

УДК 621.43+621.43.016.4-57+536.421+541.6:541.183

*МАТЕЙЧИК В.П., д.т.н, професор; ЦЮМАН М.П., к.т.н, доцент;  
Національний транспортний університет;  
ВОЛКОВ В.П., д.т.н, професор;  
Харківський національний автомобільно-дорожній університет;  
ГРИЦУК І.В., к.т.н, доцент;  
Донецький інститут залізничного транспорту УкрДАЗТ*

## **ОСОБЛИВОСТІ МОДЕЛІ ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ПАЛИВНОЇ ЕКОНОМІЧНОСТІ ТА ЕКОЛОГІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ З УРАХУВАННЯМ ПРОГРІВУ В ПРОЦЕСІ РУХУ**

*У статті викладені результати формування математичної моделі для дослідження паливної економічності та екологічних показників транспортного засобу з урахуванням прогріву в процесі руху. У межах розробленої математичної моделі показана взаємодія складових при визначенні основних енергетичних, паливо-економічних і екологічних показників двигуна і транспортного засобу.*

***Ключові слова:** транспортний засіб, двигун, прогрів, процес руху, паливна економічність, екологічні показники.*

### **Постановка проблеми**

Вирішення проблеми формування оптимального температурного стану (ОТС) двигуна внутрішнього згорання (ДВЗ) і транспортного засобу (ТЗ) в процесі передпускової і післяпускової теплової підготовки та експлуатації ТЗ – це складна задача, що може вирішуватись використанням системних методів дослідження [1]. Складовою частиною такого дослідження є визначення паливної економічності та екологічних показників ТЗ з урахуванням прогріву в процесі руху [1]. Для одночасного впливу на основні системні об'єкти двигуна і ТЗ застосовувалась комплексна система комбінованого прогріву (КСКП) на основі теплових акумуляторів (ТА) з теплоакumuлюючим матеріалом (ТАМ), що мають фазовий перехід [1, 2].

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

Основні положення або напрямки системного підходу успішно застосовували в дослідженнях об'єктів автомобільної техніки і транспорту такі вчені, як А.Н. Островцева, Є.С. Кузнецов, М.Я. Говорущенко та А.М. Туренко, В.В. Рудзінський, Н.М. Маяк, П.Р. Левковець, Ю.Г. Котиков, В.В. Скалозуб та В.М. Ільман, Ю.В. Горбик, В.Д. Мигаль, А.Н. Пойда, Г.Б. Безбородова та В.Г. Галушко, А.С. Терехова, А.В. Серов, В.Н. Луканін і Ю.В. Трофименко, Ю.Ф. Гутаревич, В.П. Матейчик і М.Ф. Дмитриченко, І.О. Вашуркин, В.О. Романов, Р.М. Сафіулліна та інші [3–8]. У роботах М.М. Карнаухова, В.О. Вашуркіна, С.Д. Гуліна, А.А. Сорокіна, Н.В. Глухенко, В.В. Шульгіна, С.О. Яковлева, І.А. Ільчука, М.І. Куколева, Ю.К. Кукелева, В.Д. Александрова, В.П. Волкова, Ю.Ф. Гутаревича, О. Schatz, М. Kytö, А. Pellikka й інших [3, 5, 9–13] виконано наукове обґрунтування і розроблена методика розрахунку, створення і дослідження бортових ТА для забезпечення передпускового розігріву ДВЗ в умовах низьких температур навколишнього середовища.

### **Мета статті**

Метою статті є обґрунтування і розробка методики і математичної моделі для дослідження паливної економічності та екологічних показників транспортного засобу з урахуванням прогріву в процесі руху. Дослідження в рамках вирішення даної проблеми проведено на кафедрах НТУ, ХНАДУ і ДонІЗТ УкрДАЗТ, де на основі математичної моделі системи «двигун-

нейтралізатор» розроблено методику і нову математичну модель для дослідження паливної економічності та екологічних показників транспортного засобу з урахуванням особливостей прогріву транспортного двигуна в процесі його руху.

### **Матеріали й результати дослідження**

Для формування і дослідження ОТС двигуна і ТЗ в різних умовах експлуатації необхідно розглядати можливості варіантів його забезпечення в процесі руху ТЗ. Для цього необхідно визначати енергетичні, паливо-економічні і екологічні показники двигуна і ТЗ.

У процесі дослідження з урахуванням прогріву в процесі руху, як у випадку використання окремих режимів руху ТЗ, так і в русі ТЗ на маршруті, доцільно враховувати особливості застосування основних методів, що базуються на системному підході і логічній організації вирішення проблеми теплової підготовки й управління тепловим станом двигуна і ТЗ.

У першому випадку описуються як окремі режими руху ТЗ, так і характерні режими руху в їздовому циклі. При цьому враховуються особливості роботи двигунів ТЗ в неусталених режимах у процесі руху, а також процес прогріву двигуна і ТЗ при сумісній роботі двигуна і трансмісії ТЗ. Після перевірки достовірності результатів за вимогами споживача, за вимогами виробника і за експериментальними даними можливо проводити визначення паливної економічності та екологічних показників двигуна і ТЗ з урахуванням прогріву в процесі руху в умовах їздових циклів.

У другому випадку описуються відповідні показники в процесі руху на маршруті, де поряд з моделюванням окремих режимів руху ТЗ моделюються маршрутні умови, які дозволяють враховувати дорожні, транспортні умови та умови керування ДВЗ та трансмісією ТЗ. Після виконання перевірки достовірності результатів за вимогами споживача, за вимогами виробника і за експериментальними даними можливо проводити визначення паливної економічності та екологічних показників двигуна і ТЗ з урахуванням прогріву в процесі і в умовах руху на маршруті.

На кожному етапі визначення і оцінювання паливної економічності та екологічних показників транспортного засобу з урахуванням прогріву в процесі руху проводиться перевірка достовірності результатів шляхом порівняння з експериментальними та статистичними даними, діючими нормами. Наприкінці алгоритму проводиться загальна економічна оцінка досліджуваних варіантів і формується загальний висновок щодо забезпечення паливної економічності та екологічних показників транспортного засобу з урахуванням прогріву в процесі руху у відповідних умовах експлуатації. Використання запропонованих методик визначення й оцінювання паливної економічності та екологічних показників ТЗ з урахуванням прогріву в процесі руху має свої особливості.

