

## ДИНАМІКА АВТОМОБІЛЯ З АВТОМАТИЧНОЮ БЕЗСТУПІНЧАСТОЮ КОРІБКОЮ ПЕРЕДАЧ

Подригало М. А., Коряк О. О.

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

*Анотація.* У роботі досліджується динаміка розганяння автомобіля, обладнаного безступінчастою автоматичною коробкою передач і двигуном внутрішнього згоряння, що працює на постійному швидкісному режимі. Отримано розрахункові залежності, які дозволяють кількісно оцінити вплив параметрів автомобіля на динаміку його розганяння. Сформульовано рекомендації щодо поліпшення енергетичної економічності й динамічних властивостей автомобілів.

*Ключові слова:* коробка передач, двигун внутрішнього згоряння, крутний момент, передатне число, динаміка розганяння.

### Вступ

Використання безступінчастих коробок передач дозволяє поліпшити показники енергетичної економічності й динамічних властивостей автомобілів.

Застосування безступінчастої коробки передач дозволяє забезпечити роботу двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ) на постійному швидкісному режимі, тобто за умови постійної кутової швидкості колінчастого вала. У цьому випадку ефективна потужність двигуна може змінюватися від свого мінімального до максимального значення. У разі роботи двигуна на постійному швидкісному режимі розганяння автомобіля буде здійснюватися за умови безступінчастого зменшення передатного числа коробки від максимального значення до мінімального. Економія енергії реалізується завдяки забезпеченню роботи ДВЗ на оптимальних швидкісних режимах, а також за умови неврахування витрат на розганяння обертових мас двигуна під час перемикання передач і зміни кутової швидкості колінчастого вала.

У нашій статті досліджена динаміка розганяння автомобіля, обладнаного безступінчастою автоматичною коробкою передач і двигуном, що працює на постійному швидкісному режимі.

### Аналіз публікацій

У праці [1] досліджені граничні динамічні показники автомобіля, які зумовлені зчипними можливостями коліс з опорною поверхнею. Отримано аналітичні залежності, що пов'язують максимально можливе прискорення, мінімальні час і шлях розганяння зі швидкістю руху автомобіля. Також визначені залежності потрібної потужності двигуна й питомої потужності автомобіля від швидкості

ті за умови повної реалізації зчипних можливостей. Однак у зазначеному дослідженні не розглядалося керування розганянням автомобіля за умови використання безступінчастої коробки передач.

У дослідженні [2] здійснено розрахування, що дозволяє визначити необхідну потужність двигуна для реалізації граничних зчипних можливостей автомобіля. Визначено для наявних моделей автомобілів, що ця потужність у декілька разів вища за потужність двигуна, яка реально використовується.

У роботі [3] визначено, що реалізувати економічний режим роботи ДВЗ можливо тільки на автомобілях з комбінованим енергетичним приладом. Під час розганяння економія енергії для легкових автомобілів становить від 3,8 % до 5,8 %, а для вантажних автомобілів – 5,5 %–16,5 %. Але в роботі [3] не аналізувалася динаміка розганяння автомобіля за умови безступінчастої зміни передатного числа трансмісії та роботи двигуна на постійному швидкісному режимі.

### Мета і постановка завдання

Метою дослідження є поліпшення енергетичної економічності й динамічних властивостей автомобілів за умови реалізації раціональних законів зміни передатного числа безступінчастої коробки на постійному швидкісному режимі ДВЗ.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

– дослідити динаміку розганяння автомобіля за умови постійного ефективного крутного моменту та постійної ефективної потужності ДВЗ;

– дослідити динаміку розганяння автомобіля за умови зміни потужності двигуна за лінійним законом.

### Динаміка розганяння автомобіля за умови постійного ефективного крутного моменту (постійної ефективної потужності двигуна)

На рис. 1 подані зовнішні швидкісні характеристики ДВЗ. Під час роботи двигуна на постійному швидкісному режимі

$$\omega_e = \omega_{\text{ероз}} = \text{const}, \quad (1)$$

де  $\omega_e$  – кутова швидкість колінчастого вала двигуна;  $\omega_{\text{ероз}}$  – розрахункове значення кутової швидкості колінчастого вала, за якої передбачається робота ДВЗ.

