

УДК 629.017

М.А. Подригало¹, Р.О. Кайдалов¹, О.М. Жовтоног²*Національна академія Національної гвардії України¹**Державне підприємство «Державтотранс НДІ проект»***ОЦЕНКА ДИНАМИЧНЫХ ВЛАСТИВОСТЕЙ И ЭНЕРГЕТИЧНОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ
АВТОМОБИЛЕЙ С БЕЗСТУПЕНЧАТОЮ АВТОМАТИЧНОЮ ТРАНСМІСІЄЮ**

Розглянуто динамічні й енергетичні характеристики автомобіля з ДВЗ, що працює з постійною частотою обертання валу, й безступінчастою автоматичною трансмісією. Отримані аналітичні вирази, що дозволяють забезпечувати автоматичне управління безступінчастою коробкою передач за допомогою штучного інтелекту (комп'ютеру), організувавши раціональну зміну передаточного відношення вказаної коробки у часі.

Ключові слова: динамічні властивості, енергетична економічність, безступінчаста автоматична трансмісія.

М.А. Подригало, Р.О. Кайдалов, А.Н. Жовтоног**ОЦЕНКА ДИНАМИЧЕСКИХ СВОЙСТВ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ
АВТОМОБИЛЕЙ С БЕССТУПЕНЧАТОЙ АВТОМАТИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИЕЙ**

Рассмотрены динамические и энергетические характеристики автомобиля с ДВС, работающего с постоянной частотой вращения вала, и бесступенчатой автоматической трансмиссией. Полученные аналитические выражения, позволяют обеспечивать автоматическое управление бесступенчатой коробкой передач с помощью искусственного интеллекта (компьютера), организовав рациональное изменение передаточного отношения указанной коробки во времени.

Ключевые слова: динамические свойства, энергетическая экономичность, бесступенчатая автоматическая трансмиссия.

M. Podrigalo, R. Kaidalov, O. Zhovtonog**EVALUATION OF DYNAMIC PROPERTIES AND ENERGY ECONOMICAL CAR WITH A
CONTINUOUSLY VARIABLE AUTOMATIC TRANSMISSION**

Considered dynamic and energy characteristics of the car with the internal combustion engine that runs at a constant speed of rotation of the shaft and continuously variable automatic transmission. The analytical expressions, allowing management to provide continuously variable automatic transmission by artificial intelligence (computer) by organizing a rational shift Gear ratio of said box in time. The results quantify the energy efficiency of the vehicle during acceleration of the continuously variable transmission over existing transmissions. Proved that the use of continuously variable transmissions and use of internal combustion engines with dual-mode controller that provides the crankshaft speed in a narrow range improves the dynamic properties of vehicles and increase their energy efficiency.

Keywords: dynamic properties, energy efficiency, continuously variable automatic transmission.

Вступ. Застосування безступінчастих трансмісій з автоматичним управлінням дозволяє покращити динамічні властивості й енергетичну економічність автомобілів. Якщо при розгоні або сталому режимі русі машини реалізувати навантажувальну характеристику двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ) при постійній частоті обертання колінчастого валу у поєднанні з автоматичною безступінчастою трансмісією, тоді зміна швидкості руху автомобіля буде відбуватись за мінімальний час й при мінімальній витраті енергії.

У статті розглянуто динамічні й енергетичні характеристики автомобіля з ДВЗ, що працює з постійною частотою обертання валу, й безступінчастою автоматичною трансмісією.

Аналіз останніх досягнень і публікацій. Застосування безступінчастих передач з автоматичним управлінням є одним із ефективних засобів подальшого підвищення продуктивності й поліпшення основних експлуатаційних властивостей автомобілів [1]. Під безступінчастими передачами розуміються тільки несаморегульовані передачі, що мають зовнішній орган управління та не володіють у широкому діапазоні внутрішньою здатністю до зміни передавальних відношень [1]. До таких передач відносяться гідрооб'ємні, фрикційні й передачі змінної амплітуди коливань (імпульсні) [1]. Імпульсні передачі не отримали розповсюдження на самохідних машинах, але в останні роки з'явилися автомобілі з гібридним електромеханічним приводом ведучих коліс, які дозволяють реалізувати плавну зміну передавального відношення трансмісії.

Дослідженню безступінчастих фрикційних передач присвячені роботи [1 – 4], а гідравлічних об'ємних трансмісій – [5, 6]. Автоматичному управлінню ступінчастих й безступінчастих передач присвячені роботи [1, 7, 8].