Для досягнення поставленої мети було розроблено методику і математичну модель щодо дослідження паливної економічності та екологічних показників ТЗ з урахуванням прогріву в процесі руху. В основу її були покладені відповідні залежності математичної моделі системи «двигун-нейтралізатор» [2, 14, 15].

Крім цього, в основу математичної моделі вирішення поставленої проблеми покладені методики дослідження основних експлуатаційних показників ТЗ в режимах їздового циклу ТЗ згідно Правил ЄЕК ООН № 83-05. Такий цикл використовується для оцінювання показників екологічної безпеки ТЗ, зокрема, викидів шкідливих речовин і паливної економічності легкових автомобілів та вантажних автомобілів малої вантажопідйомності. Цикл складається з чотирьох елементарних міських циклів протяжністю 4,052 км за час 780 с і максимальною швидкістю 50 км/год та магістрального циклу протяжністю 6,955 км за час 400 с і максимальною швидкістю 120 км/год (рис. 1) [16].

В основу використання математичної моделі системи в режимах їздового циклу ТЗ згідно Правил ЄЕК ООН № 83-05 у моделюванні руху автомобіля в циклі покладено визначення необхідного крутного моменту двигуна  $M_e$  і частоти обертання колінчастого валу  $n_\delta$ , які забезпечують відповідні швидкості  $V_a$  і прискорень  $j_a$  автомобіля.

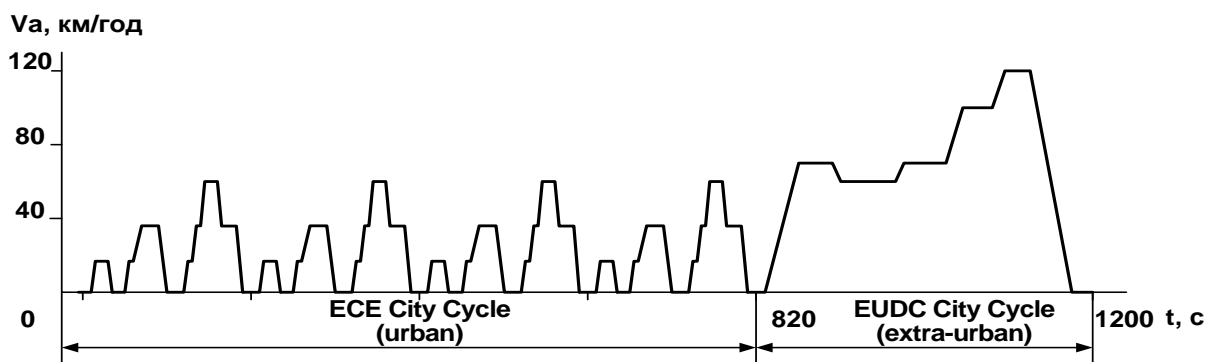


Рис. 1. Їздовий цикл згідно Правил ЄЕК ООН № 83-04

Необхідний крутний момент двигуна визначається із залежності [16],  $H \cdot m$ :

$$M_e = \frac{[M_a \cdot g \cdot \psi + M_a \cdot j_a \cdot (1,04 + 0,04 \cdot U_i^2) + C_x \cdot \rho_n \cdot F \cdot \frac{V_a^2}{2}] \cdot r_\delta}{U_i \cdot U_0 \cdot \eta_{mp}}, \quad (1)$$

де  $M_a$  – маса автомобіля з водієм, кг;

$g$  – прискорення вільного падіння,  $m/c^2$ ;

$\psi$  – коефіцієнт дорожнього опору;

$j_a$  – прискорення автомобіля,  $m/c^2$ ;

$U_i$  – передаточне число  $i$ -тої передачі КПП;

$U_0$  – передаточне число головної передачі;

$C_x$  – коефіцієнт аеродинамічного опору;

$\rho_n$  – густина повітря,  $kg/m^3$ ;

$F$  – площа фронтального перерізу автомобіля,  $m^2$ ;

$V_a$  – швидкість автомобіля,  $m/c$ ;

$r_\delta$  – динамічний радіус колеса,  $m$ ;

$\eta_{mp}$  – ККД трансмісії.

Частота обертання колінчастого валу,  $xv^{-1}$ :

$$n_\delta = \frac{30 \cdot U_i \cdot U_0 \cdot V_a}{\pi \cdot r_\delta} \quad (2)$$

На ділянках розгону циклу визначаються значення необхідного крутного моменту і частоти обертання колінчастого валу двигуна в початковий і кінцевий моменти ділянки для подібних умов в усталених режимах і вважалось, що зміна показників двигуна відбувається лінійно. При сповільненні із включеним зчепленням необхідний крутний момент не визначався і приймавалось, що витрата палива відсутня. При сповільненні з виключеним зчепленням приймалось, що частота обертання колінчастого валу відповідає мінімальній частоті обертання холостого ходу.

Визначення ефективності роботи каталітичного нейтралізатора здійснювалось в залежності від коефіцієнту надлишку повітря і температури каталітичного блоку. Для математичного опису впливу температури каталітичного блоку на ефективність нейтралізації були використані експериментальні залежності ступеня перетворення основних шкідливих речовин у каталітичному нейтралізаторі від температури каталітичного блоку [17].

Розроблений алгоритм математичної моделі для дослідження паливної економічності та екологічних показників транспортного засобу з урахуванням прогріву в процесі руху показаний на рис. 2.

На початку проведення розрахунків у блоках 1-3 проводиться ввід початкових даних для здійснення розрахунку.