Процес розганяння автомобіля передбачається за умови початкового розганяння колінчастого вала до кутової швидкості  $\omega_{\text{ероз}}$  і досягнення потужності двигуна на зовнішній швидкісній характеристиці  $N_e = N_{eB}$ . Зазначена потужність може бути визначена за допомогою формули С. Р. Лейдермана [4] (рис. 1):

$$N_{eB} = N_{\text{emax}} \left( a \frac{\omega_{\text{ероз}}}{\omega_N} + b \frac{\omega_{\text{ероз}}^2}{\omega_N^2} - c \frac{\omega_{\text{ероз}}^3}{\omega_N^3} \right), \quad (2)$$

де  $N_{\text{emax}}$  – максимальна ефективна потужність двигуна;  $\omega_N$  – кутова швидкість колінчастого вала, за якої реалізується  $N_{\text{emax}}$ ;  $a, b, c$  – емпіричні коефіцієнти рівняння, що залежать від типу ДВЗ [4].

Ефективний крутний момент  $M_{eC}$  двигуна реалізований у точці  $C$  на зовнішній швидкісній характеристиці за умови  $\omega_e = \omega_{\text{ероз}}$ :

$$M_{eC} = \frac{N_{eB}}{\omega_{\text{ероз}}} = \frac{N_{\text{emax}}}{\omega_N} \left( a + b \frac{\omega_{\text{ероз}}}{\omega_N} - c \frac{\omega_{\text{ероз}}^2}{\omega_N^2} \right). \quad (3)$$

$N_e(\omega_e), M_e(\omega_e), g_e(\omega_e)$  – характеристики ефективних значень потужності, крутного моменту й питомої витрати палива;  $N_{\text{emax}}, M_{\text{emax}}$  – максимальні ефективні потужність і крутний момент;  $g_{\text{emin}}$  – мінімальна питома витрата палива;  $\omega_N, \omega_M, \omega_g$  – значення кутової швидкості колінчастого вала, що відповідають  $N_{\text{emax}}, M_{\text{emax}}$  і  $g_{\text{emin}}$ ;  $\omega_{\text{уст}}$  – мінімальна усталена кутова швидкість колінчастого вала;  $\omega_{\text{гр}}$  – максимальна гранично допустима кутова швидкість колінчастого вала.

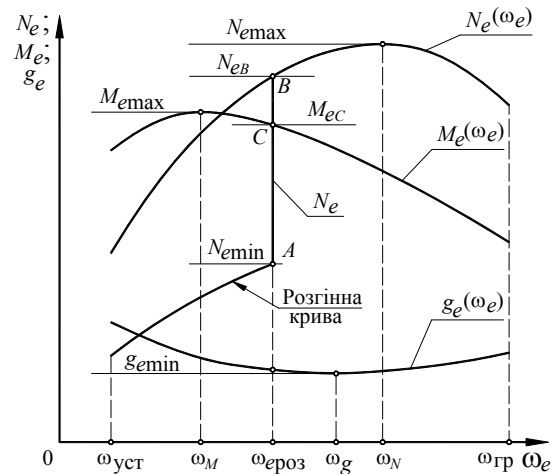


Рис. 1. Зовнішні швидкісні характеристики ДВЗ

Рівняння динаміки обертового руху колінчастого вала можна записати таким чином:

$$I_e \frac{d\omega_e}{dt} = M_{eC} - M_o - I_{\text{тр}}^{\text{зв}} \frac{d\omega_e}{dt}, \quad (4)$$

де  $I_e$  – момент інерції обертових мас двигуна;  $I_{\text{тр}}^{\text{зв}}$  – момент інерції обертових мас трансмісії, зведених до колінчастого вала двигуна;  $M_o$  – момент опору обертанню колінчастого вала;

$$M_o = \frac{P_o r_d}{u_0 u_k \eta_{\text{тр}} \eta_{\text{fk}} \eta_{\text{прк}}}, \quad (5)$$

