

В.І. Захарчук, к.т.н., доц.  
Ю.О. Циркун, аспір.

Луцький національний технічний університет

## МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ВИДУ ВИКОРИСТОВУВАНОВОГО ПАЛИВА НА ЕКОНОМІЧНІ ТА ЕКОЛОГІЧНІ ПОКАЗНИКИ КОЛІСНОГО ТРАКТОРА

*Вирішити проблему дефіциту нафти та зменшити викиди шкідливих речовин з відпрацьованими газами автотракторної техніки можна використанням альтернативних моторних палив, зокрема біодизельного палива. Значна частина колісних тракторів в сільському господарстві, промисловості та комунальному господарстві використовується як технологічний транспорт. Метою статті є уточнення математичної моделі для визначення впливу виду використовуваного палива колісним трактором на його показники. Наведена математична модель системи «оператор–колісний трактор–дорога» для розрахункового дослідження впливу виду використовуваного моторного палива на шкідливі викиди і витрату палива колісного трактора, що використовується як технологічний транспорт, під час його руху за їздовим циклом. Їздовий цикл відображає основні режими руху: розгін, рух з постійною швидкістю та сповільнення. Математична модель дозволяє досить точно врахувати особливості колісного трактора як транспортного засобу та двигуна шляхом описання його характеристик поліноміальними залежностями. У математичній моделі уточнені поліноміальні залежності, що описують циклову подачу палива, індикаторний крутний момент, витрату палива та концентрації основних шкідливих речовин у відпрацьованих газах дизеля під час роботи на дизельному та біодизельному паливах*

**Ключові слова:** математична модель; витрата палива; токсичність відпрацьованих газів; колісний трактор.

**Постановка проблеми.** На даний час перед людством стоять дві глобальні проблеми: світовий дефіцит нафти та забруднення навколишнього середовища викидами шкідливих речовин з відпрацьованими газами (ВГ) різних видів техніки. Суттєво вирішити ці проблеми можна використанням альтернативних моторних палив [1]. Порівняльні випробування транспортних машин в експлуатаційних умовах за паливною економічністю та токсичністю відпрацьованих газів під час роботи на різних паливах являють складне організаційно-технічне завдання. Значно простіше це зробити з використанням математичних моделей [2].

**Аналіз останніх досліджень.** Математичні моделі широко використовуються при дослідженні тягово-швидкісних, економічних та екологічних показників автомобілів [3]. Найбільш досконалою, на нашу думку, є математична модель руху вантажного автомобіля за їздовим циклом [4, 5]. Математичні моделі, що використовувалися у [6, 7], створені на основі цієї моделі.

**Метою** статті є уточнення математичної моделі руху колісного трактора за їздовим циклом для визначення впливу виду використовуваного палива на його показники.

**Викладення основної частини.** Нами уточнена математична модель системи "оператор–колісний трактор–дорога", що описує параметри руху трактора за їздовим циклом. Підсистема першого рівня "оператор" характеризує його кваліфікацію такими показниками, як величина переміщення важеля  $\varphi_p$

паливного насоса, швидкість переміщення важеля  $\dot{\varphi}_p$ , вибір передатного числа  $U_i$  коробки передач, час перемикання передач  $t_{cki}$  і частота обертання двигуна  $n_{оки}$ , за якої оператор вмикає вищу передачу під час розгону. Підсистема першого рівня "колісний трактор" містить три підсистеми другого рівня, які прийняті рівнозначними: двигун, трансмісія, ходова частина трактора і причепа.

Підсистема "двигун" характеризується моментом інерції  $I_d$ , витратою палива  $G_T$  та повітря  $G_{ПОВ}$ , об'ємом відпрацьованих газів  $V_{ВГ}$ , вмістом в них оксиду вуглецю  $CO$ , вуглеводнів  $C_m H_n$ , оксидів азоту  $NO_x$ , димністю відпрацьованих газів.

"Трансмісія" характеризується передатними числами  $U_i$  коробки передач, головної передачі  $U_p$ , кінцевої передачі  $U_k$  і к.к.д. трансмісії  $\eta_T$ . "Ходова частина" характеризується динамічним радіусом  $r_d$ , радіусом кочення ведучих коліс  $r_k$  та їх моментом інерції  $I_k$ . Переданий момент витрачається на подолання сил опору коченню  $P_f$ , підйому  $P_i$ , повітря  $P_w$ , інерції та сили тяги на гаку  $P_{kp}$ . Силу опору повітря під час досліджень колісного трактора можна не враховувати через порівняно невеликі

швидкості руху.