Важливим етапом розроблення автоматичних безступінчастих передач є раціональний вибір регуляторних характеристик двигуна внутрішнього згоряння. В роботі [1] досліджені регуляторні

характеристики й рівняння руху самохідної машини з активною безступінчастою передачею й визначена оптимальна регуляторна характеристика ДВЗ.

Відомі [9] чотири основні характеристики які характеризують роботу усіх поршневих ДВЗ (рис.1).

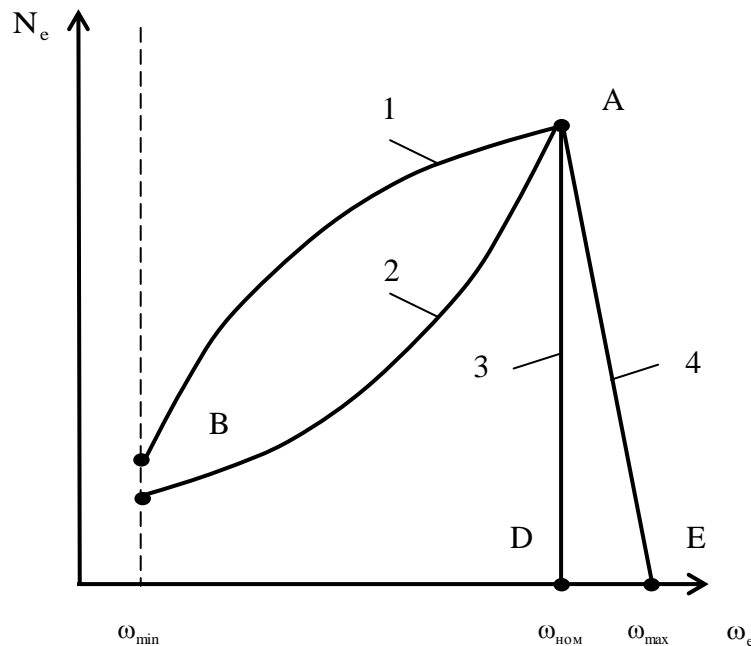


Рис. 1. - Основні характеристики ДВЗ: 1 – швидкісна характеристика; 2 – гвинтова характеристика (для авіаційних та судових двигунів); 3 – навантажувальна характеристика при $\omega_e = \omega_{ном} = const$; 4 – регуляторна характеристика при $\omega_e \neq const$; N_e – ефективна потужність ДВЗ; ω_e – кутова швидкість колінчастого валу; ω_{min} , $\omega_{ном}$ – мінімально стійка і номінальна кутові швидкості колінчастого валу; ω_{max} – максимальна кутова швидкість колінчастого валу

Навантажувальна характеристика 3 (пряма \overline{AD} на рис.1) використовується в стаціонарних і тепловозних двигунах. Регуляторна характеристика 4 (пряма \overline{AE} на рис. 1) при зменшенні подачі палива допускає збільшення максимальної кутової швидкості колінчастого валу ω_{max} на 5 – 10%. При вказаній характеристиці частина часу працюють тракторні двигуни й автомобільні дизелі, обладнанні регуляторами.

Автор роботи [10] рахує, що з появою безступінчастих передач транспортні машини зі все режимними регуляторами двигунів у ідентичних умовах експлуатації значно поступаються паливній економічності цим машинам з дворегимним регулятором.

На нашу думку [11] в моторно-трансмісійних установках з безступінчастими коробками передач необхідно використовувати дворегимні регулятори, що обмежують кутову швидкість колінчастого валу у інтервалі $[\omega_{ном}, \omega_{max}]$. Такий підхід дає можливість поліпшити як динамічні так і енергоекономічні показники автомобілів.

Мета і постановка задач дослідження. Метою дослідження є поліпшення динамічних властивостей і підвищення енергетичної економічності автомобілів з безступінчастими трансмісіями за рахунок використання дворегимних регуляторів обертання колінчастих валів ДВЗ у вузькому діапазоні кутових швидкостей.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- оцінити поліпшення показників динамічних властивостей автомобілів з безступінчастою трансмісією й дворегимним регулятором ДВЗ;
- оцінити зниження витрат енергії двигуна на розгін автомобіля з місця й до максимальної швидкості при використанні безступінчастої трансмісії й дворегимного регулятора.

