

**Висновки.** Встановлено, що при зменшенні потужності двигуна показники тягово-швидкісних властивостей автомобіля суттєво залежать від закону вибору передаточних відношень трансмісії.

Так, за номінальної потужності двигуна зменшення часу і шляху розгону автомобіля з оптимальною трансмісією (ряд Токарєва) складає відповідно 4,77% і 6,56%. Проте, при зменшенні потужності двигуна до 70% від номінальної застосування оптимального ряду призводить до суттєвого зменшення часу і шляху розгону автомобіля відповідно на 14,29% і 14,44%.

### **Література**

1. Фаробин Я.Е., Шупляков В.С. Оценка эксплуатационных свойств автопоездов для международных перевозок. — М.: Транспорт, 1983. — 200 с.
2. Філіпова Г.А., Бумага О.Д., Горбаха М.М. Вплив передаточних чисел трансмісії автобуса, що працює на газоподібному паливі, на показники його швидкісних властивостей// Автошляховик України. Окремий випуск. Управління безпекою та якістю транспортних засобів і перевезень. — 2003. — С. 102-105.
3. Зимелев Г.В. Теория автомобиля. — М.: Военное издательство министерства обороны Союза ССР, 1957. — 455с.

УДК 621.4.001

## **УТОЧНЕНА МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ РУХУ АВТОМОБІЛЯ З ДИЗЕЛЕМ ОБЛАДНАНИМ ГАЗОТУРБІННИМ НАДДУВОМ ТА ЕЛЕКТРОННИМ РЕГУЛЯТОРОМ ЧАСТОТИ ОБЕРТАННЯ**

*Кандидат технічних наук Говорун А.Г.,  
кандидат технічних наук Корпач А.О.,  
Павловський М.В.*

*Приведені особливості математичної моделі руху автомобіля з дизелем обладнаним газотурбінним наддувом та електронним регулятором частоти.*

*Features of mathematical model of movement of the car with a turbocharged diesel and an electronic regulator of frequency are resulted.*

**Вступ.** При проектуванні і доведенні двигунів, колісних транспортних засобів часто використовують значну кількість складних і трудомістких експериментальних досліджень.

**Метою роботи є** уточнення математичної моделі руху автомобіля з дизелем, обладнаним газотурбінним наддувом та електронним регулятором частоти обертання дизеля для виконання розрахункових досліджень руху автомобіля за режимами Європейського їздового циклу.

**Основна частина.** Розробці математичних моделей присвячено значну кількість робіт [1,2,3].

Рух автомобіля за режимами Європейського їздового циклу задається умовною величиною прискорення (сповільнення)  $\frac{dV}{dt}$ ,  $\frac{d\omega}{dt}$ , постійної швидкості  $V$ ,  $\omega$  та часом виконання  $t$  режимів на стенді з біговими барабанами.

Особливістю математичної моделі автомобіля з дизелем, обладнаного регульованим газотурбінним наддувом та електронною системою автоматичного регулювання частоти обертання (САРЧ) колінчастого вала заключається в особливостях їх роботи.

Електронний регулятор складається з електронного блока управління та електромеханічного виконавчого механізму, виконаного у вигляді пропорційного поворотного електромагніта, якір якого зв'язаний через шарову цапфу с дозуючою втулкою паливного насоса високого тиску (ПНВТ). В електронний блок управління через аналогово-цифровий перетворювач поступають сигнали від датчиків частоти обертання колінчастого вала  $n_o$ , положення важеля управління  $\varphi_o$  двигуном, який визначає потужність та датчика масової витрати повітря  $G_{noe}$ , що задає циклову подачу на усталених та переходічних режимах, сумарний сигнал порівнюється з закладеним в пам'ять програмним алгоритмом управління двигуном, після по-

рівняння та інтерполяції сигналів, електронний блок управління через аналогово-цифровий перетворювач подає сигнал на електромеханічний виконавчий механізм, останній визначає положення дозуючої втулки паливного насоса, тобто величину циклової подачі палива.