Підсистемами третього рівня для двигуна є паливний насос високого тиску (ПНВТ) та система живлення повітрям. Підсистема "колісний трактор" характеризується власною масою трактора  $G_{TP}$ , масою причепа  $G_{PP}$  і вантажу  $G_B$ .

Підсистема першого рівня "дорога" характеризується коефіцієнтом опору коченню коліс тракторного поїзда  $f$  та поздовжнім ухилом  $i$ .

Вихідними параметрами системи є транспортна робота  $\Pi$  (ткм/год.), масові викиди шкідливих речовин, а також витрата палива.

Найбільш складним для опису є режим розгону трактора.

Рівняння дизеля при розгоні в режимі холостого ходу від мінімальної частоти обертання колінчастого валу  $n_{xxmin}$  до частоти обертання, за якої оператор відпускає педаль зчеплення  $n_{до}$ :

$$\frac{dn}{dt} = \left[ M_i(q_u, n_d) - M_m(n_d) \right] \cdot \frac{30}{I_d}, \quad (1)$$

де  $M_i$  – індикаторний крутний момент двигуна;

$M_m$  – момент механічних втрат;

$q_u$  – циклова подача палива;

$n_d$  – частота обертання колінчастого валу двигуна;

$I_d$  – приведений до колінчастого валу момент інерції обертових мас двигуна та приєднаних до нього частин.

Величина індикаторного крутного моменту дизеля  $M_i$  описується поліномом другого порядку у вигляді:

$$M_i = A_0 + A_1 q_u + A_2 n_d + A_{11} q_u^2 + A_{22} n_d^2 + A_{12} q_u n_d, \quad (2)$$

де  $A_0 - A_{12}$  – коефіцієнти апроксимуючого рівняння.

Момент механічних втрат дизеля практично не залежить від навантаження і може бути описаний поліномом:

$$M_m = A_M + B_M n_d^2. \quad (3)$$

Циклова подача палива ПНВТ на кожному виді палива, що визначає величину крутного моменту, залежить від положення рейки  $h_H$  і частоти обертання кулачкового вала насоса [9]. Ця залежність може бути описана поліномом другого ступеня:

$$q_u = B_0 + B_1 h_H + B_2 n_H + B_{11} h_H^2 + B_{22} n_H^2 + B_{12} h_H n_H. \quad (4)$$

Частота обертання вала насоса визначається частотою обертання колінчастого валу двигуна  $n_d$  з урахуванням передатного відношення:

$$n_H = i_H n_d. \quad (5)$$

Рівняння механічного регулятора частоти обертання прямої дії:

$$\frac{dz}{dt} = \frac{1}{v} \left[ P_u(z, n_H) - E(\varphi_p, z) \right],$$

де  $v$  – коефіцієнт в'язкого тертя в з'єднаннях;

$P_u$  – відцентрова (підтримуюча) сила тягарців, що визначається положенням муфти  $z$  і частотою обертання тягарців  $n_H$ ;

$E$  – відновлювальна сила, яка визначається деформацією пружин, що встановлені в регуляторі;

$\varphi_p$  – положення важеля управління паливоподачею.

Шляхом апроксимації з використанням дослідних залежностей відцентрової сили  $P_u$  [10] тягарців регулятора паливного насоса 4УТНМ від частоти обертання при різних положеннях муфти  $z$  отримано рівняння відцентрової (підтримуючої) сили механічного регулятора:

$$P_u = (226,8 + 8,17z) 10^{-6} n_H^2. \quad (6)$$

Відновлювальна сила в разі всережимного регулювання описується рівнянням:

$$E_{сп} = C_0 + C_1 \varphi_p + C_2 z + C_{11} \varphi_p^2 + C_{22} z^2 + C_{12} \varphi_p z. \quad (7)$$

Таким чином, процес збільшення частоти обертання колінчастого валу двигуна перед відпусканням педалі зчеплення описується системою диференціальних рівнянь (1) і (5) і алгебраїчних рівнянь (2)–(7).

Розв'язання цієї системи рівнянь зводиться до досягнення дизелем заданої частоти обертання  $n_{до}$ .