Виклад основного матеріалу. Рівняння тягової динаміки автомобіля має вигляд [13]

$$m_a \frac{dV_a}{dt} = P_k - \sum P_o, \quad (1)$$

де m_a – маса автомобіля;

V_a – швидкість автомобіля;

P_k – сумарна тягова сила на ведучих колесах автомобіля [12];

$$P_k = \frac{M_e \cdot U_k \cdot U_o \cdot \eta_{тр}}{r_d} - \frac{J_e \cdot U_k^2 \cdot U_o^2 \cdot \eta_{тр}}{r_d^2} \frac{dV}{dt} - \frac{\sum J_k}{r_d^2} \frac{dV}{dt}; \quad (2)$$

M_e – ефективний крутний момент двигуна;

U_k, U_o – передаточні відношення коробки передач і головної передачі, відповідно;

$\eta_{тр}$ – коефіцієнт корисної дії трансмісії;

r_d – динамічний радіус ведучих коліс;

J_e – момент інерції обертових мас двигуна;

$\sum J_k$ – сумарний момент інерції усіх коліс автомобіля;

$\sum P_o$ – сумарна сила опору руху автомобіля;

$$\sum P_o = m_a g \psi + \frac{C_x}{2} \rho F V_a^2; \quad (3)$$

g – прискорення вільного падіння;

ψ – сумарний коефіцієнт дорожнього опору;

C_x – коефіцієнт лобового аеродинамічного опору;

ρ – густина повітря;

F – площа лобового перерізу (мідель) автомобіля.

Після підстановки виразів (2) і (3) й перетворень рівняння динаміки (1) прийме вигляд

$$m_a \left(1 + \frac{\sum J_k}{m_a \cdot r_d^2} + \frac{J_e \cdot U_k^2 \cdot U_o^2 \cdot \eta_{тр}}{m_a \cdot r_d^2} \right) \frac{dV_a}{dt} = \frac{M_e \cdot U_k \cdot U_o \cdot \eta_{тр}}{r_d} - m_a g \psi - \frac{C_x}{2} \rho F V_a^2. \quad (4)$$

Вираз у дужках представляє собою коефіцієнт врахування обертових мас [14] трансмісії й двигуна

$$\delta_{об} = 1 + \frac{\sum J_k}{m_a \cdot r_d^2} + \frac{J_e \cdot U_k^2 \cdot U_o^2 \cdot \eta_{тр}}{m_a \cdot r_d^2} = 1 + A_1 + A_2 U_k^2, \quad (5)$$

де A_1, A_2 – узагальненні коефіцієнти [14],

$$A_1 = \frac{\sum J_k}{m_a \cdot r_d^2}; \quad (6)$$

$$A_2 = \frac{J_e \cdot U_k^2 \cdot U_o^2 \cdot \eta_{тр}}{m_a \cdot r_d^2}. \quad (7)$$

В літературі [14] рекомендується приймати $A_1 = 0,03$ й $A_2 = 0,05$.

Із рівняння (4) визначимо лінійне прискорення автомобіля \dot{V}_a

$$\dot{V}_a = \frac{dV_a}{dt} = \frac{\frac{M_e \cdot U_k \cdot U_o \cdot \eta_{тр}}{m_a \cdot r_d} - g \cdot \psi - \frac{C_x \cdot \rho \cdot F}{2 \cdot m_a} \cdot V_a^2}{1 + \frac{\sum J_k}{m_a \cdot r_d^2} + \frac{J_e \cdot U_k^2 \cdot U_o^2 \cdot \eta_{тр}}{m_a \cdot r_d^2}}. \quad (8)$$

При роботі двигуна з постійною швидкістю обертання колінчастого валу $\omega_e = \omega_{ном} = \text{const}$ вали трансмісії до коробки передач також обертаються з постійною швидкістю. У цьому випадку рівняння (2) прийме вигляд

$$P_k = \frac{M_e \cdot U_k \cdot U_o \cdot \eta_{тр}}{r_d} - \frac{\sum J_k}{r_d^2} \frac{dV_a}{dt}. \quad (9)$$

Після підстановки виразів (9) і (3) у рівняння (1) отримаємо

$$m_a \left(1 + \frac{\sum J_k}{m_a \cdot r_d^2} \right) \frac{dV_a}{dt} = \frac{M_e \cdot U_k \cdot U_o \cdot \eta_{тр}}{r_d} - m_a g \psi - \frac{C_x}{2} \rho F V_a^2. \quad (10)$$