$P_o$  – сила опору руху автомобіля;

$$P_o = m_a \dot{V}_a + \frac{c_x}{2} \rho F V_a^2, \quad (6)$$

$m_a$  – маса автомобіля;  $V_a, \dot{V}_a$  – лінійні швидкість і прискорення автомобіля;  $c_x$  – лобовий коефіцієнт аеродинамічного опору;  $\rho$  – густина повітря;  $F$  – площа лобового перерізу (мідель) автомобіля;  $r_d$  – динамічний радіус водійних коліс;  $u_0, u_k$  – передаточні числа головної передачі й коробки передач;  $\eta_{\text{тр}}$  – ККД трансмісії;  $\eta_{\text{fk}}$  – силовий ККД водійних коліс [5];

$$\eta_{\text{fk}} = \left( 1 - \frac{M_f}{M_k} \right), \quad (7)$$

$M_k, M_f$  – сумарний крутний момент на водійних колесах і сумарний момент опору кочен-

ню на всіх колесах;  $\eta_{\text{прк}}$  – пружний ККД водійних коліс [5];

$$\eta_{\text{прк}} = r_{\text{к}} / r_{\text{д}}, \quad (8)$$

$r_{\text{к}}$  – кінематичний радіус колеса.

Між лінійною швидкістю автомобіля  $V_{\text{а}}$  та кутовою швидкістю колінчастого вала  $\omega_{\text{е}}$  існує взаємозв'язок:

$$V_{\text{а}} = \frac{\omega_{\text{е}} r_{\text{к}}}{u_0 u_{\text{к}}}. \quad (9)$$

Лінійне прискорення автомобіля

$$\dot{V}_{\text{а}} = \frac{dV_{\text{а}}}{dt} = \frac{r_{\text{к}}}{u_0 u_{\text{к}}^2} \left( u_{\text{к}} \frac{d\omega_{\text{е}}}{dt} - \omega_{\text{е}} \frac{du_{\text{к}}}{dt} \right). \quad (10)$$

Після підставлення виразів (9) і (10) до рівняння (6) отримуємо

$$M_0 = \frac{r_{\text{д}}}{u_0 u_{\text{к}} \eta_{\text{тр}} \eta_{\text{фк}} \eta_{\text{прк}}} \times \left[ m_{\text{а}} \left( \frac{r_{\text{к}}}{u_0 u_{\text{к}}} \frac{d\omega_{\text{е}}}{dt} - \frac{r_{\text{к}} \omega_{\text{е}}}{u_0 u_{\text{к}}^2} \frac{du_{\text{к}}}{dt} \right) + \frac{c_x \rho F \omega_{\text{е}}^2 r_{\text{к}}^2}{2 u_0^2 u_{\text{к}}^2} \right]. \quad (11)$$

Рівняння (4) відповідно до (11) після перетворень матиме вид

$$\left( I_{\text{е}} + I_{\text{тр}}^{\text{зв}} + \frac{m_{\text{а}} r_{\text{д}}^2}{u_0^2 u_{\text{к}}^2 \eta_{\text{тр}} \eta_{\text{фк}}} \right) \frac{d\omega_{\text{е}}}{dt} = M_{\text{еС}} + \frac{r_{\text{д}}^2 \omega_{\text{е}} m_{\text{а}}}{u_0^2 u_{\text{к}}^3 \eta_{\text{тр}} \eta_{\text{фк}}} \frac{du_{\text{к}}}{dt} - \frac{c_x r_{\text{д}}^2 \rho F r_{\text{к}} \omega_{\text{е}}^2}{2 u_0^3 u_{\text{к}}^3 \eta_{\text{тр}} \eta_{\text{фк}}}. \quad (12)$$

Під час роботи двигуна на постійному швидкісному режимі  $\omega_{\text{е}} = \omega_{\text{ероз}}$  і  $d\omega_{\text{е}} / dt = 0$ . У цьому випадку рівняння (12) матиме вид

$$M_{\text{еС}} + \frac{r_{\text{д}}^2 \omega_{\text{ероз}} m_{\text{а}}}{u_0^2 u_{\text{к}}^3 \eta_{\text{тр}} \eta_{\text{фк}}} \frac{du_{\text{к}}}{dt} - \frac{c_x r_{\text{д}}^2 \rho F r_{\text{к}} \omega_{\text{ероз}}^2}{2 u_0^3 u_{\text{к}}^3 \eta_{\text{тр}} \eta_{\text{фк}}} = 0. \quad (13)$$