Висока швидкодія електронних систем регулювання та управління, а також незначна маса в електромеханічному виконавчому механізмі та наявності зворотного зв'язку в САРЧ дизеля по масовій витраті повітря дозволяє управляти зміною складу паливної суміші в період розгону автомобіля (дизеля).

Наявність в системі подачі повітря дизеля газотурбінного наддуву не дає можливості визначити механічні втрати двигуна прокручуванням колінчастого вала, тому при визначені механічних втрат в двигуні з газотурбінним наддувом використовується експериментально-розрахунковий метод [1]. На режимах примусового холостого ходу автомобільно відключається подача палива в циліндри двигуна.

На режимах роботи двигуна, близьких до повних навантажень, для зменшення температури в циліндрах двигуна і, як результат, зменшення викидів оксидів азоту  $NO_x$  з відпрацьованими газами (ВГ), в системі подачі повітря встановлений клапан рециркуляції ВГ.

В математичній моделі рух автомобіля з дизелем за їздовим циклом описується системою диференціальних рівнянь тягового балансу, які встановлюють залежності зміни крутного моменту від умовної швидкості руху автомобіля  $M_{kp} = f(V)$  або прискорення (сповільнення) колінчастого вала двигуна  $M_{kp} = f(\frac{d\omega}{dt})$ . Крутний момент двигуна витрачається на подолання сил опору коченню на стенді з біговими барабанами, умовного опору повітря і сил інерції рухомих мас.

Похідними параметрами математичної моделі є годинні витрати палива і повітря від частоти обертання колінчастого вала і крутного моменту.

Особливістю математичної моделі двигуна і автомобіля при його випробуванні за Європейським міським та позаміським їздовими циклами на стенді з біговими барабанами є те, що режими руху розділено за видами їх однотипного математичного опису [4]:

- робота двигуна в режимі мінімальної частоти обертання холостого ходу;
- розгін двигуна на холостому ході;
- режим рушання автомобіля з місця на першій передачі з буксуванням зчеплення;
- режим розгону автомобіля при блокованому зчепленні;
- режим переключення передач з вищої на нижчу і з нижчої на вищу;
- режим руху автомобіля з постійною швидкістю;
- режим сповільнення автомобіля при блокованому зчепленні;
- режим сповільнення двигуна з вимкнутим зчепленням.

Розглянемо особливості математичного опису двигуна (автомобіля) на прикладі рушання автомобіля з місця на першій передачі.

Рушання автомобіля з місця виконується шляхом вмикання щеплення з одночасною зміною положення важеля управління. Період рушання автомобіля з місця ділиться на 2 етапи.

На першому етапі автомобіль починає рухатись із просковзуючим щепленням від  $V_a = 0$ . В цей період частота обертання колінчастого вала зменшується, а частота обертання веденої частини щеплення збільшується. В період сповільнення колінчастого вала кінетична енергія обертових мас двигуна передається на збільшення кутового прискорення веденої частини щеплення.

На другому етапі автомобіль рухається при блокованому щепленні. Рівняння руху автомобіля з буксуючим щепленням, з урахуванням приведених до вісі колінчастого вала обертових та поступально рухомих мас автомобіля з дизелем, має вид

$$M_i + I_D \frac{d\omega_D}{dt} = M_{on} + M_{mo} + \frac{1}{\eta_t} I_{np} \frac{d\omega_{3u}}{dt} + M_{mkn} + Q_{oxi}, \quad (1)$$

де  $M_i$  — індикаторний крутний момент, Н·м;

$I_d$  — момент інерції двигуна,  $\text{кг}\cdot\text{м}^2$ ;

$\frac{d\omega_d}{dt}$  — кутове прискорення колінчастого вала двигуна,  $\text{с}^{-2}$ ;

$M_n$  — момент механічних втрат двигуна,  $\text{Н}\cdot\text{м}$ ;

$M_{on}$  — момент опору руху автомобіля,  $\text{Н}\cdot\text{м}$ ;

