

# АВТОМОБІЛЬНИЙ ТРАНСПОРТ



УДК 621.436.12:629.341

- © С.В. Ковбасенко, канд. техн. наук, доцент,
- © В.В. Сімоненко, асистент (НТУ),
- © С.Ю. Гутаревич, канд. техн. наук, доцент, заступник директора (ДП “ДержавтогрансНДІпроект”)

## РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКІВ НА МАТЕМАТИЧНІЙ МОДЕЛІ РУХУ АВТОБУСА ПІД ЧАС РОБОТИ НА ТРАДИЦІЙНОМУ НАФТОВОМУ ПАЛИВІ ТА ДИЗЕЛЬНОМУ БІОПАЛИВІ

**Анотація.** Наведено результати розрахунків на математичній моделі руху автобуса в умовах міського їздового циклу при роботі на традиційному нафтовому паливі та дизельному біопаливі, які показують зміну його паливно-економічних, екологічних та енергетичних показників.

**Ключові слова:** шкідливі речовини, дизель, метилові ефіри ріпакової олії, математична модель.

**Аннотация.** Приведены результаты расчетов на математической модели движения автобуса в условиях городского ездового цикла при работе на традиционном нефтяном топливе и дизельном биотопливе, которые показывают изменение его топливно-экономических, экологических и энергетических показателей.

**Ключевые слова:** вредные вещества, дизель, метиловые эфиры рапсового масла, математическая модель.

**Annotation.** The results of calculations on a mathematical model of the bus in city driving cycle work on traditional fuel oil and biodiesel that show the change of the fuel-economic, environmental and energy performance.

**Keywords:** pollutants, diesel, rapeseed oil methyl esters, mathematical model.

### Вступ

На сьогодні в умовах поступового виснаження нафтових родовищ, підвищення цін на дизельне паливо, а також впровадження більш жорстких норм щодо викидів шкідливих речовин (далі – ШР) з відпрацьованими газами (далі – ВГ), постає питання заміни традиційного нафтового палива на відновлювані джерела енергії, особливо для живлення двигунів міських автобусів, які є одними з основних споживачів моторних палив.

Останнім часом широкого розповсюдження набувають біопалива рослинного походження, а саме метилові ефіри ріпакової олії (далі – МЕРО), що мають низку переваг при використанні у двигунах внутрішнього згоряння [1].

Дослідити зміну паливно-економічних, екологічних та енергетичних показників автобуса з дизелем при роботі на МЕРО, в порівнянні з традиційним нафтовим паливом, можливо шляхом розрахунків на математичній моделі [2], розробленій в Національному транспортному університеті.

Математична модель є зручним методом досліджень, адже потребує мінімум витрат, тоді як при виконанні натурних випробувань виникають великі складнощі, пов'язані з використанням високовартісного обладнання, значними витратами часу та матеріальних ресурсів.

### Основна частина

За основу математичної моделі руху автобуса з дизелем в умовах міського їздового циклу було взято блок-схеми алгоритму розрахунку витрати палива і ШР, наведені в роботах [3, 4].

Алгоритм розрахунку на математичній моделі передбачає послідовне вирішення низки систем диференціа-

льних та алгебраїчних рівнянь, що описують рух автобуса з дизелем за роботи на різних видах палива в різних швидкісних і навантажувальних режимах міського їздового циклу.

Міський їздовий цикл для автобусів (рис. 1) складається з шести ділянок різної протяжності. Вибір саме цього їздового циклу обумовлюється обраним двигуном для експериментальних досліджень і важливістю зниження сумарної токсичності автобусів у міських умовах, де перебуває велика кількість населення.

Під час проходження кожної з ділянок їздового циклу автобус характеризується основними типовими режимами руху та відповідними режимами роботи двигуна, а саме: робота дизеля в режимі мінімальної частоти обертання (активний холостий хід); розгін дизеля в режимі активного холостого ходу; розгін автобуса з дизелем у режимах буксуючого та блокованого

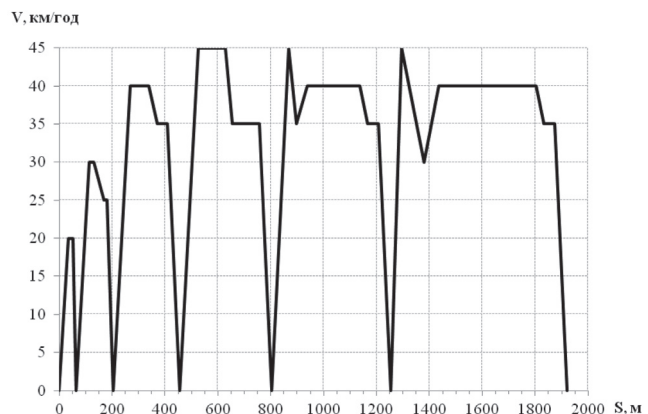


Рис. 1. Міський їздовий цикл для автобусів [5]



зчеплення; рух під час перемикання передач; усталений рух; уповільнення й зупинка автобуса.