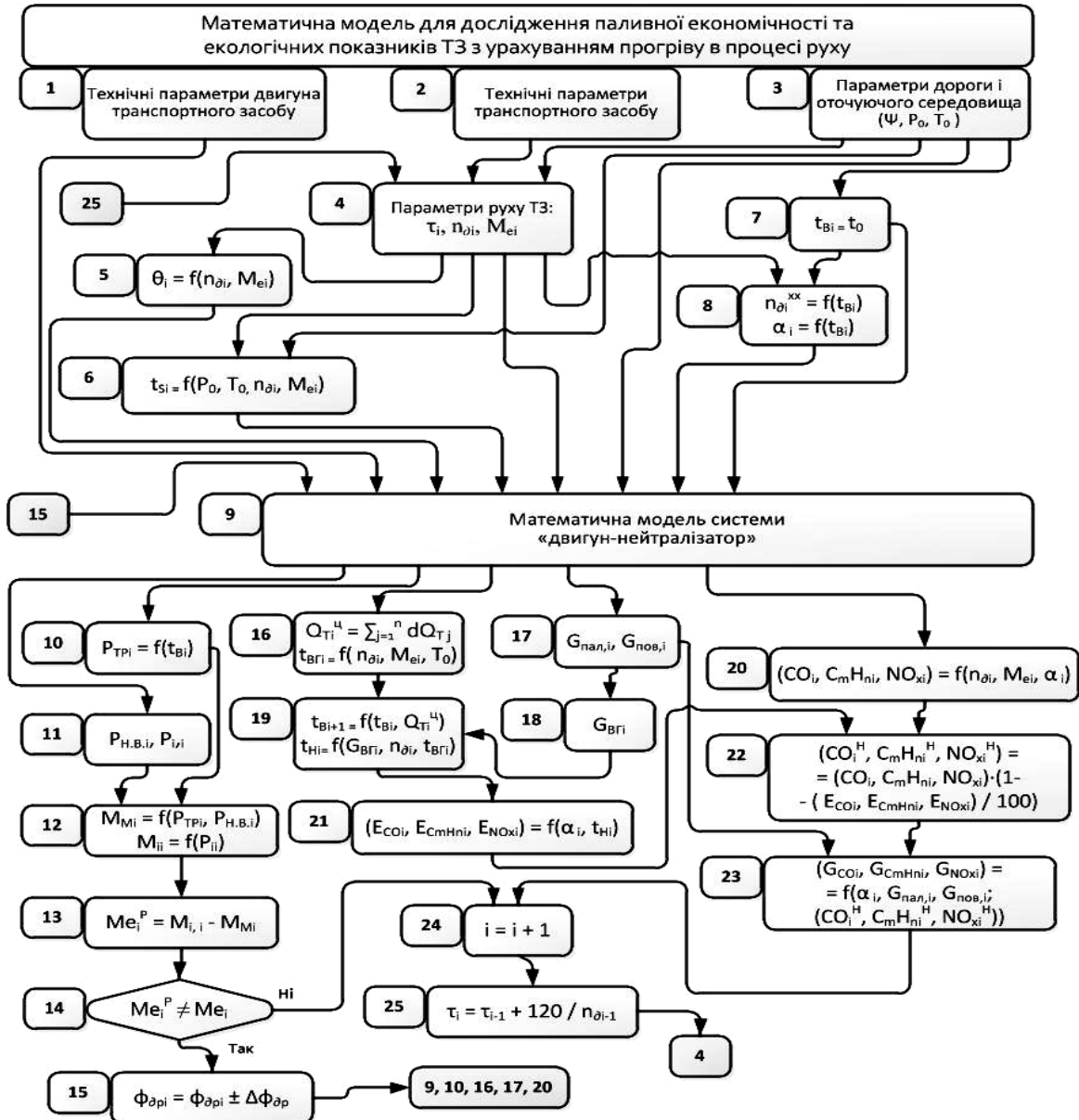


Рис. 2. Алгоритм дослідження паливної економічності та екологічних показників транспортного засобу з урахуванням прогріву в процесі руху

У блоці 1 проводиться встановлення параметрів двигуна ТЗ. До них відносяться: маса автомобіля з водієм, кг, площа фронтального перерізу автомобіля,  $m^2$ , коефіцієнт аеродинамічного опору, динамічний радіус колеса,  $m$ , передаточні числа 1-5-ї передачі КПП, передаточне число головної передачі, ККД трансмісії ТЗ.

У блоці 2 проводиться встановлення технічних параметрів ТЗ. До них відносяться: діаметр циліндра,  $d$ , м; хід поршня,  $s$ , м; довжина шатуна,  $l$ , м; ступінь стиску,  $\varepsilon$ ; число циліндрів,  $i$ ; атмосферний тиск,  $p_0$ , Па; температура навколишнього середовища,  $T_0$ , °С; теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1 кг палива,  $l_0$ , кг/кг; фази газорозподілу,  $\varphi_{в.о.}$ ,  $\varphi_{вп.о.}$ ,  $\varphi_{в.з.}$ ,  $\varphi_{вп.з.}$ , град п.к.в.; діаметр тарілки випускного / впускного клапану,  $d_b$  /  $d_{en}$ , мм; кількість впускних / випускних клапанів,  $i_b$  /  $i_{en}$ , шт.; нижча теплота згорання палива,  $H_u$ , Дж / кг; діаметр корінної / шатунної шийки,  $d_1$  /  $d_{12}$ , мм; діаметр поршневого пальця,  $d_{23}$ , мм; кількість компресійних та маслознімних кілець,  $i_k$ .

У блоці 3 проводиться становлення параметрів дороги і оточуючого середовища: коефіцієнту дорожнього опору,  $\psi$ ; атмосферного тиску,  $p_0$ , Па; температури навколишнього середовища,  $T_0$ , К.

У блоках 4–8 алгоритму проводиться підготовка необхідних вихідних даних для роботи математичної моделі «двигун-нейтралізатор». Так, у блоці 4 відбувається визначення параметрів режиму роботи двигуна ТЗ в поточний момент часу:  $\tau_i$  – поточне значення часу з моменту пуску двигуна ТЗ, с;  $n_{oi}$  – поточне значення частоти обертання колінчастого валу двигуна,  $\text{хв}^{-1}$ ;  $M_{ei}$  – поточне значення ефективного крутного моменту двигуна, Н·м.

У блоці 5 – визначення кута випередження запалювання  $\theta_i$ , град п.к.в., як функція  $\theta_i = f(n_{oi}, M_{ei})$ . У блоці 6 проводиться визначення температури у впускному трубопроводі двигуна  $t_{Si} = f(p_0, T_0, n_{oi}, M_{ei})$ , К. У блоці 7 встановлюються початкові значення температури охолоджуючої рідини,  $t_{Bi} = t_0$ .