$M_{mod}$  — момент механічних втрат в двигуні без турбокомпресора,  $\text{Н}\cdot\text{м}$ ;

$\eta_t$  — коефіцієнт корисної дії трансмісії ( $\eta_t = 0,88 - 0,92$ );

$I_{np}$  — приведені до вісі колінчастого вала моменти інерції обертових та поступально рухомих мас автомобіля,  $\text{кг}\cdot\text{м}^2$ ;

$\frac{d\omega_{3q}}{dt}$  — прискорення веденої частини щеплення,  $\text{с}^{-2}$ , являється постійною величиною та задається програмою їзового циклу;

$M_{mkn}$  — приведений до вісі колінчастого вала момент, для приводу турбокомпресора з урахуванням затрат на газообмін,  $\text{Н}\cdot\text{м}$ ;

$Q_{oxn}$  — кількість теплоти відведені повітрям в навколошне середовище в охолоджувачі, еквівалентна ефективному крутному моменту

$$Q_{oxn} = \frac{C_{pno} \cdot \Delta T \cdot G_{no}}{\omega_0}, \quad (2)$$

де  $C_{pno}$  — масова ізобарна теплоємність повітря,  $\frac{\text{Дж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$ ;

$\Delta T$  — перепад температур повітря в охолоджувачі,  $\text{К}$ ;

$G_{no}$  — секундна масова витрата повітря через турбокомпресор та охолоджувач,  $\text{кг}/\text{с}$ ;

$\omega_0$  — кутова швидкість колінчастого вала двигуна,  $\text{с}^{-1}$ .

Момент опору руху автомобіля, приведений до вісі колінчастого вала визначається [5]

$$M_{on} = \frac{(m + m_e) \cdot f \cdot r_0 \cdot g + C_x \cdot \rho_n \cdot F \cdot \frac{V^2}{2} \cdot r_0}{u_i \cdot u_e \cdot \eta_T}, \quad (3)$$

де  $m$  — маса автомобіля,  $\text{кг}$ ;

$m_e$  — маса вантажу, яка визначається по умовам випробування автомобіля в їздовому циклі;

$f$  — коефіцієнт опору коченню автомобіля,  $\text{кг}/\text{кг}$ ; ( $f = 0,01 \text{ кг}/\text{кг}$ );

$r_0$  — динамічний радіус колеса,  $\text{м}$ ;

$g$  — прискорення вільного падіння,  $\text{м}/\text{с}^2$ ; ( $g = 9,81 \text{ м}/\text{с}^2$ );

$C_x$  — коефіцієнт обтічності автомобіля, ( $C_x \approx 0,25$ );

$\rho_n$  — густина повітря при  $t = 20^\circ \text{C}$ , ( $\rho_n = 1,225 \text{ кг}/\text{м}^3$ );

$F$  — площа поперечного перерізу автомобіля,  $\text{м}^2$ ;

$u_i, u_e$  — передаточне число  $i$ -тої передачі коробки зміни передач та головної передачі.

Зв'язок між кутовою швидкістю колінчастого вала двигуна, частотою його обертання та швидкістю руху автомобіля визначається

— кутова швидкість:  $\omega_0 = \frac{\pi \cdot n_d}{30}, \text{с}^{-1}$ ;

— швидкість автомобіля:  $V_a = \frac{\omega_\delta \cdot r_\delta}{u_i \cdot u_e}, \text{м/с}^2$ .

Приведений до вісі колінчастого вала момент інерції маса автомобіля визначається по залежності [6]

$$I_{np} = \frac{(m + m_e) \cdot r_\delta^2}{u_i^2 \cdot u_e^2} + \sum_{i=1}^n \frac{I_k}{u_i^2 \cdot u_e^2}, \quad (4)$$

де  $I_k$  — момент інерції колеса,  $\text{кг}\cdot\text{м}^2$ ;

$n$  — число коліс автомобіля.

При випробуванні автомобіля на стенді з біговими барабанами враховується тільки число ведучих коліс  $n=2$ .