При цьому  $t = t_{xx}$ ,  $\varphi_p = \varphi_{рном}$ ,  $z = z_n$ ,  $h_H = h_{HH}$ .

У цей період оператор відпускає педаль зчеплення, продовжуючи переміщати важіль подачі палива, і починається перший етап рушання колісного трактора з місця – з пробуксовкою зчеплення. Цей етап описується системою рівнянь:

$$\frac{dn_D}{dt} = \left[ M_i(q_u, n_D) - M(n_D) - M_{зч} \right] \frac{30}{I_D \cdot \pi}, \quad (8)$$

де  $M_{зч}$  – момент зчеплення.

Ведена частина зчеплення:

$$\frac{dn_c}{dt} = \frac{30(M_{зч} - M_{оп})}{I_{ТРШ} \cdot \pi}, \quad (9)$$

де  $I_{ТРШ}$  – момент інерції веденої частини зчеплення з урахуванням рухомих мас тракторного поїзда, кг·м<sup>2</sup>;

$\frac{dn_c}{dt}$  – прискорення веденої частини зчеплення, хв.<sup>-1</sup>·с<sup>-1</sup>;

$M_{зч}$  – момент опору руху тракторного поїзда, Н·м;

Вхідні в систему диференціальних рівнянь величини визначаються з алгебраїчних рівнянь (2)–(7), значення моменту опору руху тракторного поїзда за рівнянням:

$$M_{зч} = \frac{M_{оп}}{U_i U_p U_k \eta_T} = \frac{\sum P_{оп} r_D}{U_i U_p U_k \eta_T}, \quad (10)$$

де  $M_{оп}$  – момент опору руху тракторного поїзда;

$\eta_T$  – механічний ККД трансмісії трактора;

$\sum P_{оп}$  – сумарна сила опору руху тракторного поїзда (враховує також опір руху причепа);

$U_i U_p U_k$  – передатні числа коробки передач, головної і кінцевої передач;

$r_D$  – динамічний радіус колеса.

На кожній ділянці  $\Delta t$  визначається швидкість трактора за залежністю:

$$v = \frac{\pi r_k n_c}{30 U_i U_p U_k}. \quad (11)$$

Розрахунок за цією системою рівнянь проводиться до моменту, коли  $n_D = n_{зч}$ . При цьому  $t = t_T$ ,  $\varphi_{p(t)} = \varphi_{PT}$ ,  $h_H = h_{HT}$ , швидкість трактора  $V = V_T$ .

Після вирівнювання частот обертання колінчастого валу і веденої частини зчеплення відбувається другий період рушання трактора з блокуванням зчеплення. Рух тракторного поїзда описується рівнянням:

$$\frac{dv}{dt} = \frac{1}{\delta (G_{TP} G_{ПП} G_B)} \left\{ \frac{[M_i(q_u, n_D) - M_m(n_D)] U_i U_p U_k}{r_D} - \sum P_{оп} \right\}. \quad (12)$$

Коефіцієнт врахування обертових мас тракторного поїзда:

$$\delta = 1 + \frac{I_{КШ} + I_D U_i^2 U_p^2 U_k^2 \eta_T}{(G_{TP} + G_{ПП} + G_B) r_D^2}. \quad (13)$$

Розрахунок системи рівнянь (1)–(13) при кінцевому положенні важеля управління паливоподачею  $\varphi_{PK}$  проводиться до  $\frac{dv}{dt} = 0$  або заданої частоти обертання колінчастого валу дизеля, що визначається за залежністю:

$$n_{Дкі} = \frac{30 V_{Дкі} U_i U_p U_k}{r_k}. \quad (14)$$

В кінці розгону  $n_D = n_{Дкі}$ .

Середнє значення ефективного крутного моменту  $M_k$  і частоти обертання  $n_D$  на кожній ділянці  $\Delta t$  розгону можна визначити шляхом вирішення системи диференціальних рівнянь, що описують розгін трактора на різних етапах. Інші показники роботи дизеля (витрата повітря, палива, викиди шкідливих речовин) описуються залежно від цих параметрів поліномами другого порядку:

$$X = A_0 + A_1 n_d + A_{11} n_d^2 + A_{22} M_k^2 + A_{12} n_d M_k. \quad (15)$$

Коефіцієнти поліноміальних моделей, що характеризують дизель як споживач палива та джерело викидів шкідливих речовин, будуть визначатися за результатами моторних досліджень дизеля Д-243 за роботи на дизельному та біодизельному паливі.