Рівняння (13) є диференціальним з відокремлюваними змінними, яке можна записати таким чином:

$$\frac{du_{\text{к}}}{dt} = \frac{c_x \rho F r_{\text{к}} \omega_{\text{ероз}}}{2 m_{\text{а}} u_0} - \frac{M_{\text{еС}} u_0^2 \eta_{\text{тр}} \eta_{\text{фк}}}{m_{\text{а}} \omega_{\text{ероз}} r_{\text{д}}^2} u_{\text{к}}^3. \quad (14)$$

Після відокремлення змінних маємо

$$\frac{1}{C^3} \frac{du_{\text{к}}}{\left(\frac{B}{C}\right)^3 - u_{\text{к}}^3} = dt, \quad (15)$$

де  $B, C$  – коефіцієнти, що не залежать від часу й величини передатного числа коробки:

$$B = \sqrt[3]{\frac{c_x \rho F r_{\text{к}} \omega_{\text{ероз}}}{2 m_{\text{а}} u_0}}; \quad (16)$$

$$C = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{еС}} u_0^2 \eta_{\text{тр}} \eta_{\text{фк}}}{m_{\text{а}} \omega_{\text{ероз}} r_{\text{д}}^2}}. \quad (17)$$

Після інтегрування рівняння (15) за умови, що

$$\frac{B}{C} = a, \quad (18)$$

відповідно до початкових умов (якщо  $t = 0$ ,  $u_{\text{к}} = u_{\text{кн}}$ )

$$t = \frac{1}{B^2 C} \left[ \frac{1}{6} \ln \left| \frac{a^2 + a u_{\text{к}} + u_{\text{к}}^2}{a^2 + a u_{\text{кн}} + u_{\text{кн}}^2} \times \left( \frac{a - u_{\text{кн}}}{a - u_{\text{к}}} \right)^2 \right| + \frac{1}{\sqrt{3}} \left( \arctg \frac{2u_{\text{к}} + a}{a\sqrt{3}} - \arctg \frac{2u_{\text{кн}} + a}{a\sqrt{3}} \right) \right], \quad (19)$$

де  $u_{\text{кн}}$  – передатне число коробки передач у початковий момент розганання, якщо  $t = 0$ .

Вираз (19) пов'язує величину передатного числа коробки передач  $u_{\text{к}}$  з часом  $t$ .

На рис. 2 подано графіки залежності  $u_{\text{к}} = f(t)$  для завантаженого і спорядженого автомобіля КраЗ-6322, які побудовані за допомогою отриманого виразу. У цьому випадку допускалося, що передатне число коробки передач  $u_{\text{к}}$  змінювалося в межах від  $u_{\text{кн}} = 7,73$  до  $u_{\text{кв}} = 0,71$  ( $u_{\text{кв}}$  – передатне число коробки на вищій передачі).

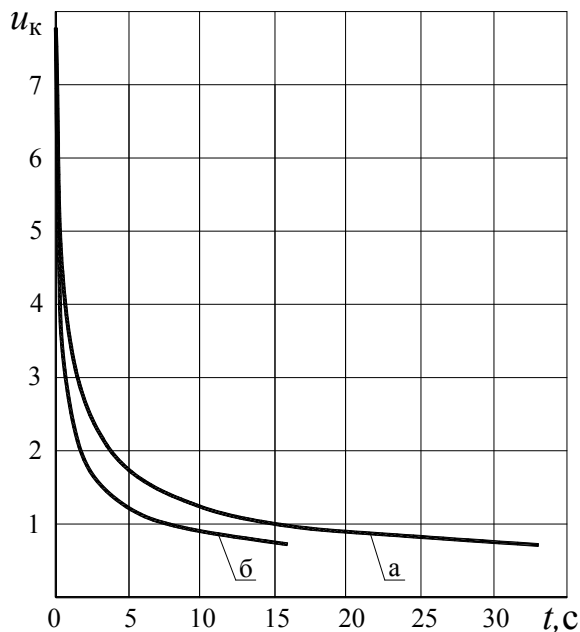


Рис. 2. Графіки залежності величини передатного числа  $u_k$  від часу  $t$ : а – завантажений автомобіль; б – споряджений автомобіль

Залежність швидкості автомобіля  $V_a$  від часу можна одержати після підставлення функції  $u_k(t)$  до рівняння (9). На рис. 3 подані графіки залежності  $V_a=f(t)$  під час розганяння автомобіля КрАЗ-6322 за умов обладнання його безступінчастою коробкою передач і роботи ДВЗ на постійному швидкісному режимі. Пунктирні ділянки графіків не охоплюються рівнянням (19), а відповідають часу ввімкнення зчеплення. Під час побудови графіків вважалося, що цей час становить 1,5 с для завантаженого і 1,0 с для спорядженого автомобіля.