Рівняння руху автомобіля при блокованому щепленні (другий етап рушання)

$$M_i = M_{on} + M_{m\delta} + (I_\delta + \frac{1}{\eta_T} \cdot I_{np}) \cdot \frac{d\omega_\delta}{dt} + M_{mk} + Q_{ox}, \quad (5)$$

В період початку руху автомобіля та його розгону, важіль управління налаштування регулятора ( $\varphi_p$ ) безперервно переміщуючись, забезпечує необхідну величину індикаторного крутного моменту при постійній величині прискорення  $\frac{d\omega_\delta}{dt}$ .

Момент механічних втрат в двигуні без турбокомпресора визначається експериментально-розрахунковим методом та залежить тільки від частоти обертання двигуна

$$M_{m\delta} = a_m + b_m \cdot \omega_\delta, \quad (6)$$

де  $a_m, b_m$  — експериментальні постійні коефіцієнти апроксимації.

Приведений до вісі колінчастого вала двигуна момент, який затрачується на привід компресора, визначається розрахунково-експериментальним шляхом, використовуючи відому з газової динаміки залежність та результати вимірювання температури та тиску на вході та виході з компресора

$$M_{mk} = \frac{G_k \cdot L_{ka}}{\omega_k \cdot \eta_{ka}} \cdot \frac{\omega_k}{\omega_\delta} = \frac{G_k \cdot L_{ka}}{\omega_\delta \cdot \eta_{ka}}, \quad (7)$$

де  $G_k$  — кількість повітря, яке подається компресором,  $\text{кг}/\text{с}$ ;

на усталеному режимі  $G_k = G_{nog}$ ;

$L_{ka}$  — робота адіабатного стиснення 1 кг повітря в компресорі,  $\text{Дж}/\text{кг}$ .

$$L_{ka} = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_o \left( \pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right), \quad (8)$$

де  $k$  — показник адіабати стиснення повітря в компресорі;

$K$  — газова стала повітря,  $\text{Дж}/\text{кг}\cdot\text{К}$ ;

$T_o$  — температура оточуючого середовища,  $\text{K}$ ;

$\pi_k$  — ступінь підвищення тиску в компресорі,  $\pi_k = \frac{P_k}{P_o}$ ;

$P_k$  — тиск повітря на виході з компресора,  $\text{Па}$ ;

$P_o$  — тиск навколошнього середовища,  $\text{Па}$ ;

$\eta_{ka}$  — ККД компресора.

$$\eta_{ka} = \frac{T_o \left( \pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{T_k - T_o}, \quad (9)$$

де  $T_k$  — температура повітря на виході з компресора,  $K$ .

Температура повітря на виході з компресора  $T_k$ , робота адіабатного процесу стиснення  $L_{ka}$ , ККД компресора  $\eta_{ka}$  описується поліномом другого порядку від двох змінних  $M_e$  та  $\omega_\delta$

$$\begin{aligned} T_k &= a_0 + a_1 \cdot \omega_\delta + a_2 \cdot M_e + a_{11} \cdot \omega_\delta^2 + a_{22} \cdot M_e^2 + a_{12} \cdot \omega_\delta \cdot M_e, \\ L_{ka} &= b_0 + b_1 \cdot \omega_\delta + b_2 \cdot M_e + b_{11} \cdot \omega_\delta^2 + b_{22} \cdot M_e^2 + b_{12} \cdot \omega_\delta \cdot M_e, \\ \eta_{ka} &= c_0 + c_1 \cdot \omega_\delta + c_2 \cdot M_e + c_{11} \cdot \omega_\delta^2 + c_{22} \cdot M_e^2 + c_{12} \cdot \omega_\delta \cdot M_e. \end{aligned} \quad (10)$$