Для прикладу, розглянемо рівняння руху дизеля під час розгону двигуна в режимі активного холостого ходу від мінімальної частоти ( $n_{\text{ххmin}}$ ) до частоти обертання, за якої водій відпускає педаль зчеплення ( $n_{\partial 0}$ ):

$$\frac{dn_{\partial}}{dt} = \left[ M_i \left( q_{\text{ц}}, n_{\partial} \right) - M_M(n_{\partial}) \right] \frac{30}{I_{\partial} \cdot \pi}, \quad (1)$$

де  $\frac{dn_{\partial}}{dt}$  – прискорення колінчастого вала дизеля,  $\text{хв}^{-1} \cdot \text{с}^{-1}$ ;

$M_i$  – індикаторний крутний момент дизеля, Н·м;

$M_M$  – момент механічних втрат дизеля, Н·м;

$I_{\partial}$  – момент інерції дизеля (визначається за довідковими даними),  $\text{кг} \cdot \text{м}^2$ ;

$q_{\text{ц}}$  – циклова подача палива,  $\text{мм}^3/\text{цикл}$ .

Розрахунок витрат палива та повітря, концентрацій ШР у ВГ дизеля ( $\text{CO}$ ,  $C_m H_n$ ,  $\text{NO}_x$ ) та димності ВГ у режимі мінімальної частоти обертання колінчастого вала, а також під час прискорення дизеля в режимі активного холостого ходу, виконується з використанням поліноміальних залежностей другого ступеня від частоти обертання колінчастого вала ( $n_{\partial}$ ):

$$X_{\text{хх}}(n_{\partial}) = A_{\text{хх}0} + A_{\text{хх}1} \cdot n_{\partial} + A_{\text{хх}2} \cdot n_{\partial}^2, \quad (2)$$

де  $A_{\text{хх}0}$ ,  $A_{\text{хх}1}$ ,  $A_{\text{хх}2}$  – коефіцієнти поліноміальних залежностей.

Витрати палива і повітря, вміст ШР у ВГ у режимі примусового холостого ходу можна описати поліноміальними залежностями другого ступеня, які мають вигляд:

$$X_{\text{пхх}}(n_{\partial}) = B_{\text{пхх}0} + B_{\text{пхх}1} \cdot n_{\partial} + B_{\text{пхх}2} \cdot n_{\partial}^2, \quad (3)$$

де  $B_{\text{пхх}0}$ ,  $B_{\text{пхх}1}$ ,  $B_{\text{пхх}2}$  – коефіцієнти поліноміальних залежностей.

Паливно-економічні та екологічні показники двигуна в широкому діапазоні швидкісних і навантажувальних режимів описуються поліноміальними залежностями другого та третього порядку від частоти обертання колінчастого вала дизеля ( $n_{\partial}$ ) та ефективного крутного моменту ( $M_e$ ).

Годинна витрата палива та повітря описуються поліноміальними залежностями другого порядку:

$$X(n_{\partial}, M_e) = C_3 + C_4 \cdot n_{\partial} + C_2 \cdot M_e + C_5 \cdot n_{\partial}^2 + C_1 \cdot M_e^2 + C_0 \cdot n_{\partial} \cdot M_e, \quad (4)$$

де  $C_0$ ,  $C_1$ ,  $C_2$ ,  $C_3$ ,  $C_4$ ,  $C_5$  – коефіцієнти поліноміальних залежностей.