У цій роботі розглянуто випадок і отримано математичну модель розганяння автомобіля, обладнаного безступінчастою трансмісією за умови постійної кутової швидкості колінчастого вала  $\omega_e = \omega_{\text{ероз}} = \text{const}$ . У цьому випадку розганяння автомобіля (вмикання муфти зчеплення) починається після досягнення кутової швидкості  $\omega_e$  величини  $\omega_{\text{ероз}}$  й ефективної потужності, тобто величини,  $N_{eB}$  на зовнішній швидкісній характеристиці (рис. 1).

Розглянемо випадок, коли вмикання трансмісії відбувається у разі досягнення кутової швидкості колінчастого вала величини  $\omega_{\text{ероз}}$ , а ефективна потужність двигуна дорівнює  $N_{e\text{min}}$  (див. рис. 1). Двигун за цих умов працює на частковій швидкісній характеристиці.

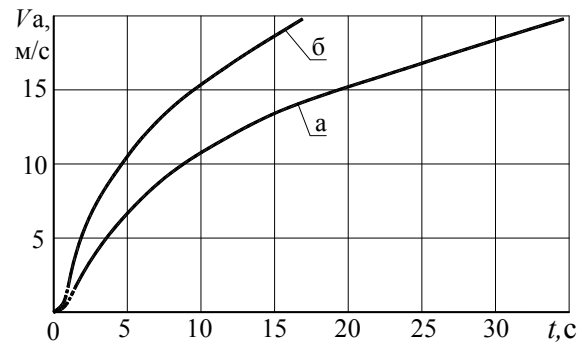


Рис. 3. Графіки залежності швидкості автомобіля  $V_a$  від часу  $t$ : а – завантажений автомобіль; б – споряджений автомобіль

### Динаміка розганяння автомобіля за умови зміни потужності двигуна за лінійним законом

Припустимо, що ефективна потужність  $N_e$  й ефективний момент  $M_e$  ДВЗ на ділянці АВ розгінної характеристики будуть змінюватися за лінійними законами:

$$N_e(t) = \begin{cases} N_{e\text{min}} + \\ + \frac{N_{eB} - N_{e\text{min}}}{t_n} t - \text{при } N_e \leq N_{eB}; \\ N_{eB} - \text{при } N_e > N_{eB}; \end{cases} \quad (20)$$

$$M_e(t) = \begin{cases} \frac{N_{e\text{min}}}{\omega_{\text{ероз}}} + \\ + \frac{N_{eB} - N_{e\text{min}}}{\omega_{\text{ероз}} t_n} t - \text{при } M_e \leq M_{eC}; \\ M_{eC} - \text{при } M_e > M_{eC}, \end{cases} \quad (21)$$

де  $t$  – час;  $t_n$  – час наростання ефективної потужності двигуна від  $N_{e\text{min}}$  до  $N_{eB}$ .

Відповідно до виразу (21) рівняння (13) матиме такий вид:

$$M_e(t) + \frac{r_d^2 \omega_{\text{ероз}} m_a}{u_0^2 u_k^3 \eta_{\text{тр}} \eta_{\text{fk}}} \frac{du_k}{dt} - \frac{c_x r_d^2 \rho Fr_k \omega_{\text{ероз}}^2}{2u_0^3 u_k^3 \eta_{\text{тр}} \eta_{\text{fk}}} = 0. \quad (22)$$

Диференціальне рівняння (22) доцільно інтегрувати чисельними методами. Застосуємо метод Ейлера-Коши і оцінимо похибку, скориставшись аналітичним розв'язком диференціального рівняння (13) за формулою (19) та здійснивши чисельне інтегрування

цього ж рівняння. У табл. 1 були порівняні результати розв'язання диференціального рівняння (13) для завантаженого автомобіля.