На усталеному режимі момент, розвинутий турбіною  $M_T$ , витрачається на привід компресора  $M_{m.k.}$ , подолання механічних втрат в турбокомпресорі

$$M_T = M_k + M_{m.k.} \quad (11)$$

Приведений до вісі колінчастого вала двигуна момент, який затрачується на привід турбіни, визначається розрахунково-експериментальним методом, використовуючи з газової динаміки залежність та результати вимірювання температури та тиску робочого тіла на вході та виході з турбіни

$$M_{m.k.} = \frac{G_{OT} \cdot L_{T.a} \cdot \eta_T}{\omega_k} \cdot \frac{\omega_k}{\omega_g} = \frac{G_{OT} \cdot L_{T.a} \cdot \eta_T}{\omega_g}, \quad (12)$$

де  $G_{OT}$  — секундна масова витрата відпрацьованих газів через турбіну,  $kg/s$ ;

$L_{T.a}$  — робота в адіабатичному процесі розширення одного кілограма відпрацьованих газів в турбіні,  $J/kg$ ;

$\eta_T$  — коефіцієнт корисної дії турбіни, який характеризує ефективність використання енергії тиску газів в турбіні [7],  $\eta_T = \eta_{T.a} \cdot \eta_m$ .

Секундна масова витрата газів через турбіну визначається по залежності [7]

$$G_{OT} = G_{noe} + G_n, \quad (13)$$

де  $G_n$  — секундна витрата палива двигуном,  $kg/s$ .

Секундна витрата повітря і палива двигуном  $G_{noe}$  та  $G_n$  визначається експериментальним шляхом, за навантажувальними характеристиками.

Робота в адіабатичному процесі розширення 1 кг газів в турбіні,  $J/kg$

$$L_{T.a} = \frac{k_{oe}}{k_{oe} - 1} \cdot R_{OT} \cdot T_T \cdot \left[ 1 - \left( \frac{1}{\pi_T} \right)^{\frac{k_{oe}-1}{k_{oe}}} \right], \quad (14)$$

Масова витрата газу через турбіну  $G_{OT}$ , температура газів на вході в турбіну  $T_T$ , робота в адіабатичному процесі розширення газів в турбіні  $L_{T.a}$ , ступінь зниження тиску ВГ в турбіні  $\pi_T$ , описується поліномом другого ступеня від  $M_e$  та  $\omega_g$

$$L_{T,a} = d_0 + d_1 \cdot \omega_g + d_2 \cdot M_e + d_{11} \cdot \omega_g^2 + d_{22} \cdot M_e^2 + d_{12} \cdot \omega_g \cdot M_e,$$

$$\begin{aligned} G_{or} &= e_0 + e_1 \cdot \omega_g + e_2 \cdot M_e + e_{11} \cdot \omega_g^2 + e_{22} \cdot M_e^2 + e_{12} \cdot \omega_g \cdot M_e, \\ T_T &= f_0 + f_1 \cdot \omega_g + f_2 \cdot M_e + f_{11} \cdot \omega_g^2 + f_{22} \cdot M_e^2 + f_{12} \cdot \omega_g \cdot M_e, \\ \pi_T &= q_0 + q_1 \cdot \omega_g + q_2 \cdot M_e + q_{11} \cdot \omega_g^2 + q_{22} \cdot M_e^2 + q_{12} \cdot \omega_g \cdot M_e. \end{aligned} \quad (15)$$

Рівняння ротора турбокомпресора

$$I_T \frac{d\omega_{TK}}{dt} = M_T - M_K - M_{uTK}, \quad (16)$$

де  $I_T$  — момент інерції турбокомпресора,  $\text{кг}\cdot\text{м}^2$ ;

$\frac{d\omega_{TK}}{dt}$  — кутове прискорення вала турбокомпресора,  $\text{с}^{-2}$ .

Рівняння руху повітря у впусльному трубопроводі.

