

Бєліков С.Б., д.т.н., Козирев В.Х., к.т.н., Нечепуренко Ю.А., студент

Запорізький національний технічний університет, м. Запоріжжя

ОБГРУНТУВАННЯ ВИБОРУ ПЕРЕДАТОЧНИХ ЧИСЕЛ ТРАНСМІСІЇ АВТОМОБІЛІВ МАЛОГО КЛАСУ

За допомогою розробленої методики можемо вибирати та корегувати графічно, передаточні числа трансмісії, що дозволить значно скоротити час для їх отримання, з метою покращення паливної економічності та тягово-динамічних властивостей автомобіля.

Вступ

У наш час широке застосування отримали автомобілі, які використовуються для служб таксі, службового користування, міські маршрутки, які вважаються популярним транспортом. Для такого транспорту цільовою функцією є собівартість перевезення пасажирів, тому доцільно підвищити паливно-економічні властивості за рахунок оптимізації передаточних чисел. Таким чином, ми мінімально обмежимо максимальну швидкість, що дозволить скоротити число дорожньо-транспортних пригод.

Для автомобілів що вживаються в правоохоронних органах, службах порятунку (газова, пожежна), медичних службах, в органах ДАІ необхідні високі показники тягово-швидкісних властивостей. Тому доцільно підвищити показники тягово-швидкісних властивостей автомобіля при мінімальному зниженні показників паливної економічності.

Мета роботи: розробити новий метод, який дозволить скоротити час у розрахунках визначення та оптимізації передаточних чисел трансмісії автомобілів малого класу, який досягається шляхом проведення експериментів та розрахунків.

Під час вирішення задач оптимізації важливе значення має правильний вибір параметрів оптимізації, тобто визначення цільової функції, для якої необхідно знайти екстремум.

Предметом досліджень є ряди передаточних чисел трансмісії автомобіля, що визначають собою показники паливної економічності та тягово-швидкісних властивостей автомобіля у різних умовах експлуатації [1, 2, 3].

Виклад основного матеріалу дослідження

Проаналізувавши таблицю 1, де приведені технічні характеристики автомобілів, бачимо необхідність оптимізації передаточних чисел трансмісії автомобіля.

Варіаційне числення забезпечує знаходження екстремуму величини, яка залежить від n незалежних функцій $X_1(t)$, $X_2(t)$..., $X_n(t)$. Оскільки ця величина залежить від значень n функцій, а не від значень n дискретних змінних, тому вона є узагальненням поняття функції й носить назву функціонала. Класичним прикладом функціонала є такий інтеграл (у якому f задана функція)

$$I = \int_{t_1}^{t_2} f\left(x, \frac{dx}{dt}, t\right) dt. \quad (1)$$

Оптимізація цього інтеграла вимагає визначення такої функції $X(t)$, яка доставляє значенню інтеграла максимум або мінімум.

Для оптимізації передаточних чисел трансмісії визначимо залежність витрати палива під час розгону автомобіля від конструктивних параметрів автомобіля.

Таблиця 1

Технічні характеристики автомобілів

Модель автомобіля	t_{100}, c	$Q_{100},$ л/100км	G_a, m	Питома витрата палива $Q_{100} / G_a, л/м \cdot 100км$
Peugeot 206	13,2	6,6	0,95	6,95
Mazda 323S 1.3L	13,3	9,5	1,04	6,27
Wolkswagen Polo 75	13,3	9,9	1,025	6,69
Wolkswagen Golf 1.4	13,5	8,4	1,088	5,19
Renault Sumbol 1.4 L	12,5	7,1	0,94	7,55
Skoda Felicia 1.6L	12	9,5	0,965	6,55
Skoda Octavia 1.6	14,4	10,8	1,15	6,47
Ford Escort 1.4	14,4	11,8	1,05	7,42
Ford Escort 1.4	14,6	11,8	1,07	7,31
Ford Escort 1.4 Turnier	15	11,8	1,115	7,13
Mazda 323F 1.5L	11,9	9,7	1,115	6,14
Mazda 323S 1.5L	12	9,7	1,075	6,16
Opel Astra II 1.4L 16V	12,5	9,4	1,05	5,93
Wolkswagen Polo 60	15,6	8,9	0,945	6,12
Ford Escort 1.6	12,2	10,7	1,08	6,58
Sens	17	7,6	1,4	5,428
Ford Escort 1.6	12,5	10,7	1,105	6,48
Opel Astra II 1.2L 16V	16	8	0,99	5,28
Ford Mondeo 1.6	13,4	10,7	1,22	6,01
Opel Corsa 1.2 16V	14	7,3	0,875	5,33
Ford Mondeo 1.6 Turnier	13,9	11	1,275	5,64
Ford Escort 1.6 Turnier	12,7	10,9	1,145	6,47
Opel Corsa 1.4 16V	11	10,5	0,92	7,53
Opel Tigra 1.4L 16V	11,5	10,5	0,98	7,89