Результати табл. 1 свідчать про накопичення похибки. Але в межах 2,5 с відносна

похибка застосованого чисельного методу не перевищує 1,12 %. Це дає підстави вважати, що на розглянутому відрізку часу результати чисельного інтегрування рівняння (22) будуть достатньо точними.

Таблиця 1 – Порівняння результатів розв'язання диференціального рівняння (13)

Час $t$ , с	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,25	2,5
$u_k$ (аналітичний метод)	5,780	4,815	4,210	3,790	3,470	3,220	3,020	2,853	2,712	2,590	2,463	2,345
$u_k$ (чисельний метод)	5,766	4,798	4,191	3,770	3,449	3,197	2,996	2,829	2,687	2,565	2,437	2,319
Відносна похибка, %	0,24	0,35	0,45	0,53	0,58	0,61	0,79	0,84	0,92	0,97	1,06	1,11

На рис. 4 подані графіки залежності величини передатного числа  $u_k$  від часу  $t$  за умови різних значень часу  $t_n$  наростання ефективної потужності двигуна. Під час розв'язання допускалося, що  $N_{e\min} = 0,5N_{eB}$ ,  $\omega_{e\text{роз}} = 199 \text{ с}^{-1}$ .

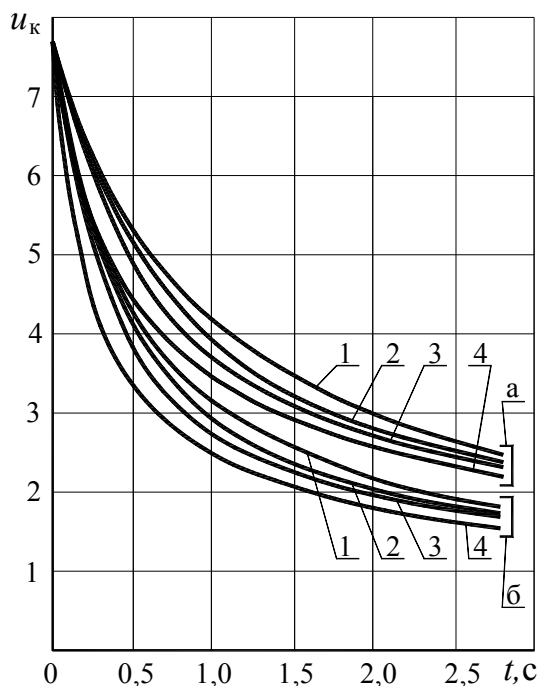


Рис. 4. Графіки раціональної зміни величини передатного числа  $u_k$  залежно від часу  $t$  за умови різних значень  $t_n$ : а – завантажений автомобіль; б – споряджений автомобіль; 1 –  $t_n = 2,0 \text{ с}$ ; 2 –  $t_n = 1,0 \text{ с}$ ; 3 –  $t_n = 0,5 \text{ с}$ ; 4 – за умови, що  $M_e = M_{eC}$

На рис. 5 подані графіки залежності  $V_a = f(t)$  під час розганяння автомобіля з різними значеннями часу  $t_n$  наростання ефективної потужності двигуна. Як було зазначено вище, пунктирні ділянки відповідають часу ввімкнення зчеплення.