Коефіцієнт врахування оберткових мас трансмісії у цьому випадку має меншу величину, чим при ступеневій коробці передач

$$\delta_{об} = 1 + \frac{\sum J_k}{m_a \cdot r_d^2}. \quad (11)$$

Лінійне прискорення автомобіля визначимо із рівняння (10)

$$\dot{V}_a = \frac{dV_a}{dt} = \frac{\frac{M_e \cdot U_k \cdot U_o \cdot \eta_{тр}}{m_a \cdot r_d} - g \cdot \psi - \frac{C_x \cdot \rho \cdot F}{2 \cdot m_a} \cdot V_a^2}{1 + \frac{\sum J_k}{m_a \cdot r_d^2}}. \quad (12)$$

Рівняння (12) можна представити у вигляді рівняння парціальних прискорень

$$\dot{V}_a = a_{тяг} - a_{\psi} - a_w, \quad (13)$$

де $a_{тяг}$ – парціальне тягове прискорення,

$$a_{тяг} = \frac{M_e \cdot U_k \cdot U_o \cdot \eta_{тр}}{m_a \cdot r_d \left(1 + \frac{\sum J_k}{m_a \cdot r_d^2} \right)}; \quad (14)$$

a_{ψ} – парціальне прискорення, що створюється сумарною силою дорожнього опору,

$$a_{\psi} = \frac{g \cdot \psi}{1 + \frac{\sum J_k}{m_a \cdot r_d^2}}; \quad (15)$$

a_w – парціальне прискорення, що створюється аеродинамічною силою,

$$a_w = \frac{C_x \cdot \rho \cdot F \cdot V_a^2}{2 \cdot m_a \left(1 + \frac{\sum J_k}{m_a \cdot r_d^2} \right)}. \quad (16)$$

Припустимо, що двигун працює на режимі $M_e = \text{const}$ (рівняння (14) – (16) отримаємо із умови $\omega_e = \omega_{ном} = \text{const}$). У цьому випадку при високих значеннях U_k дотична реакція на ведучих колесах автомобіля може перевищити граничну силу по зчепленню. Визначимо алгебраїчну суму парціальних прискорень $a_{тяг} - a_{\psi}$ при реалізації граничної сили по зчепленню ведучих коліс з дорогою. Різниця між сумарною тяговою силою на ведучих колесах і силою сумарного дорожнього опору може бути визначена із наступного рівняння

$$\Delta P = P_k - K_{вд} \cdot m_a \cdot g \cdot f - (1 - K_{вд}) \cdot m_a \cdot g \cdot f \pm m_a \cdot g \cdot i, \quad (17)$$

де $K_{вд}$ – коефіцієнт, який враховує долю маси автомобіля, що діє на ведучі колеса;

f – коефіцієнт опору коченні коліс;

i – поздовжній ухил дороги.

При реалізації граничної сили по зчепленню

$$P_k - K_{вд} \cdot m_a \cdot g \cdot f = m_a \cdot g \cdot \phi_x, \quad (18)$$

де ϕ_x – поздовжній коефіцієнт зчеплення ведучих коліс з дорогою.

Вираз (17) після підстановки у нього співвідношення (18) і перетворень

$$\Delta P = K_{\text{вд}} \cdot m_a \cdot g \cdot (\varphi_x + f) - m_a \cdot g \cdot \psi. \quad (19)$$

При отриманні рівняння (19) враховувалось, що сумарний коефіцієнт дорожнього опору дорівнюють [13, 14]

$$\psi = f \pm i. \quad (20)$$

Таким чином

$$a_{\text{тяг}} - a_{\psi} = \frac{\Delta P_{\text{к}}}{m_a \cdot \delta_{\text{об}}} = \frac{K_{\text{вд}} \cdot g \cdot (\varphi_x + f) - g \cdot \psi}{\delta_{\text{об}}} \quad (21)$$

і вираз (12) прийме наступний вигляд:

$$\dot{V}_a = \frac{K_{\text{вд}} \cdot g \cdot (\varphi_x + f) - g \cdot \psi - \frac{C_x}{2 \cdot m_a} \cdot \rho \cdot F \cdot V_a^2}{1 + \frac{\sum J_{\text{к}}}{m_a \cdot r_{\text{д}}^2}}. \quad (22)$$