У блоці 8 відбувається визначення поточних значень частоти обертання колінчастого валу двигуна  $n_{oi}^{xx}$  в режимі холостого ходу і коефіцієнта надлишку повітря, як функцію від  $t_{Bi}$ ,  $n_{oi}^{xx} = f(t_{Bi})$ ,  $\alpha_i = f(t_{Bi})$ .

Усі підготовлені вихідні (початкові дані) поступають у блок 9, де проводяться розрахунки на математичній моделі системи «двигун-нейтралізатор».

Робота системи «двигун-нейтралізатор» проводиться після виділення в ній основних процесів системи, які об'єднані в одну функціональну схему. Функціональна схема системи «двигун-нейтралізатор» зображена на рис. 3. У системі відбувається два основних процеси: перетворення в ДВЗ хімічної енергії палива  $E_x$  у теплову  $E_T$ , а потім у механічну  $E_M$  (рівень А) і знешкодження шкідливих компонентів ВГ у нейтралізаторі (рівень С). Управління процесами системи відбувається за допомогою зворотних зв'язків (рівні В і D).

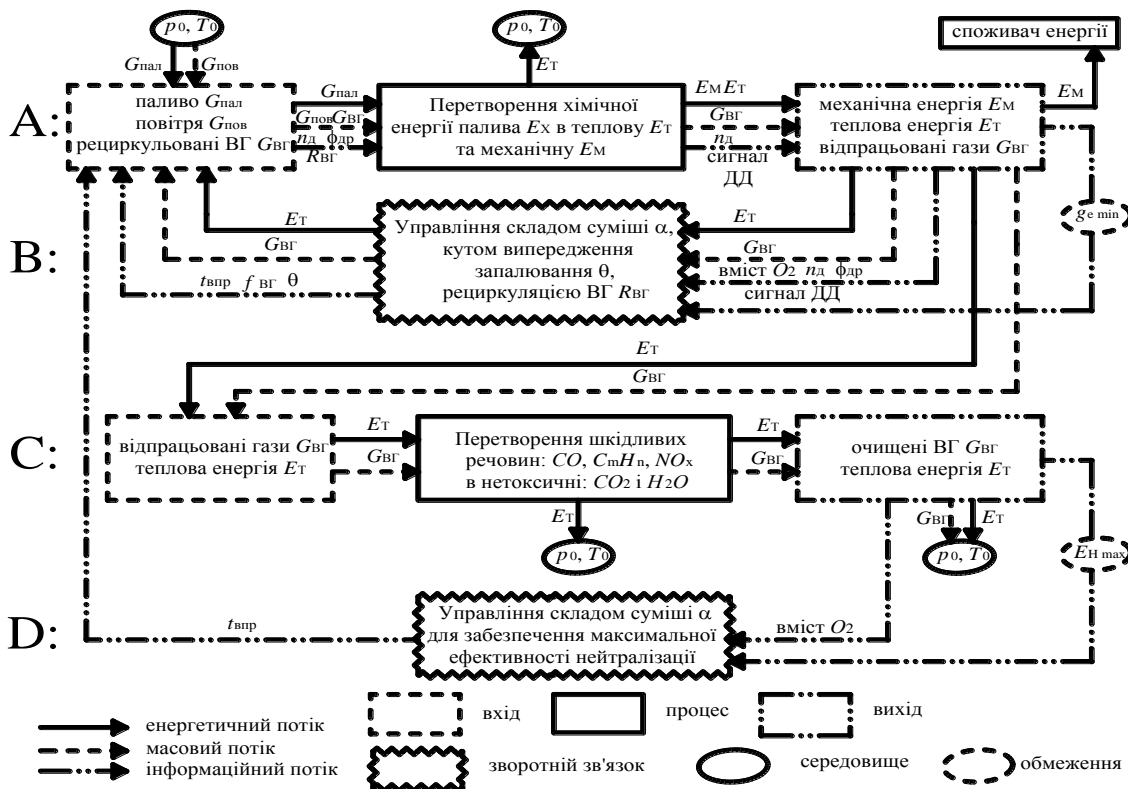
Функціонування системи відбувається наступним чином. Входом системи на рівні А є паливо  $G_{нал}$ , повітря  $G_{нов}$ , які надходять із навколишнього середовища, що характеризується тиском  $p_0$  і температурою  $T_0$ , та рециркульовані ВГ  $G_{ВГ}$ , кількістю яких керує зворотний зв'язок (рівень В).

Ці речовини, а також інформаційні дані про частоту обертання колінчастого валу  $n_d$ , кут відкриття дросельної заслінки  $\varphi_{op}$  і ступінь рециркуляції ВГ  $R_{ВГ}$  передаються в процес рівня А. При протіканні процесу частина теплової енергії віддається в навколишнє середовище в результаті теплообміну і тертя в ДВЗ. Виходом процесу рівня А є механічна енергія  $E_M$ , невикористана теплова енергія  $E_T$  і ВГ  $G_{ВГ}$ , а також інформація про частоту обертання  $n_d$ , кут відкриття дросельної заслінки  $\varphi_{op}$ , вміст кисню  $O_2$  у ВГ і сигнал від ДД. Механічна енергія  $E_M$  є корисним виходом і надходить до споживача. Невикористана теплова енергія  $E_T$  і ВГ  $G_{ВГ}$  надходять у наступний процес системи і частково знову вертається на вхід попереднього процесу (рівень А). Метою зворотного зв'язку є забезпечення максимальної ефективності системи в даних умовах роботи. З цією метою аналізуються вміст кисню  $O_2$  у ВГ, частота обертання, кут відкриття дросельної заслінки і сигнал від ДД. За результатами аналізу визначаються оптимальний коефіцієнт надміру повітря  $\alpha$ , кут випередження запалювання  $\theta$  і ступінь рециркуляції ВГ  $R_{ВГ}$ . Управління цими параметрами процесу відбувається через тривалість управляючого імпульсу на електро-

магніті паливної форсунки  $t_{впр}$ , ступінь відкриття клапана рециркуляції ВГ  $f_{ВГ}$  і моменту припинення подачі первинної напруги на котушку запалювання.