Концентрації ШР із ВГ описуються поліноміальними залежностями третього порядку:

$$X(n_{\partial}, M_e) = D_6 + D_7 \cdot n_{\partial} + D_3 \cdot M_e + D_8 \cdot n_{\partial}^2 + D_2 \cdot M_e^2 + D_4 \cdot n_{\partial} \cdot M_e + D_5 \cdot n_{\partial}^2 \cdot M_e + D_0 \cdot n_{\partial} \cdot M_e^2 + D_9 \cdot n_{\partial}^3 + D_1 \cdot M_e^3, \quad (5)$$

де  $D_0$ ,  $D_1$ ,  $D_2$ ,  $D_3$ ,  $D_4$ ,  $D_5$ ,  $D_6$ ,  $D_7$ ,  $D_8$ ,  $D_9$  – коефіцієнти поліноміальних залежностей.

Коефіцієнти поліноміальних залежностей, що характеризують двигун як споживач палива, повітря та

забруднювач навколишнього середовища, визначаються за результатами моторних досліджень дизеля 4С11,0/12,5 (Д-241) [6] під час роботи на дизельному паливі та МЕРО у широких межах швидкісних і навантажувальних режимів, характерних для умов експлуатації. Регресія експериментальних даних виконувалась з використанням методу найменших квадратів.

Адекватність поліноміальних залежностей, що описують витрату палива і повітря, концентрації ШР у ВГ та димність ВГ перевірено за допомогою коефіцієнта кореляції та F-критерію Фішера [7].

Масова витрата палива під час руху на заданому відрізьку шляху, визначається із залежності:

$$G_{\text{пал}} \Sigma = \sum_{i=1}^m \frac{(t_i - t_{i-1}) \cdot (G_{\text{пал}i} + G_{\text{пал}i-1})}{2} \cdot \frac{1}{3600}, \quad (6)$$

де  $m$  – кількість розрахункових точок;

$t_i - t_{i-1}$  – час руху в заданому інтервалі, с;

$G_{\text{пал}i}$  – витрата палива в  $i$ -й точці,  $\text{кг}/\text{год}$ .

Розрахунок масової витрати повітря виконувався аналогічно до розрахунку витрати палива.

Витрата палива в тепловому еквіваленті розраховується за формулою:

$$Q_{\text{пал}} \Sigma = G_{\text{пал}} \Sigma \cdot Q_H, \quad (7)$$

де  $Q_H$  – нижча теплота згоряння палива. Згідно з [8] для дизельного палива  $Q_H = 42,5$  МДж/кг, для МЕРО –  $Q_H = 37,8$  МДж/кг.

Об'ємні викиди ШР із ВГ описуються рівнянням [9]:

$$V = \left( 1 - \frac{0,21 \cdot g_H \cdot \left( \frac{8}{3} \cdot g_C + 8g_H - g_O \right) \cdot G_{\text{пал}}}{0,92 \cdot \left( \frac{g_C}{12} + \frac{g_H}{4} - \frac{g_O}{32} \right) \cdot G_{\text{нов}}} \right) \cdot \frac{G_{\text{нов}}}{\rho_{\text{нов}}}, \quad (8)$$

де  $g_H$  – масова частка водню в паливі,  $\text{кг}/\text{кг}$ ;

$g_C$  – масова частка вуглецю в паливі,  $\text{кг}/\text{кг}$ ;

$g_O$  – масова частка кисню в паливі,  $\text{кг}/\text{кг}$ ;

$\rho_{\text{нов}}$  – густина повітря за нормальних умов,  $\text{кг}/\text{см}^3$ .

Масова витрата  $i$ -го токсичного компонента ВГ протягом часу ( $t$ ) год, визначається за формулою [9]:

$$G_i = K_i \cdot \left( 1 - \frac{0,21 \cdot g_H \cdot \left( \frac{8}{3} \cdot g_C + 8g_H - g_O \right) \cdot G_{\text{пал}}}{0,92 \cdot \left( \frac{g_C}{12} + \frac{g_H}{4} - \frac{g_O}{32} \right) \cdot G_{\text{нов}}} \right) \cdot \frac{G_{\text{нов}}}{\rho_{\text{нов}}} \cdot \rho_i \cdot \frac{t}{3,6} \cdot m \quad (9)$$

де  $K_i$  – концентрація  $i$ -го токсичного компонента ВГ в % або  $\text{млн}^{-1}$ ;

$\rho_i$  – густина  $i$ -го токсичного компонента ВГ,  $\text{кг}/\text{см}^3$ ;

$m = 10^{-2}$ , якщо концентрація  $i$ -ої ШР у ВГ виміряна у %;

$m = 10^{-6}$ , якщо концентрація  $i$ -ої ШР у ВГ виміряна в  $\text{млн}^{-1}$ .