Лінійна швидкість автомобіля [13, 14]

$$V_a = \frac{\omega_e \cdot r_{\text{д}}}{U_{\text{к}} \cdot U_o} = \frac{\omega_{\text{ном}} \cdot r_{\text{д}}}{U_{\text{к}} \cdot U_o}. \quad (23)$$

Після підстановки (23) у (22) отримаємо

$$\dot{V}_a = \frac{K_{\text{вд}} \cdot g \cdot (\varphi_x + f) - g \cdot \psi - \frac{C_x \cdot \rho \cdot F}{2 \cdot m_a} \cdot \frac{\omega_{\text{ном}}^2 \cdot r_{\text{д}}^2}{U_{\text{к}}^2 \cdot U_o^2}}{1 + \frac{\sum J_{\text{к}}}{m_a \cdot r_{\text{д}}^2}}. \quad (24)$$

Для повнопривідного автомобіля $K_{\text{вд}} = 1$. Диференціюючи рівняння (23), визначимо

$$\dot{V}_a = \frac{dV_a}{dt} = -\frac{\omega_e \cdot r_{\text{д}}}{U_{\text{к}}^2 \cdot U_o} \frac{dU_{\text{к}}}{dt} = -\frac{\omega_{\text{ном}} \cdot r_{\text{д}}}{U_{\text{к}}^2 \cdot U_o} \frac{dU_{\text{к}}}{dt}. \quad (25)$$

Для запобігання буксування ведучих коліс, використовуючи рівняння (24) і (25), визначимо відповідну умову

$$-\frac{\omega_{\text{ном}} \cdot r_{\text{д}}}{U_{\text{к}}^2 \cdot U_o} \frac{dU_{\text{к}}}{dt} \leq \frac{K_{\text{вд}} \cdot g \cdot (\varphi_x + f) - g \cdot \psi - \frac{C_x \cdot \rho \cdot F}{2 \cdot m_a} \cdot \frac{\omega_{\text{ном}}^2 \cdot r_{\text{д}}^2}{U_{\text{к}}^2 \cdot U_o^2}}{1 + \frac{\sum J_{\text{к}}}{m_a \cdot r_{\text{д}}^2}}. \quad (26)$$

Із рівняння (25) бачимо, що при розгоні автомобіля $\frac{dU_{\text{к}}}{dt} < 0$, а при русі абсолютної

величини швидкості зміна передаточного відношення (числа) коробки передач $\left| \frac{dU_{\text{к}}}{dt} \right|$ можна

реалізувати значні величини \dot{V}_a . Кутове обмеження швидкості зміни передаточного числа коробки передач можна визначити із нерівності (26)

$$\frac{dU_{\text{к}}}{dt} \geq -\frac{\frac{K_{\text{вд}} \cdot g \cdot (\varphi_x + f) - g \cdot \psi}{\omega_{\text{ном}} \cdot r_{\text{д}}} U_{\text{к}}^2 U_o - \frac{C_x \cdot \rho \cdot F}{2 \cdot m_a} \cdot \frac{\omega_{\text{ном}} \cdot r_{\text{д}}}{U_o}}{1 + \frac{\sum J_{\text{к}}}{m_a \cdot r_{\text{д}}^2}}. \quad (27)$$

Обмеження абсолютної величини $\left| \frac{dU_{\text{к}}}{dt} \right|$

$$\left| \dot{U}_k \right| = \left| \frac{dU_k}{dt} \right| \leq \frac{\frac{K_{вд} \cdot g \cdot (\varphi_x + f) - g \cdot \psi}{\omega_{ном} \cdot r_d} U_k^2 U_o - \frac{C_x \cdot \rho \cdot F}{2 \cdot m_a} \cdot \frac{\omega_{ном} \cdot r_d}{U_o}}{1 + \frac{\sum J_k}{m_a \cdot r_d^2}}. \quad (28)$$

На рис. 2 наведено графік залежності $\dot{U}_k(U_k)$.