Входом процесу рівня С є теплова енергія  $E_T$  і ВГ  $G_{ВГ}$ . У результаті протікання процесу токсичні компоненти ВГ  $CO$ ,  $C_mH_n$  і  $NO_x$  перетворюються в нетоксичні вуглекислий газ  $CO_2$  і воду  $H_2O$  з використанням теплової енергії ВГ, частина якої віддається в навколишнє середовище. Виходом рівня С є очищені ВГ і залишкова теплова енергія, які потрапляють в навколишнє середовище. На рівні D зворотний зв'язок здійснює корекцію складу паливоповітряної суміші, аналізуючи вміст кисню в очищених ВГ, для забезпечення максимальної ефективності нейтралізації.

Модель системи «двигун-нейтралізатор» будується виходячи із функціональної структури системи «двигун-нейтралізатор» (рис. 3), на основі якої складено укрупнену структуру математичної моделі (рис. 4).



**Рис. 3. Функціональна схема системи «двигун-нейтралізатор»**

$p_o, T_o$  – тиск і температура навколишнього середовища;  
 $n_d$  – частота обертання колінчастого вала двигуна;  
 $\phi_{др}$  – ступінь відкриття дросельної заслінки;  $t_{впр}$  – тривалість впорскування;  
 $f_{ВГ}$  – прохідний переріз клапана рециркуляції; ДД – датчик детонації.

Для дослідження робочих процесів ДВЗ використана методика, запропонована професором М.М. Глаголевім і допрацьована в наукових працях В.Г. Дяченка, М.К. Шокотова. На основі цієї методики розроблена розрахункова схема робочих процесів двигуна з нейтралізацією і рециркуляцією ВГ (рис. 5).

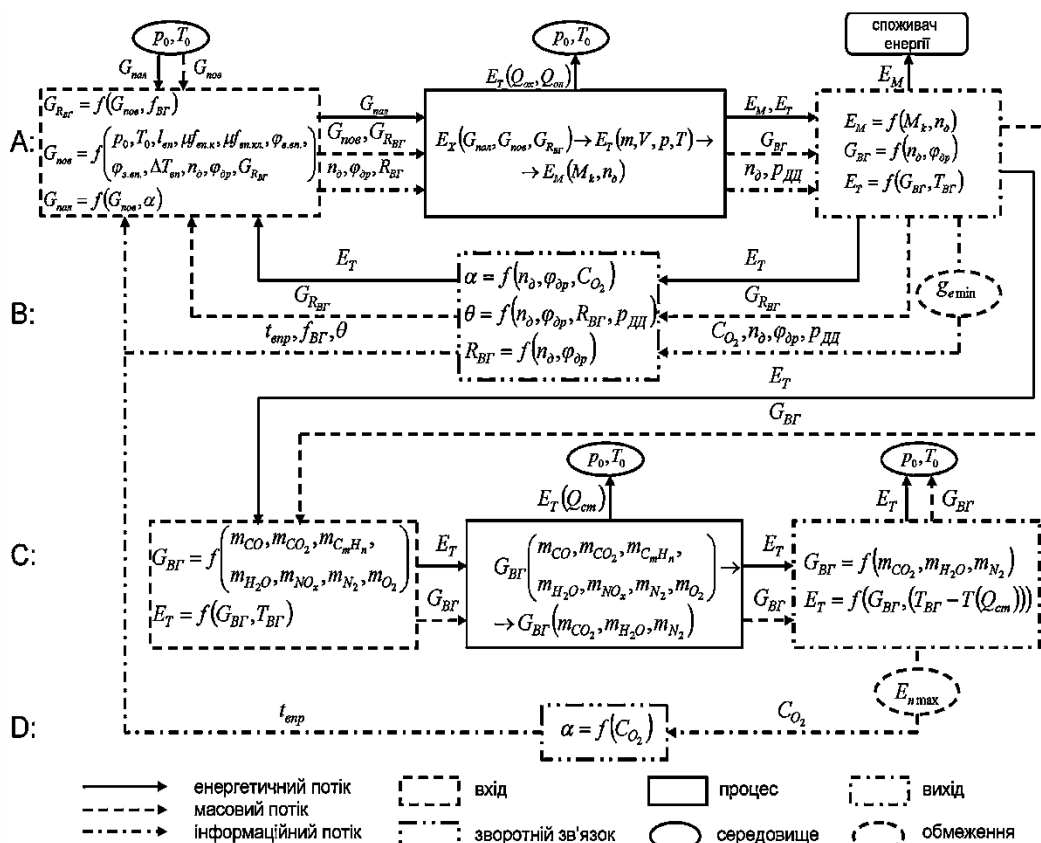


Рис. 4. Укрупнена структура моделі системи «двигун–нейтралізатор»

В основу моделювання процесу рівня А покладено рівняння об’ємного балансу та рівняння адиабати в диференціальній формі:

$$dV = dV_n - dV_s + dV_v - dV_{Q_T} + dV_{Q_x} + dV_M, \quad (5.6)$$

$$dp = -\frac{k \cdot p}{V} \cdot dV, \quad (5.7)$$

де  $dV_n$ ,  $dV_s$ ,  $dV_v$ ,  $dV_M$ ,  $dV_{Q_x}$ ,  $dV_{Q_T}$  – елементарні зміни об’єму, обумовлені відповідно переміщенням поршня, поступанням свіжого заряду, виходом робочого тіла в випускний трубопровід, зміною кількості речовини і температури в хімічних реакціях, тепловідводом,  $m^3$ ;

$k$  – показник адиабати;

$p$  – тиск робочого тіла, Па;