Викиди шкідливих речовин і витрата палива за весь період розгону визначається сумою мас шкідливих викидів і витратою палива на окремій ділянці.

При розгоні дизеля в режимі холостого ходу зазначені величини визначаються з швидкісної характеристики холостого ходу і описуються поліномом:

$$X = A_0 + A_1 n_d + A_2 n_d^2. \quad (16)$$

Показники дизеля і трактора при русі з постійною швидкістю в режимі сповільнення визначити значно простіше [10].

Викиди шкідливих речовин і витрата палива за період руху трактора в даному режимі або за весь цикл:

$$G_{ic} = \sum_{i=1}^n G_i; \quad G_{TC} = \sum_{i=1}^n G_{TCi}. \quad (17)$$

Шлях, що пройдений тракторним поїздом за період  $\Delta t$  на даному режимі або за весь їздовий цикл (м):

$$\Delta S_i = v \cdot \Delta t; \quad S = \sum_{i=1}^n S_i. \quad (18)$$

Викиди шкідливих речовин і витрата палива на 1 км пробігу (г/км):

$$g_i = \frac{10^3 G_{ic}}{S}; \quad g_i = \frac{10^3 G_{TC}}{S}. \quad (19)$$

Викиди шкідливих речовин і витрата палива на 1 ткм транспортної роботи (г/ткм):

$$g_i' = \frac{10^3 G_{ic}}{S G_B}; \quad g_i' = \frac{10^3 G_{TC}}{S G_B}. \quad (20)$$

**Висновок.** За допомогою уточненої математичної моделі можна досліджувати вплив виду використовуваного палива на його витрату та токсичність відпрацьованих газів колісних тракторів під час їх руху за їздовим циклом.

#### Список використаної літератури:

1. *Льотко В.* Применение альтернативных топлив в ДВС / *В.Льотко, В.Н. Луканин, А.С. Хачиян.* – М. : МАДИ (ТУ), 2000. – 331 с.
2. *Котиков Ю.Г.* Разработка методологии системного анализа и имитационного моделирования объектов автомобильной техники и транспорта : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 05.05.03, 05.22.10 / *Ю.Г. Котиков.* – Спб. : СПГАСУ, 1995. – 46 с.
3. *Безбородова Г.Б.* Моделирование движения автомобиля / *Г.Б. Безбородова, В.Г. Галушко.* – К. : Высшая школа, 1978. – 168 с.
4. *Гутаревич Ю.Ф.* Снижение вредных выбросов автомобиля в эксплуатационных условиях / *Ю.Ф. Гутаревич.* – К. : Вища школа, 1991. – 179 с.
5. *Гутаревич Ю.Ф.* Уточнена модель руху вантажного автомобіля з дизелем в режимах їздового циклу при роботі на дизельному та біодизельному паливах / *Ю.Ф. Гутаревич, А.О. Корпач, О.О. Левківський* // Управління проектами, системний аналіз і логістика. – 2012. – № 14. – С. 25–28.
6. *Шльончак І.А.* Покращення економічних та екологічних показників транспортних засобів з дизелями шляхом використання сумішевих палив : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.22.20 / *І.А. Шльончак.* – К. : НТУ, 2013. – 20 с.
7. *Поляков А.П.* Методика визначення показників автомобіля з дизельним двигуном при використанні системи живлення з динамічним регулюванням відсоткового складу суміші палив / *А.П. Поляков, О.О. Галуцук Д.О. Галуцук* // Вісник Нац. технічного університету «ХП» / Серія : Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХП», 2015. – № 10 (1119). – С. 59–64.
8. *Гуськов В.В.* Тракторы / *В.В. Гуськов.* – Ч. 2. Теория. – Минск : Высшая школа, 1977.
9. *Голод І.І.* Імітаційне моделювання механічного регулятора частоти обертання дизеля / *І.І. Голод, В.І. Захарчук* // SAKON, 94. Metody obliczeniowe i badawcze w rozwoju systemow pojazdow samochodowych и maszyn roboczych samojedznych : materialy V sympozjum. – Rzeszow, 1994. – С. 69–74.
10. *Захарчук В.І.* Математична модель транспортної машини з дизелем при безрегуляторному управлінні паливоподачею / *В.І. Захарчук.* – Луцьк. – Рукопис представлено ЛП, Деп. ГНТБ

України 12.11.93 р., N 2237, 15 с.