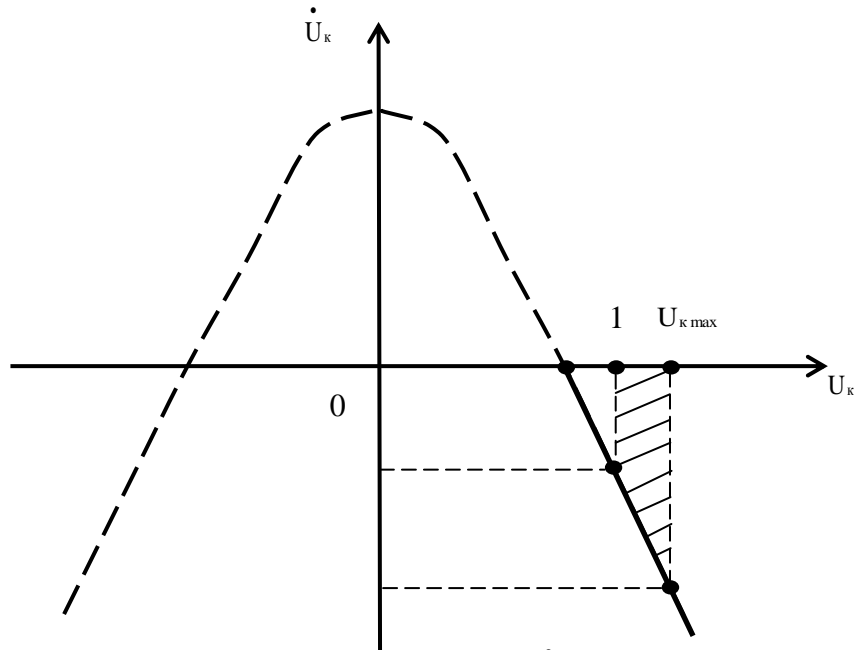


Рис. 2. - Графік залежності $\dot{U}_k(U_k)$

На рис. 2 пунктиром показана неробоча частина характеристики. Зона допустимих значень \dot{U}_k заштрихована та відповідає виконанню умови (27). На вищій передачі у автомобіля зазвичай приймають $U_k = U_{kmin} = 1$. Але у певних випадках можуть застосовувати прискорюючі передачі при яких $U_{kmin} < 1$. При $U_{kmin} = 1$ вираз (27) прийме вигляд

$$\frac{dU_k}{dt} = \dot{U}_k \geq - \frac{\frac{K_{вд} \cdot g \cdot (\varphi_x + f) - g \cdot \psi}{\omega_{ном} \cdot r_d} U_o - \frac{C_x \cdot \rho \cdot F}{2 \cdot m_a} \cdot \frac{\omega_{ном} \cdot r_d}{U_o}}{1 + \frac{\sum J_k}{m_a \cdot r_d^2}}. \quad (29)$$

Зміна передаточного числа коробки передач необхідно припинити при $U_k = 0$, у цьому випадку, прирівнюючи праву частину нерівності (27) до нуля, визначимо

$$U_k = \frac{\omega_{ном} \cdot r_d}{U_o} \sqrt{\frac{C_x \cdot \rho \cdot F}{2 \cdot m_a \cdot g [K_{вд} \cdot (\varphi_x + f) - \psi]}}. \quad (30)$$

Для визначення раціонального закону зміни передаточного відношення коробки передач у часі $U_k(t)$. Необхідно розв'язати наступне диференціальне рівняння

$$\frac{dU_k}{dt} = - \frac{\frac{K_{вд} \cdot g \cdot (\varphi_x + f) - g \cdot \psi}{\omega_{ном} \cdot r_d} U_o U_k^2 - \frac{C_x \cdot \rho \cdot F}{2 \cdot m_a} \cdot \frac{\omega_{ном} \cdot r_d}{U_o}}{1 + \frac{\sum J_k}{m_a \cdot r_d^2}}. \quad (31)$$

Після ділення змінних отримаємо

$$\int \frac{g [K_{вд} \cdot (\varphi_x + f) - \psi]}{\omega_{ном} \cdot r_d} U_o U_k^2 - \frac{C_x \cdot \rho \cdot F}{2 \cdot m_a} \cdot \frac{\omega_{ном} \cdot r_d}{U_o} \frac{dU_k}{U_k^2} = - \int \frac{dt}{1 + \frac{\sum J_k}{m_a \cdot r_d^2}}. \quad (32)$$