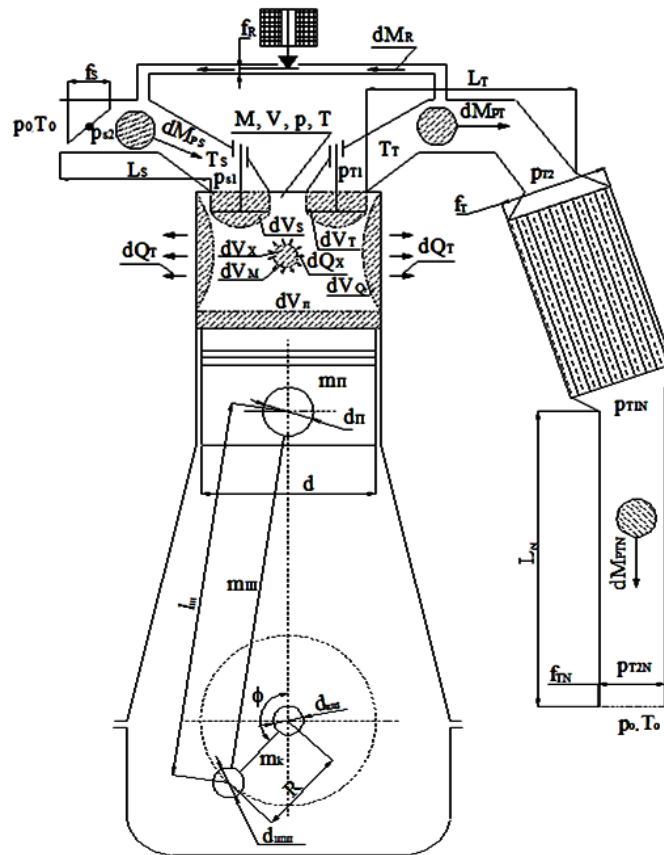
$V$  – об’єм робочого тіла,  $m^3$ ;

$dV$  – елементарна зміна об’єму робочого тіла,  $m^3$ .

Використовуючи рівняння об’ємного балансу і адиабати, розраховують параметри стану робочого тіла в циліндрі: масу  $M$ , об’єм  $V$ , тиск  $p$  і температуру  $T$  по куту повороту кривошипа. Теплота, виділена при хімічних реакціях  $dQ_x$  і внаслідок теплообміну, враховується відповідною зміною об’єму.

Зв’язок з навколишнім середовищем процесу рівня А складається з кількості теплоти, переданої від робочого тіла внаслідок теплообміну, і енергії, витраченої на тертя деталей КШМ. Елементарна кількість теплоти, переданої від робочого тіла в навколишнє середовище внаслідок теплообміну  $dQ_T$ , враховується відповідною зміною об’єму. Для визначення втрат на тертя

використовується положення теорії машин і механізмів. З використанням цих положень розроблена методика розрахунку роботи тертя в кінематичних парах КШМ.



**Рис. 5. Розрахункова схема робочих процесів системи «двигун-нейтралізатор»**

Вхідними даними для розрахунку є геометричні розміри КШМ: діаметр циліндра  $d$ , довжина шатуна  $l_{ш}$ , радіус кривошипа  $R$ , діаметри поршневого пальця  $d_n$ , корінної  $d_{ку}$  і шатунної шийок  $d_{шш}$  колінчастого вала; маси поршневого комплекту  $m_n$ , шатуна  $m_{ш}$  і кривошипа  $m_k$ . Першим етапом є визначення кінематичних параметрів КШМ, потім виконується силовий аналіз механізму і визначаються реакції в кінематичних парах, які залежать у першу чергу від тиску в циліндрі  $p$ . На основі цих даних визначаються елементарні роботи тертя в кожному розрахунковому інтервалі за кутом повороту кривошипа. Сума всіх елементарних робіт тертя в усіх кінематичних парах КШМ за цикл є основною складовою механічних витрат.

Метод математичного описання робочого процесу ДВЗ (рівень А) з використанням рівняння об'ємного балансу застосовується і для розрахунку процесів у впускному і випускному колекторах (вхід і вихід рівня А), при цьому враховуються протікаючі в них явища.

Вхід рівня А, зокрема кількість свіжого заряду, що потрапляє у циліндр у процесі впуску, залежить від тиску перед впускним клапаном  $p_{sl}$  і температури у впускному  $T_s$  колекторі, закону руху впускного клапану. Вихід рівня А і вхід рівня С, зокрема кількість ВГ, що виходять з циліндра в процесі випуску, залежить від тиску за випускним клапаном  $p_{tl}$  і температури у випускному  $T_t$  колекторі, закону руху випускного клапану.

При моделюванні входу і виходу рівня А, зокрема процесів у впускній і випускній системах, визначаються елементарні зміни об'єму газу в колекторі, пропорційні елементарним змінам маси газу, який надходить у нього з циліндра або з навколишнього середовища  $dM_{ps}$ , рухається з одного кінця колектора в інший, виходить з нього в навколишнє середовище  $dM_{pt}$ ,  $dM_{ptn}$  або в циліндр і переміщується з випускного колектора у впускний внаслідок рециркуляції ВГ  $dM_R$ . З врахуванням довжини колекторів  $L_s$ ,  $L_t$ ,  $L_n$ , прохідних перерізів дросельної заслінки  $f_s$ ,



каталітичного нейтралізатора  $f_T$  розраховується тиск газу в кінцевих точках впускного  $p_{S1}, p_{S2}$  і випускного  $p_{T1}, p_{T2}, p_{T1N}, p_{T2N}$  колекторів.

За допомогою зворотного зв'язку (рівень В) управляється склад суміші  $\alpha$ , кут випередження запалювання  $\theta$  і ступінь рециркуляції ВГ  $R_{BF}$ . Склад суміші в основних режимах роботи двигуна постійний. Кут випередження запалювання залежить від режиму роботи і ступеня рециркуляції ВГ. Ступінь рециркуляції ВГ залежить від перепаду тисків у впускному колекторі після дросельної заслінки  $p_{S2}$  і у випускному колекторі за випускним клапаном  $p_{T1}$ .

Показники процесів рівня С, що протікають в нейтралізаторі залежать від концентрацій ШР на виході з двигуна і ефективності нейтралізації цих речовин.

За допомогою даної моделі можна визначити параметри і склад робочого тіла в циліндрі по куту повороту кривошипа, що дозволяє розрахувати показники робочого процесу циліндра, а також вплив зміни складу і параметрів робочого тіла, процесів, що протікають у системах впуску і випуску, на показники робочих процесів ДВЗ і нейтралізатора. Визначення показників робочих процесів ДВЗ і нейтралізатора дає можливість отримати розрахункові залежності індикаторних, ефективних і екологічних показників двигуна. На виході з моделі системи «двигун-нейтралізатор» весь подальший розрахунок проводиться в 3-х паралельних напрямках, у яких послідовно виконуються операції щодо визначення груп основних енергетичних, паливо-економічних і екологічних показників двигуна і ТЗ.