Концентрація сажі у ВГ визначається за виразом:

$$C = 0,121 \cdot K, \quad (10)$$

де  $K$  – димність ВГ виражена натуральним показником ослаблення світлового потоку,  $\text{м}^{-1}$ .

Масові викиди сажі протягом часу ( $t$ ) визначаються аналогічно до витрат решти токсичних компонентів ВГ (9).



Загальна токсичність ВГ характеризується сумарними масовими викидами ШР, приведеними до оксиду вуглецю та розраховується за формулою:

$$G_{\Sigma CO} = \sum_{i=1}^n R_i \cdot G_i, \quad (11)$$

де  $G_i$  – масові викиди  $i$ -го токсичного компоненту ВГ;

$R_i$  – коефіцієнт відносної агресивності  $i$ -го токсичного компоненту ВГ. Згідно з [10]  $R_{CO} = 1$ ;  $R_{CH} = 3,16$ ;  $R_{NO_2} = 41,1$ ;  $R_C = 200$ .

Після завершення їздового циклу, враховуючи коефіцієнти вагомості окремих його складових [5], обчислюється сумарна масова витрата палива і повітря, а також сумарні масові викиди ШР, приведені до CO.

Для прикладу, наведено формулу для обчислення витрати палива за цикл:

$$\Sigma G_{\text{пал}} = 1920 \cdot \sum_{i=1}^6 \frac{\delta_i \cdot G_{\text{пал}} \Sigma_i}{S_i}, \text{ кг/цикл}, \quad (12)$$

де 1920 – загальна протяжність їздового циклу, м;

$i$  – кількість окремих складових (ділянок) їздового циклу,  $i = 6$ ;

$\delta_i$  – коефіцієнти вагомості окремих складових циклу. Згідно з [5]:  $\delta_1 = 0,029$ ;  $\delta_2 = 0,062$ ;  $\delta_3 = 0,143$ ;  $\delta_4 = 0,214$ ;  $\delta_5 = 0,213$ ;  $\delta_6 = 0,339$ ;

$G_{\text{пал}} \Sigma_i$  – сумарна витрата палива на окремій складовій ділянці циклу, кг;

$S_i$  – протяжність окремої ділянки їздового циклу,  $S_1 = 65$  м;  $S_2 = 140$  м;  $S_3 = 250$  м;  $S_4 = 350$  м;  $S_5 = 450$  м;  $S_6 = 665$  м.

Витрата повітря за цикл та сумарні масові викиди ШР, приведені до викидів CO, обчислюються аналогічно.

Уточнена математична модель дає змогу оцінити зміну експлуатаційних показників автобуса з дизелем, враховуючи зміну завантаженості автобуса, умови дорожнього руху та потужності дизеля під час руху в режимах заданого їздового циклу. Результати розрахунків на математичній моделі руху автобуса, що працює на дизельному та біодизельному паливах, наведено в **табл. 1**.

Таблиця 1

Результати розрахунків на математичній моделі

Параметр	Паливо	
	Дизельне паливо	МЕРО
$\Sigma G_{\text{пал}}$ , кг/цикл	0,359	0,400
$\Sigma Q_{\text{пал}}$ , мДж/цикл	15,263	15,130
$\Sigma G_{\text{нов}}$ , кг/цикл	11,448	11,377
$\Sigma G_{CO}$ , г/цикл	30,727	40,372
$\Sigma G_{CH}$ , г/цикл	0,220	0,170
$\Sigma G_{NO}$ , г/цикл	12,912	13,630
$\Sigma G_C$ , г/цикл	1,669	1,365
$\Sigma G_{\Sigma CO}$ , г/цикл	869,019	846,360

Аналіз результатів розрахунків на математичній моделі показав, що при використанні МЕРО витрата палива за цикл зростає майже на 12 %. Це можна пояснити тим, що нижча температура згоряння МЕРО менша ніж традиційного нафтового палива [8], тому при зго-

рянні 1 кг дизельного біопалива виділяється менше енергії, ніж при згорянні дизельного палива. Витрата палива за цикл в тепловому еквіваленті під час роботи на дизельному біопаливі, в порівнянні з традиційним нафтовим паливом, практично не змінюється.

За використання дизельного біопалива викиди CO та  $NO_x$  підвищуються відповідно до 31 % та 6 %. При цьому спостерігається суттєве зниження викидів  $C_m H_n$  та димності до 23 % та 19 % відповідно. Сумарні масові викиди, приведені до викидів CO, знижуються до 3 %.