Після інтегрування рівняння (32) з врахуванням граничної умови (при $t=0$ $U_k = U_{к\max}$), отримаємо

$$U_k = \frac{\omega_{ном} \cdot r_d}{U_o} \sqrt{\frac{C_x \cdot \rho \cdot F}{2 \cdot m_a \cdot g [K_{вд} \cdot (\varphi_x + f) - \psi]}} \times$$

$$\frac{\exp \left(\frac{t}{1 + \frac{\sum J_k}{m_a \cdot r_d^2}} \sqrt{\frac{2 \cdot C_x \cdot \rho \cdot F \cdot g [K_{вд} \cdot (\varphi_x + f) - \psi]}{m_a}} \right) - \frac{\omega_{ном} \cdot r_d}{U_o} \sqrt{\frac{C_x \cdot \rho \cdot F}{2 \cdot m_a \cdot g [K_{вд} \cdot (\varphi_x + f) - \psi]}} - U_{к\max}}{\exp \left(\frac{t}{1 + \frac{\sum J_k}{m_a \cdot r_d^2}} \sqrt{\frac{2 \cdot C_x \cdot \rho \cdot F \cdot g [K_{вд} \cdot (\varphi_x + f) - \psi]}{m_a}} \right) + \frac{\omega_{ном} \cdot r_d}{U_o} \sqrt{\frac{C_x \cdot \rho \cdot F}{2 \cdot m_a \cdot g [K_{вд} \cdot (\varphi_x + f) - \psi]}} + U_{к\max}} \cdot$$

$$+ \frac{\frac{\omega_{ном} \cdot r_d}{U_o} \sqrt{\frac{C_x \cdot \rho \cdot F}{2 \cdot m_a \cdot g [K_{вд} \cdot (\varphi_x + f) - \psi]}} - U_{к\max}}{\frac{\omega_{ном} \cdot r_d}{U_o} \sqrt{\frac{C_x \cdot \rho \cdot F}{2 \cdot m_a \cdot g [K_{вд} \cdot (\varphi_x + f) - \psi]}} + U_{к\max}}. \quad (33)$$

Отримане рівняння (33) дозволить реалізувати алгоритм автоматичного управління безступінчастою коробкою передач при розгоні автомобіля.

Робота ДВЗ при постійному швидкісному режимі при $\omega_e = \omega_{ном} = \text{const}$ дозволяє зменшити витрати енергії на розгін автомобіля. Зниження витрати енергії можна визначити за наступним виразом:

$$\Delta W_e = \frac{J_e}{2} (\omega_{\max}^2 - \omega_{\min}^2) \cdot n, \quad (34)$$

де n – число передач в ступінчастій коробці передач, які використовуються для розгону автомобіля.

Зниження витрат енергії на розгін автомобіля зручніше всього пов'язувати з кінетичною енергією автомобіля, що накопичена після розгону до максимальної швидкості руху V_{\max}

$$W_{\text{кин}} = \frac{m_{\text{апов}} \cdot V_{\text{мак}}^2}{2}, \quad (35)$$

де $m_{\text{апов}}$ – повна маса автомобіля.

Відносне зниження енергетичних витрат на розгін автомобіля

$$\delta W_e = \frac{\Delta W_e}{W_{\text{кин}}} \cdot 100\%. \quad (36)$$

В таблиці 1 наведено результати розрахунку параметрів ΔW_e , $W_{\text{кин}}$ та δW_e для автомобілів різних видів та класів. Параметри J_e ; $\omega_{\text{мак}}$, $\omega_{\text{мін}}$, n , $m_{\text{апов}}$ та $V_{\text{мак}}$ взяті із джерел [9, 15, 16, 17].

Таблиця 1.

Результати розрахунку показників зниження витрат енергії автомобілів з безступінчастою коробкою передач при розгоні $\omega_e = \omega_{\text{ном}} = \text{const}$.

Вид автомобіля та клас	J_e , кгм ²	$\omega_{\text{мак}}$, с ⁻¹	$\omega_{\text{мін}}$, с ⁻¹	n	$m_{\text{апов}}$, кг	$V_{\text{мак}}$, км/год	ΔW_e , кДж	$W_{\text{кин}}$, кДж	δW_e , %
легковий 1-й клас	0,076	460	314	4	950	90	17,27	295,96	5,8
легковий 2-й клас	0,147	460	314	4	1290	115	33,40	656,16	5,1
легковий 3-й клас	0,274	460	314	3	1875	130	46,69	1218,75	3,8
вантажний 4-й клас	0,610	440	293	5	9525	90	163,89	2967,40	5,5
вантажний 5-й клас	2,450	356	209	5	14225	75	507,79	3077,52	16,5

Висновки:

1. Застосування безступінчастих трансмісій й використання ДВЗ з дворегімовим регулятором, що забезпечують обертання колінчастого валу у вузькому швидкісному діапазоні дозволяє поліпшити динамічні властивості автомобілів й підвищити їх енергетичну економічність.

