 км/год на 18%.

4. Є необхідність у подальшому експериментальному підтвердженні адекватності теоретичного моделювання.

## Література

1. Ємець Б. В. Покращення показників техніко-експлуатаційних властивостей транспортних засобів з газогенераторними установками : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : 05.22.02 / Б. В. Ємець. – К., 2008. – 20 с.

2. Иванов А. С. Водотопливная эмульсия для двигателей внутреннего сгорания / А. С. Иванов // Вестн. Московского гос. агроинж. ун-та им. В. П. Горячкина. – 2009. – № 4. – С. 66–67.

3. Медведков В. И. Автомобили КамАЗ-5320 и Урал-4320 / В. И. Медведков. – М. : ДОСААФ, 1981. – 334 с.

4. Морозов Л. С. Технический акт по определению топливно-мощностных и экологических характеристик двигателя КамАЗ-740 с применением водотопливной эмульсии в качестве топлива / Л. С. Морозов. – Санкт-Петербург, 1998. – 12 с.

5. Парсаданов И. В. Применение водотопливной эмульсии в автотракторном дизеле. Экологическая эффективность / И. В. Парсаданов // Двигатели внутреннего сгорания. – 2011. – № 2. – С. 118–121.

6. Автомобілі: тягово-швидкісні властивості та паливна економічність : навч. посібник / В. П. Сахно, Г. Б. Безбородова, М. М. Маяк, С. М. Шарай. – К. : Арістей, 2003. – 200 с.

7. Столярчук Л. В. Влияние способа подачи воды в цилиндр на экономичность и экологические показатели дизельного двигателя / Л. В. Столярчук, Е. Г. Черновец, А. Ю. Асанов // Двигателестроение. – 2008. – № 4. – С. 52–55.

8. Ceccarelli U. Metti l'emulsistem nel tuo motor / U. Ceccarelli // Tecnol. Serv. Pubbl. – 1987. – № 5. – P. 52–54, P. 58–59.