Достовірність результатів розрахунку на математичній моделі перевірено під час дорожніх випробувань автобуса ПАЗ-32054 з дизелем 4Ч11,0/12,5 (Д-241) в умовах міського їздового циклу для автобусів [11].

Проведені дорожні випробування підтвердили адекватність математичної моделі та високу збіжність результатів.

### Висновки

За результатами розрахунку на математичній моделі руху автобуса з дизелем в умовах міського їздового циклу можна стверджувати, що метилові ефіри ріпакової олії суттєво розширюють паливну базу та можуть використовуватися як самостійне паливо для дизелів, зменшуючи використання палив нафтового походження.

Результати розрахунку на математичній моделі показали, що при використанні МЕРО міськими автобусами можна очікувати зменшення (близько 3 %) сумарних масових викидів ШР з ВГ.

### ЛІТЕРАТУРА

1. Ковбасенко С.В. Перспективи виробництва і використання біодизельного палива в Україні / С.В. Ковбасенко, В.В. Сімоненко // Вісник НТУ, 2007. – №15. – Частина 2. – С. 28-31.
2. Гутаревич Ю. Математична модель руху автобуса з дизелем в режимах міського їздового циклу при роботі на традиційному та біодизельних паливах / Ю. Гутаревич, С. Ковбасенко, В. Сімоненко // Systemy i uryadki transportu samochodowego. Wybrane zagadnienia / pod redakcją № naukow № Kazimierza Lejdy Monographia nr 4 ; Seria: Transport ; Politechnika Rzeszowska im. Ignacego Jukasiewicza. – Rzeszyw : 2013. – С. 231–238. – ISBN 978-83-7199-878-3.
3. Гутаревич Ю.Ф. Снижение вредных выбросов и расхода топлива двигателями автомобилей путем оптимизации эксплуатационных факторов: дис. ...доктора техн. наук: 05.22.10, 05.04.02 / Гутаревич Юрий Федосеевич. – К., 1985. – 538 с.
4. Гутаревич Ю.Ф. Снижение вредных выбросов автомобиля в эксплуатационных условиях / Ю. Ф. Гутаревич. – К.: Высшая школа, 1991. – 179 с.
5. Автотранспортные средства. Топливная экономичность. Методы испытаний: ГОСТ 20306 – 90. – [введен с 01.01.1992]. – М.: Изд – во стандартов, – 1991. – 34 с.
6. Сімоненко В.В. Результати експериментальних досліджень двигуна, який працює на традиційному та біодизельному паливах / В.В. Сімоненко // 69 науково-практична конференція науково-педагогічних працівників, аспірантів, студентів та структурних підрозділів університету, тези доповідей, – К.: НТУ, 2013.
7. Рафалес–Ламарка Э.Э. Некоторые методы планирования и математического анализа биологических экспериментов / Рафалес–Ламарка Э. Э., Николаев В. Г. – К.: Наукова думка, 1971. – 119 с.
8. Девянин С.Н. Растительные масла и топлива на их основе для дизельных двигателей / С.Н. Девянин, В.А. Марков, В.Г. Семенов. – Х: Новое слово, 2007. – 452 с. – ISBN 978-966-2046-05-2.
9. Левківський О.О. Поліпшення паливної економічності і екологічних показників вантажних автомобілів при використанні біодизельного палива: дис. ... канд. техн. наук.: 05.22.20 / Левківський Олександр Олександрович. – К., 2013. – 256 с.
10. Гутаревич Ю.Ф. Защита окружающей среды от вредных выбросов автомобильного транспорта: учеб. пособие / Ю. Ф. Гутаревич, А. Г. Говорун, А. И. Ковалев. – К.: УМК ВО при Минвузе УССР, 1989. – 128 с.
11. Ковбасенко С. Методика проведення дорожніх випробувань автобуса з дизелем при роботі на традиційному та біодизельному паливах / С. Ковбасенко, В. Сімоненко, О. Левківський // Systemy i uryadki transportu samochodowego. Wybrane zagadnienia / pod redakcją № naukow № Kazimierza Lejdy Monographia nr 5 ; Seria: Transport ; Politechnika Rzeszowska im. Ignacego Jukasiewicza. – Rzeszyw : 2013. – с. 263–268. – ISBN 978-83-7199-950-X.