На неусталених режимах роботи двигуна відбувається зміна витрати повітря через компресор та двигун. Через інерційність потоку повітря, зосередженого в об'ємі впусльног трубопроводу та ротора турбокомпресора, різниця між кількістю поступаючого в двигун та того, що подається компресором повітря описується рівнянням [7]

$$\frac{dp_k}{dt} = (G_k - G_{nob}) \cdot \frac{n_1 \cdot p_k}{V_{an} \cdot \rho_k}, \quad (17)$$

де  $\frac{dp_k}{dt}$  — зміна тиску у впусльному трубопроводі,  $\frac{\text{Н}}{\text{м}^2}$ ;

$G_k$  — секундна масова продуктивність компресора,  $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$ ;

$n_1$  — показник політропи стиснення в компресорі;

$V_{an}$  — об'єм впусльног трубопроводу від компресора до охолоджувача повітря,  $\text{м}^3$ ;

$\rho_k$  — густина повітря на виході з компресора,  $\text{кг}/\text{м}^3$ .

$$\rho_k = \frac{p_k}{R \cdot T_k}, \quad (18)$$

Секундна масова продуктивність компресора від двох змінних апроксимується поліномом третього порядку

$$\begin{aligned} G_k &= r_0 + r_1 \cdot \omega_{TK} + r_2 \cdot p_k + r_{11} \cdot \omega_{TK}^2 + r_{22} \cdot p_k^2 + r_{12} \cdot \omega_{TK} \cdot p_k + \\ &+ r_{111} \cdot \omega_{TK}^3 + r_{222} \cdot p_k^3 + r_{112} \cdot \omega_{TK}^2 \cdot p_k + r_{221} \cdot \omega_{TK} \cdot p_k^2, \end{aligned} \quad (19)$$

де  $r_1, r_2, r_3$  і т. д. — коефіцієнти поліноміальної апроксимації;

$\omega_{TK}$  — кутова швидкість ротора турбокомпресора,  $c^{-1}$ .

Так як об'єм випускного трубопроводу менший ніж робочий об'єм циліндрів двигуна, тому зміна режимів роботи останнього не впливає на зміну витрати газу через турбіну та двигун  $G_{Or}$ , то приймаємо  $G_T = G_{Or}$ .

В дизелях з електронним управлінням подачі палива САРЧ програма дозування палива налаштована таким чином, щоб забезпечувати максимальну ефективність його використання та мінімальну токсичність відпрацьованих газів шляхом оптимізації кута випередження впорскування палива в залежності від швидкісного та навантажувального режиму роботи двигуна, а також шляхом оптимізації складу паливної суміші на режимах прискорення двигуна.

Наявність в САРЧ дизеля датчика масової витрати повітря, сигнал від якого подається в електронний блок управління подачею палива у вигляді зворотного зв'язку, забезпечуючи, таким чином, відповідність між кількістю повітря і палива, які подаються в двигун. Тоді, рівняння електронного регулятора із електромеханічним виконавчим механізмом, можна розглядати як єдину ланку.

Приведена до дозуючої муфти паливного насосу підтримуюча сила виконавчого механізму пропорційного електромагніту електронного регулятора, згідно [8]

$$P_n = k_s \cdot u^2, \quad (20)$$

де  $k_s$  — постійний коефіцієнт,  $H/B^2$ ;

$u$  — напруга на обмотках пропорційного електромагніта,  $B$ .

Приведена до дозуючої муфти паливного насосу відновлювальна сила регулятора

$$E_a = c_{np} \cdot z, \quad (21)$$

де  $c_{np}$  — приведена до дозуючої муфти паливного насосу жорсткість зворотної пружини якоря пропорційного електромагніту,  $N/m$ ;

$z$  — координата дозуючої муфти паливного насосу,  $m$ .

Зв'язок електронного регулятора з паливним насосом високого тиску

$$q_u = k_{PNWT} \cdot z, \quad (22)$$

де  $q_u$  — подача палива за цикл в двигун,  $kg/цикл$ ;

$k_{PNWT}$  — постійний коефіцієнт,  $\frac{kg}{цикл} \cdot m$ .