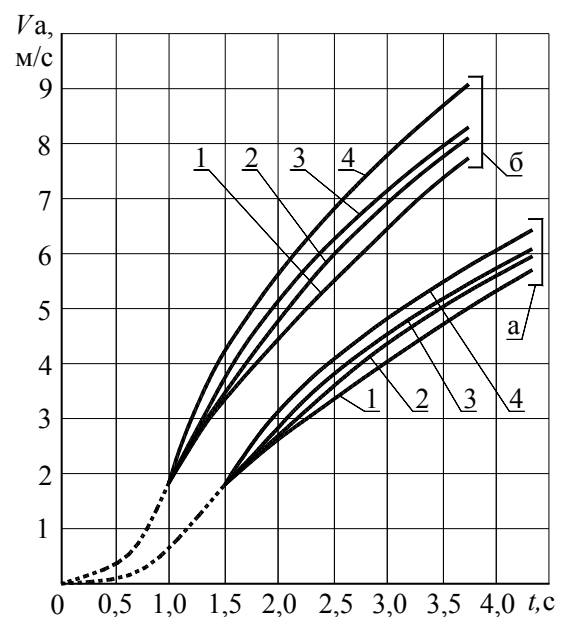


Рис. 5. Графіки залежності швидкості автомобіля  $V_a$  від часу  $t$  за умови різних значень  $t_n$  і раціональної зміни передатного числа  $u_k$  відповідно до запропонованих варіантів: а – завантажений автомобіль; б – споряджений автомобіль; 1 –  $t_n = 2,0 \text{ с}$ ; 2 –  $t_n = 1,0 \text{ с}$ ; 3 –  $t_n = 0,5 \text{ с}$ ; 4 – за умови, що  $M_e = M_{eC}$

Реалізація розглянутого варіанта з лінійною зміною крутного моменту пов'язана зі складностями одержання зростання ефективної потужності двигуна, якщо  $\omega_e = \omega_{e\text{роз}} = \text{const}$ . Крім того, зменшення часу наростання ефективної потужності двигуна покращує динаміку розганяння автомобіля. Отже, на нашу думку, необхідно на розгінній характеристиці поєднати точки А і В.

### Висновки

1. Під час проведеного дослідження отримані динамічна й математична моделі розганяння автомобіля з безступінчастою коробкою передач за умови постійної кутової швидкості колінчастого вала.

2. Для реалізації запропонованого способу керування розганянням автомобіля рекомендується вмикати трансмісію після досягнення ефективної потужності двигуна, що відповідає зовнішній швидкісній характеристиці.

### Література

1. Карпенко В. А. Оценка потенциальных динамических характеристик автомобиля. Автомобильный транспорт: сборник научных трудов. 1998. Вып. 1. Харьков: ХГАДТУ, 1998. С.64–67.
2. Файст В. Л. Удосконалення вимог до динамічних властивостей легкових автомобілів: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: 05.22.20. Харків, 2012. 20 с.
3. Кайдалов Р. О. Наукові основи створення автомобілів з комбінованою енергетичною установкою: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня д-ра. техн. наук: 05.22.02. Харків, 2018. 40 с.
4. Бортницький П. И., Задорожный В. И. Тягово-скоростные качества автомобилей. Киев: Вища школа, 1978. 176 с.
5. Nikolay Artyomov, Mikhail Podrigalo, and Aziz Abdulgaziz. Analyzing the dynamics of a single car wheel. MATEC Web of conferences 224,02102 (2018) YCMTE2018 <https://doi.org/10/1051/mateconf/201822402102>.

### References

1. Karpenko V. A. Ocenka potencialnyh dinamicheskikh harakteristik avtomobilya Avtomobilnyj transport: sbornik nauchnyh trudov. 1998. Vyp. 1. Harkov: HGADTU, S.64–67.
2. Fajst V. L. Udoskonalennya vimog do dinamichnih vlastivostej legkovih avto-mobiliv: avtref. dis. na zdobuttya nauk. stupenya kand. tehn. nauk: 05.22.20. Harkiv, 2012. 20 s.
3. Kajdalov R. O. Naukovi osnovi stvorennya avtomobiliv z kombinovanoyu energetich-noyu ustanovkoyu: avtoref. dis. na zdo-buttya nauk. stupenya dokt. tehn. nauk: 05.22.02. Harkiv, 2018. 40 s.
4. Bortnickij P. I., Zadorozhnyj V. I. Tyagovo-skorostnye ka-chestva avtomobilej. Kiev: Visha shkola, 1978. 176 s.
5. Nikolay Artyomov, Mikhail Podrigalo, and Aziz Abdulgaziz. Analyzing the dynamics of a single car wheel. MATEC Web of conferences 224,02102 (2018) YCMTE2018 <https://doi.org/10/1051/mateconf/201822402102>.