#### References:

1. L'otko, V., Lukanyan, V.N. and Khachyan, A.S. (2000), *Primenenie al'ternativnykh topliv v DVS* [Application of alternative fuels in the internal combustion engine], MADI (TU), Moscow, 331 p.
2. Kotykov, Yu.H. (1995), *Razrabotka metodologii sistemnogo analiza i imitatsionnogo modelirovaniya ob'ektov avtomobil'noy tekhniki i transporta* [Development of the methodology of the system analysis and simulation of objects of motor vehicles and transport]: *Author's abstract*, SPGASU, St. Petersburg, 46 p.
3. Bezborodova, H.B. and Halushko, V.H. (1978), *Modelirovanie dvizheniya avtomobilya* [Modeling movement of the car], Vysshaya shkola, Kyiv, 168 p.
4. Hutarevych, Yu.F. (1991), *Snizhenie vrednykh vybrosov avtomobilya v ekspluatatsionnykh usloviyakh* [Reduction of harmful vehicle emissions in operational environment], Vysshaya shkola, Kyiv, 179 p.
5. Hutarevych, Yu.F., Korpach, A.O. and Levkivskiy, O.O. (2012), "Utochnena model rukhu vantazhnogo avtomobilya z dyzelem v rezhymakh yzdovoho tsyklu pry roboti na dyzelnomu ta biodyzelnomu palyvakh" [Proven model track movement with diesel engine in driving cycle operation on diesel and biodiesel], *Upravlinnia proektamy, systemnyi analiz i lohistyka*, No. 14, pp. 25–28.
6. Shlonchak, I.A. (2013), *Pokrashchennia ekonomichnykh ta ekolohichnykh pokaznykiv transportnykh zasobiv z dyzeliami shliakhom vykorystannia sumishevykh palyv* [Improving economic and environmental performance of diesel vehicles using mixed fuels]: *Author's abstract*, Kyi'vs'kyj Nacional'nyj tehnicnyj universytet, Kyiv, 20 p.
7. Poliakov, A.P., Halushchak, O.O. and Halushchak, D.O. (2015), "Metodyka vyznachennia pokaznykiv avtomobilya z dyzelnym dvyhunom pry vykorystanni systemy zhyvlennia z dynamichnym rehuliuванням відсоткового складу суміші палив" [Method of definition of indicators of vehicle with a diesel engine at use supply system with dynamic adjustment percentage fuel mix], *Visnyk Nacional'nogo tehnicnogo universytetu "HPI". Zbirnyk naukovykh prac'. Serija: Avtomobile- ta traktorobuduvannja*, No. 10 (1119), pp. 59–64.
8. Huskov, V.V. (1977), *Traktory* [Tractors], Vysshaya shkola, Minsk, 384 p.
9. Holod, I.I. and Zakharchuk, V.I. (1994), "Imitatsiine modeliuvannia mekhanichnogo rehuliora chastoty obertannia dyzelia" [Imitation modeling mechanical regulator rotational diesel], *Proceedings of the SAKON, 94. Metody obliczeniowe i badawcze w rozwoju systemow pojazdow samochodowych y maszyn roboczych samojedznych: V sympozjum*, Rzeszow, Poland, pp. 25–28.
10. Zakharchuk, V.I. (1993), *Matematychna model transportnoi mashyny z dyzelem pry bezrehuliatornomu upravlinni palyvopodacheiu* [Mathematical model of transport machine with diesel engine with fuel management system], manuscript is presented by LII, Dep. GNTB Ukrainy 12 November 1993, No. 2237, Lutsk, 15 p.

ЗАХАРЧУК Віктор Іванович – кандидат технічних наук, доцент кафедри автомобілів і транспортних технологій Луцького національного технічного університету.

Наукові інтереси:

– використання альтернативних моторних палив у засобах транспорту.

Тел.: (068)5842171.

ЦИКУН Юрій Олександрович – аспірант кафедри автомобілів і транспортних технологій Луцького національного технічного університету.

Наукові інтереси:

– використання альтернативних моторних палив у засобах транспорту.

Тел.: (096)4111187.

E-mail: yura.cikun@mail.ru, [user.jora@bigmir.net](mailto:user.jora@bigmir.net).

Стаття надійшла до редакції 05.09.2016