У блоці 10 (рис. 2) проводиться визначення середнього тиску втрат на тертя в транспортному двигуні,  $P_{TPi} = f(t_{Bi})$ , Па. У блоці 11 проводиться визначення середнього тиску насосних втрат  $P_{H.V.i}$ , Па, і середнього індикаторного тиску циклу  $P_{i,i}$ , Па, двигуна ТЗ. У блоці 12 здійснюється визначення моменту механічних втрат  $M_{Mi} = f(P_{TPi}, P_{H.V.i})$ , Н·м, і індикаторного крутного моменту  $M_{ii} = f(P_{ii})$ , Н·м, двигуна ТЗ. У блоці 13 проводиться визначення розрахункового ефективного крутного моменту:  $Me_i^P = M_{i,i} - M_{Mi}$ , Н·м.

У блоці 14 проводиться перевірка умови відповідності значень розрахункового  $Me_i^P$  і необхідного ефективного крутного моменту  $Me_i$  двигуна ТЗ. Якщо виконується умова перевірки щодо  $Me_i^P \neq Me_i$ , то подальший розрахунок відбувається в блоці 15, де проводиться визначення скоректованого значення кута відкриття дросельної заслінки  $\varphi_{dp}$  з урахуванням величини корекції кута відкриття дросельної заслінки  $\Delta\varphi_{dp}$  (град), а саме:  $\varphi_{dpi} = \varphi_{dp} \pm \Delta\varphi_{dp}$ . Якщо умова  $Me_i^P \neq Me_i$  не виконується, то подальший розрахунок проводиться в блоці 24.

У блоці 16 відбувається визначення кількості теплоти, що відводиться від робочого тіла в циліндрі в систему охолодження (СОД) за один робочий цикл  $Q_T^H$  з урахуванням кількості теплоти, що відводиться від робочого тіла в циліндрі в систему охолодження за  $j$ -тий розрахунковий проміжок робочого циклу  $dQ_{Tj}$ :  $Q_{Ti}^H = \sum_{j=1}^n dQ_{Tj}$ , Дж, і температури ВГ у випускному колекторі  $t_{Bri} = f(n_{di}, Me_i, T_0)$ , К. При використанні комплексної системи комбінованого прогріву (КСКП) [1, 3] з тепловими акумуляторами (ТА) фазового переходу – у блоці 16 додатково відбувається коректування кількості теплоти, що відводиться від робочого тіла в циліндрі в систему охолодження на величину додаткового прогріву ОР від елементів КСКП в процесах передпускової і післяпускової теплової підготовки ДВЗ і ТЗ. При цьому враховується теплота (3), що накопичена в ТА фазового переходу елементів КСКП [3, 10]:

$$Q_{AKK} = m_T \cdot \int_{T_1}^{T_\phi} C_{TB}(T) dT + m_T \cdot r_T + m_T \cdot \int_{T_\phi}^{T_2} C_p(T) dT = Q_{zap} \quad (3)$$

де  $m_T$  – маса ТАМ, що зазнає фазовий перехід плавлення-кристалізація, кг;

$C_{TB}(T), C_p(T)$  – питомі масові теплоємності ТАМ залежно від його температури, відповідно в твердій і рідкій фазах, Дж/(кг·К);

$r_T$  – питома теплова енергія фазового переходу плавлення-кристалізація, Дж / кг;  
 $T, T_2, T_\phi$  – температури ТАМ відповідно початкова, кінцева і фазового переходу, К.

У блоці 17 здійснюється визначення годинної витрати палива  $G_{нал.i}$ , кг / год, і годинної витрати повітря  $G_{нов.i}$ , кг / год, двигуном ТЗ. Після цього, у блоці 18, проводиться визначення годинного виходу ВГ,  $G_{ВГi}$ , кг / год. Визначення температури охолоджувальної рідини  $t_{Bi+1} = f(t_{Bi}, Q_{Ti}^H)$ , К, і температури каталітичного блоку нейтралізатора  $t_{Hi} = f(G_{ВГi}, n_{oi}, t_{ВГi})$ , К, проводиться в блоці 19.

Екологічні показники двигуна і ТЗ визначаються в блоках 20 – 23. У блоці 20 визначаються концентрації  $CO$  (%),  $C_mH_n$  (млн<sup>-1</sup>),  $NO_x$  (млн<sup>-1</sup>) до каталітичного нейтралізатора:  $(CO_i, C_mH_{ni}, NO_{xi}) = f(n_{oi}, M_{ei}, \alpha_i)$ , у блоці 21 – визначаються ефективності нейтралізації  $CO$ ,  $C_mH_n$ ,  $NO_x$ , %, а саме:  $(E_{COi}, E_{CmHni}, E_{NOxi}) = f(\alpha_i, t_{Hi})$ , а в блоці 22 – визначаються концентрації  $CO$  (%),  $C_mH_n$  (млн<sup>-1</sup>),  $NO_x$  (млн<sup>-1</sup>) після каталітичного нейтралізатора, а саме:  $(CO_i^H, C_mH_{ni}^H, NO_{xi}^H) = (CO_i, C_mH_{ni}, NO_{xi}) \cdot (1 - (E_{COi}, E_{CmHni}, E_{NOxi}) / 100)$ . Крім цього, у блоці 23 проводиться визначення масових викидів  $CO$ ,  $C_mH_n$ ,  $NO_x$ , (кг/год), саме:  $(G_{COi}, G_{CmHni}, G_{NOxi}) = f(\alpha_i, G_{нал.i}, G_{нов.i}; (CO_i^H, C_mH_{ni}^H, NO_{xi}^H))$ .

Після визначення основних енергетичних, паливо-економічних і екологічних показників двигуна і ТЗ в блоці 24 здійснюється зміна порядкового номера циклу розрахунку на наступний,  $i, i = i + 1$ , а в блоці 25 – поточного часу з моменту пуску двигуна ТЗ:  $\tau_i = \tau_{i-1} + 120 / n_{oi-1}$ .