2. Отримані аналітичні вирази дозволяють забезпечити автоматичне управління безступінчастої коробки передач за допомогою штучного інтелекту (комп'ютеру), організувавши раціональну зміну передаточного відношення вказаної коробки у часі.

3. Розгін автомобіля з безступінчастою коробкою при роботі ДВЗ з постійною кутовою швидкістю колінчастого валу дозволяє, у порівнянні з існуючими трансмісіями, зменшити витрату енергії на розгін. При цьому економія енергії складає:

- для легкових автомобілів – 3,8% – 5,8%;
- для вантажних автомобілів – 4-го класу – 5,5%;
- для вантажних автомобілів – 5-го класу – 16,5%.

Список використаних джерел.

1. Петров В.А. Автоматическое управление бесступенчатых передач самоходных машин / В.А. Петров. – М.: Машиностроение, 1968. – 384 с.
2. Фаробин Я.Е. Фрикционные передачи автомобилей и тракторов / Я.Е. Фаробин. – М.: Машгиз, 1962. – 163 с.
3. Пронин Б.А. Клиноременные и фрикционные передачи и вариаторы / Б.А. Пронин. – М.: Машгиз, 1960. – 334 с.
4. Пронин Б.А. Бесступенчатые клиноременные и фрикционные передачи (вариаторы) / Б.А. Пронин, Г.А. Ревков. – М.: Машиностроение, 1967. – 404 с.
5. Комисарик С.Ф. Гидравлические объёмные трансмиссии / С.Ф. Комисарик, И.А., Ивановский. – М.: Машгиз, 1963. – 220 с.

6. Погарский Н.А. Универсальные трансмиссии пневмоколёсных машин / Н.А. Погарский. – М.: Машиностроение, 1965. – 220 с.
7. Петров В.А. Автоматические системы транспортных машин / В.А. Петров. – М.: Машиностроение, 1974. – 336 с.
8. Гинцбург Л.Л. Сервоприводы и автоматические агрегаты автомобилей / Л.Л. Гинцбург, Ю.К. Есеновский-Лашков, Д.Г. Поляк. – М.: Транспорт, 1968. – 193 с.
9. Ленин И.М. Теория автомобильных и тракторных двигателей / И.М. Ленин. – М.: Машиностроение, 1969. – 368 с.
10. Гащук П.Н. Энергетическая эффективность автомобиля / П.Н. Гащук. – Львов: Свит, 1992. – 208 с.
11. Динамика автомобиля / [М.А. Подригало, В.П. Волков, А.А. Бобошко и др.]; под ред. М.А. Подригало. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2008. – 424 с.
12. Подригало Н.М. Динамический коэффициент полезного действия трансмиссии автомобиля / Н.М. Подригало // Учёные записки Крымского инженерно-педагогического университета. Вып. 35. Технические науки. – Симферополь: НИЦ КИПУ, 2012. – С.6–9.
13. Чудаков Е.А. Теория автомобиля / Е.А. Чудаков. – М., Л.: Машгиз, 1940. – 396 с.
14. Бортникий П.И. Тягово-скоростные качества автомобиля: справочник / П.И. Бортникий, В.И. Задорожний. – К.: Вища школа, 1978. – 176 с.
15. Краткий автомобильный справочник. Издание 6-е. М.: Транспорт, 1971. – 512 с.
16. Колчин А.И. Расчёт автомобильных и тракторных двигателей / А.И. Колчин, В.П. Демидов. – М.: Высшая школа, 1971. – 344 с.
17. Попык К.Г. Динамика автомобильных и тракторных двигателей / К.Г. Попык. – М.: Высшая школа, 1970. – 328 с.

Рецензенти:

Шаша Ігор Костянтинович, професор кафедри експлуатації та ремонту автомобілів та бойових машин Національної академії НГУ, доктор технічних наук, професор;

Полянський Олександр Сергійович, професор кафедри «Технології машинобудування і ремонту машин» Харківського національного автомобільно-дорожнього університету, доктор технічних наук, професор.

Стаття надійшла до редакції 15.03.2017