Зв'язки між датчиком частоти обертання колінчатого вала  $\omega_o$ , положення важеля налаштування регулятора  $\varphi_p$ , визначаючого навантаження двигуна  $M_e$  (ефективний крутний момент) та напругою, яка подається на обмотки пропорційного електромеханічного виконавчого механізму електронного регулятора, частоти обертання колінчатого вала двигуна, описуються залежністю від двох змінних

$$u = f(\omega_o, M_e, f(\varphi_p)). \quad (23)$$

Рівняння руху дозуючої муфти паливного насоса

$$m_{np} \frac{d^2 z}{dt^2} + \nu_M \frac{dz}{dt} + cz = k_s u^2, \quad (24)$$

де  $m_{np}$  — маса муфти паливного насосу, а також приведена до вісі дозуючої муфти паливного насосу маси серцевини електромагніта та шарової цапфи, кг;

$\nu_M$  — приведений до муфти паливного насосу коефіцієнт в'язкого тертя деталей регулятора та паливного насосу,  $N \cdot c/m$ .

Виходячи з рівняння (20), отримуємо рівняння електронного регулятора з електромеханічним виконавчим механізмом

$$m_{np} \frac{d^2 z}{dt^2} + \nu_M \frac{dz}{dt} + cz = k_3 f(\omega_o, M_e, f(\phi))^2. \quad (25)$$

За результатами експериментальних досліджень двигуна на гальмівному стенді за серією навантажувальних характеристик, знятих на різних фіксованих швидкісних режимах, отримуються залежності зміни частоти обертання колінчатого вала  $\omega_o$  та навантаження двигуна  $M_e$

$$q_u = m_0 + m_1 \cdot \omega_o + m_2 \cdot M_e + m_{11} \cdot \omega_o^2 + m_{22} \cdot M_e^2 + m_{12} \cdot \omega_o \cdot M_e, \quad (26)$$

де  $m_0, m_i$  — постійні коефіцієнти поліноміальної апроксимації.

Циклова подача палива визначається по фактичній цикловій витраті палива  $G_n$  за навантажувальними характеристиками

$$q_u = \frac{G_n \cdot \tau}{60 \cdot 2n \cdot i}, \quad (27)$$

де  $G_n$  — година витрати палива, кг/год;

$2n$  — число ходів двигуна;

$i$  — число циліндрів двигуна;

$\tau$  — число тактів.

Математичні залежності роботи двигуна (автомобіля), на інших режимах Європейського їздового циклу є частковими випадками його руху при розгоні.

**Висновок.** Таким чином уточнюється математична модель руху автомобіля з дизелем, обладнаним газотурбінним наддувом та електронним регулятором частоти обертання.

### Література

1. Автомобильные двигатели / Архангельский В.М., Вихерит М.М., Воинов А.Н. и др. Под. ред. М.С. Ховаха. — М.: Машиностроение, — 1977. — 591 с.
2. Терехов Е.М. Методика и программа определения расхода топлива и выбросов токсичных компонентов в отработавших газах бензинового двигателя при движении автомобиля по ездовому циклу//Труды НАМИ: Сборник научных трудов.. — М.:1982. — Вып. 136 — с.44-46
3. Гутаревич Ю.Ф. Снижение вредных выбросов автомобиля в эксплуатационных условиях. — К.: Вища школа, 1991.
4. Абрамчук Ф.І., Гутаревич Ю.Ф., Долганов К.Є., Тимченко І.І. Автомобільні двигуни: Підручник. — К.: Апрістей, 2004. — 476 с.
5. Литвинов А.С., Фаробин Я.Е. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств: Учебник для вузов по специальности «Автомобили и автомобильное хозяйство». — М.: Машиностроение, 1989.-240 с.: ил.
6. Е.А. Чудаков. Расчет автомобилей. — М.: Машгиз, 1947. — 586 с.
7. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей. Уч. для вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» / Д.Н.Вырубов, Н.А.Иващенко, В.И. Ивин и др.; Под ред. А.С.Орлина и М.Г.Круглова. — 4-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1983. — 372 с.
8. Крутов В.И. Автоматическое регулирование и управление двигателей внутреннего сгорания. — М.: Машиностроение, 1989. — 416с.