## Висновки

Розроблена загальна методика і математична модель для дослідження паливної економічності та екологічних показників транспортного засобу з урахуванням прогріву в процесі руху. У межах розробленої математичної моделі показана системна взаємодія складових при визначенні основних енергетичних, паливо-економічних і екологічних показників двигуна і транспортного засобу. Застосування розробленої методики і математичної моделі дозволяє визначити показники паливної економічності та екологічних показників транспортного засобу з урахуванням прогріву в процесі руху як в умовах їздових циклів, так і в процесі руху на маршруті.

## Список літератури

1. Грицук І.В. Системное формирование и анализ структуры комплексных систем комбинированного прогрева двигателей строительных и дорожных машин / І.В. Грицук // Энергоощадні машини і технології. Тези доповіді Міжнародної науково-технічної конференції (28-30 травня 2013р.) – К.: КНУБА, 2013. – с. 87-88.
2. Матейчик В.П. Дослідження впливу регульованих параметрів на паливну економічність і екологічні показники бензинового двигуна з системою нейтралізації відпрацьованих газів / В.П. Матейчик, М.П. Цюман // Наукові нотатки. – Луцьк: ЛНТУ, 2010. - № 28. – С. 331-335.
3. Грицук І.В. Системний підхід до проектування і дослідження комплексних систем комбінованого прогріву ДВЗ / І.В. Грицук // Збірн. наук. праць ДонІЗТ УкраДАЗТ. – Донецьк: ДонІЗТ, 2012 – Випуск №30. с. 106-117.
4. Методи системного аналізу властивостей автомобільної техніки: навч. посіб. / М.Ф. Дмитриченко, В.П. Матейчик, О.К. Грицук, М.П. Цюман. – К.: НТУ, 2014. – 168.
5. Вашуркин И.О. Тепловая подготовка и пуск ДВС мобильных транспортных и строительных машин зимой / И.О. Вашуркин. – Тюмень: ТюмГНГУ, 2001.–148 с.
6. Матейчик В.П. Методи оцінки показників енергоустановок на різних етапах їх вибору для ДТЗ / В.П. Матейчик // Системні методи керування, технологія та організація виробництва, ремонту та експлуатації автомобілів: зб. наук. пр., 2002. – Вип. 14. – С. 73–76.
7. Матейчик В.П. Системний підхід до аналізу структурних схем енергоустановок транспортних засобів / В.П. Матейчик // Вісник НТУ“ХП” №7 (т.2). – 2002. – С.162–167.

8. Сафиуллин Р.Н. Теоретические основы комплексной оптимизации основных величин и параметров ДВС АТС при применении топлив различного качества ДВС / Р.Н. Сафиуллин // Журнал «Вестник гражданских инженеров» № 4 (45), 2014. - с. 104-111.
9. Александров В.Д. Кинетика зародышеобразования и массовой кристаллизации переохлажденных жидкостей и аморфных сред: монография / В.Д. Александров. – Донецк: Донбасс, 2011.– 580 с.
10. Александров В.Д. Теплові акумулятори фазового переходу для транспортних засобів: параметри робочих процесів / В.Д. Александров, Ю.Ф. Гутаревич, І.В. Грицук, Ю.В. Прилепський, В.А. Постніков, А.М. Гушин, Д.С. Адров, В.С. Вербовський, З.І. Краснокутська // Донецьк: Вид-во «Ноулідж» (Донецьке відділення), 2014.– 230 с.
11. Сергієнко М.І. Середньоексплуатаційна витрата палива тепловозними двигунами та її оцінка / М.І. Сергієнко, С.А. Ерощенко, А.А. Каграманян // Залізничний транспорт України. – 2008. - №2. – С. 9-10.
12. Шульгин В.В. Тепловые аккумуляторы автотранспортных средств / В.В. Шульгин. – СПб.: Издательство Политехн. ун-та, 2005. - 268 с.
13. Schatz D. Latentwärmespeicher für Kaltstartverbesserung von Kraftfahrzeugen / D. Schatz // Brennst.- Wärme-Kraft.– 1991. – №6. - P. 333-340.
14. Цюман М.П. Методика визначення механічних втрат поршневого двигуна / М.П. Цюман, О.С. Голубов // Проблеми тертя та зношування: наук.-техн. зб. – К.: НАУ, 2012. – Вип. 57. – С.100-107.
15. Матейчик В.П. Особливості визначення складових механічних втрат двигуна внутрішнього згоряння / В.П. Матейчик, М.П. Цюман // Вісник Національного транспортного університету. – Київ, НТУ. –2006. – №13, ч.1. – С.51-55.
16. ДСТУ UN/ECE R 83-05:2009. Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження колісних транспортних засобів стосовно викидів забруднювальних речовин залежно від палива, необхідного для двигунів.
17. Луканин В.Н. Промышленно-транспортная экология: Учеб. для вузов / Луканин В.Н., Трофименко Ю.В., под ред. В.Н. Луканина. – М.: Высш. шк., 2001. – 273с.

**Матейчик В.П., Цюман Н.П., Волков В.П., Грицук І.В. Особенности модели для исследования топливной экономичности и экологических показателей транспортных средств с учетом прогрева в процессе движения**

*Аннотация.* В статье изложены результаты формирования математической модели для исследования топливной экономичности и экологических показателей транспортного средства с учетом прогрева в процессе движения. В рамках разработанной математической модели представлено взаимодействие составляющих при определении основных энергетических, топливно-экономических и экологических показателей двигателя и транспортного средства

*Ключевые слова:* транспортное средство, двигатель, прогрев, процесс движения, топливная экономичность, экологические показатели

**Mateichyk V.P., Tsiuman M.P., Volkov V.P., Gritsuk I.V. Features of the model for the study of fuel efficiency and environmental performance of vehicles, taking into account warm-up in motion**

*Abstract.* The article presents the results of formation of mathematical models for the study of fuel efficiency and environmental performance of the vehicle, taking into account warm-up while driving. Within the framework of the developed mathematical model is represented by the interaction of the components in the determination of primary energy, fuel, economic and environmental performance of the engine and the vehicle

*Keywords:* vehicle, engine warming up, the process of movement, fuel efficiency, environmental performance

Стаття надійшла до редакції 12.10.2014 р.