**Подригало Михайло Абович**, д.т.н., професор, завідувач кафедри технології машинобудування та ремонту машин, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, вул. Ярослава Мудрого, 25, Харків, 61002, Україна, тел.: +380503011658, e-mail: [pmikhab@gmail.com](mailto:pmikhab@gmail.com)

**Коряк Олександр Олексійович**, к.т.н., доцент, доцент кафедри деталей машин і теорії механізмів і машин, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, вул. Ярослава Мудрого, 25, Харків, 61002, Україна, тел.: +380957239067, e-mail: [alexanderalexkor@gmail.com](mailto:alexanderalexkor@gmail.com)

### Dynamics of a car with an automatic continuously variable gearbox

**Abstract. Problem.** A significant amount of research has been devoted to the dynamics of car acceleration. They determined the maximum dynamic performance of a car due to the adhesion of the wheels and the supporting surface; analytical dependencies were obtained connecting the maximum possible acceleration, the minimum time and the acceleration path with the vehicle speed; the considered issues associated with the use of combined power plants, etc. However, these studies almost did not consider the option of controlling the car acceleration using a continuously variable gearbox. **Goal.** The aim of this research is the improvement of dynamic properties and energy efficiency of cars through the implementation of rational laws of changing the gear ratio of a continuously variable gearbox at a constant speed. **Methodology.** The use of continuously variable gearbox can improve the performance of the dynamic properties and energy performance of vehicles. When the engine is running at a constant speed the acceleration of the car will be an infinitely variable reduction gear ratio of the transmission range from the maximum to the minimum value. Saving energy is realized by provision of optimal car running, as well as by the exclusion of costs for the acceleration of the rotating masses when shifting and the change in angular velocity of the crankshaft. **Results.** The work investigated the possibility of controlling the acceleration of a car with a stepless change in the transmission ratio and engine operation at a constant crankshaft rotation speed. At the same time the effective mode of constant engine power, and the mode of change of the engine output according to a linear law were also considered. **Originality.** As a result of this research, we developed dynamic mathematical models of the acceleration of a car with a continuously variable gearbox at a constant angular velocity of the crankshaft. Calculated dependencies have been obtained that allow assessing the impact of the design and operational parameters of a vehicle and its engine-transmission unit on the acceleration dynamics. The functions of rational change in the gear ratio of a continuously variable transmission have been determined and

recommendations have been formulated to improve the dynamic and economic performance of the vehicle. **Practical value.** This article is devoted to the analysis of the car dynamics acceleration and is aimed at improving its dynamic characteristics and energy efficiency. The obtained results can be used in the design and research of engine-transmission systems with internal combustion engines.

**Keywords:** gearbox, internal combustion engine, torque, gear ratio, acceleration dynamics.

**Mikhail Podrigalo**, Doctor of Technical Science, professor, Head of Department “Engineering Technology and Machine Repair” Kharkov National Automobile and Highway University, 25, Yaroslava Mudrogo str., Kharkov, 61002, tel.: +380503011658, e-mail: [pmikhab@gmail.com](mailto:pmikhab@gmail.com)

**Aleksandr Koriak**, Ph.D. in Technical Science, Associate Professor, Associate Professor of the Department “Machine Parts and Theory of Mechanisms and Machines” Kharkov National Automobile and Highway University, 25, Yaroslava Mudrogo str., Kharkov, 61002, tel.: +380957239067, e-mail: [alexanderalexkor@gmail.com](mailto:alexanderalexkor@gmail.com)

**Динамика автомобиля с автоматической бесступенчатой коробкой передач**

**Аннотация.** В работе исследуется динамика разгона автомобиля, оборудованного бесступен-

чатой автоматической коробкой передач и двигателем внутреннего сгорания, который работает на постоянном скоростном режиме. Получены расчетные зависимости, позволяющие количественно оценить влияние параметров автомобиля на динамику его разгона. Сформулированы рекомендации по улучшению динамических свойств и энергетической экономичности автомобилей.

**Ключевые слова:** коробка передач, двигатель внутреннего сгорания, крутящий момент, передаточное число, динамика разгона.

**Подригало Михаил Абович**, д.т.н., профессор, заведующий кафедрой технологии машиностроения и ремонта машин, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, ул. Ярослава Мудрого, 25, Харьков, 61002, Украина, тел.: +380503011658, e-mail: [pmikhab@gmail.com](mailto:pmikhab@gmail.com)

**Коряк Александр Алексеевич**, к.т.н., доцент, доцент кафедры деталей машин и теории механизмов и машин, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, ул. Ярослава Мудрого, 25, Харьков, 61002, Украина, тел.: +380957239067, e-mail: [alexanderalexkor@gmail.com](mailto:alexanderalexkor@gmail.com).

---

---