Витрата палива автомобіля під час розгону визначається за формулою

$$Q = \int_{V_1}^{V_2} G_m t_p dV, \quad (2)$$

де G_m — секундна витрата палива, кг/с; t_p — час розгону, с.

Функціонал інтегралу витрати палива Q залежить від швидкості руху автомобіля V , яка, у свою чергу, є функцією передаточних чисел трансмісії.

Виходячи з цього, задачу оптимізації передаточних чисел трансмісії можна сформулювати так: необхідно знайти таку функцію $U(V)$, за якої витрата палива автомобілем при заданих його конструктивних параметрах (повна маса, габаритні розміри, шини, двигун тощо) досягає свого мінімального значення. Оскільки моделювання руху автомобіля для визначення параметрів паливної економічності проводиться шляхом імітації дорожніх випробувань за ГОСТ 20306-90, необхідно задати відповідний коефіцієнт опору коченню і параметри, що визначають силу опору повітря. Крім того, приймається допущення, що ККД трансмісії автомобіля є сталою величиною.

Час розгону залежно від передаточних чисел трансмісії може бути визначений з диференціального рівняння руху автомобіля

$$\left(mh_g + \frac{\sum J_k}{r_\partial} + \frac{J_M U_{mp}}{r_\partial} \right) \frac{dV}{dt} + \left(\frac{mgr_\partial k_f + h_B k_\epsilon F}{U_{mp} \eta_{mp}} \right) V^2 + \frac{mgr_\partial f_0}{U_{mp} \eta_{mp}} = M_e \dots \dots \quad (3)$$

Для інтегрування цього рівняння необхідно мати залежність крутного моменту від частоти його обертання.

Закон зміни $M_e = f(n_e)$ експериментальної залежності — описаний поліномом четвертого ступеня, як найбільш точна апроксимація

$$M_e = a_m \omega_e^4 + b_m \omega_e^3 + c_m \omega_e^2 + d_m \omega_e + e_m, \quad (4)$$

де a_m, b_m, c_m, d_m, e_m - постійні коефіцієнти, що отримують шляхом математичної обробки даних експериментальних досліджень.

Проведемо апроксимацію залежності крутного моменту від кутової швидкості колінчатого вала двигуна MeMЗ 307, що встановлюється на автомобіль SENS, яка отримана експериментально на заводі — виготовлювачі.

Для отримання коефіцієнтів рівняння (4) застосуємо метод найменших квадратів, тобто задача буде зведена до розв'язку системи алгебраїчного рівняння. Відповідно:

$$\begin{aligned} a_m \sum w_{ei}^4 + b_m \sum w_{ei}^3 + c_m \sum w_{ei}^2 + d_m \sum w_{ei} + e_m n &= \sum M_{ei}; \\ a_m \sum w_{ei}^5 + b_m \sum w_{ei}^4 + c_m \sum w_{ei}^3 + d_m \sum w_{ei}^2 + e_m \sum w_{ei} &= \sum M_{ei} w_{ei}; \\ a_m \sum w_{ei}^6 + b_m \sum w_{ei}^5 + c_m \sum w_{ei}^4 + d_m \sum w_{ei}^3 + e_m \sum w_{ei}^2 &= \sum M_{ei} w_{ei}^2; \\ a_m \sum w_{ei}^7 + b_m \sum w_{ei}^6 + c_m \sum w_{ei}^5 + d_m \sum w_{ei}^4 + e_m \sum w_{ei}^3 &= \sum M_{ei} w_{ei}^3; \\ a_m \sum w_{ei}^8 + b_m \sum w_{ei}^7 + c_m \sum w_{ei}^6 + d_m \sum w_{ei}^5 + e_m \sum w_{ei}^4 &= \sum M_{ei} w_{ei}^4. \end{aligned} \quad (5)$$

Після розв'язку даної системи за допомогою програми MathCad отримали:

$$a_m = 2,60462 \cdot 10^{-11}; \quad b_m = -8,70584 \cdot 10^{-9}; \quad c_m = -5,37087 \cdot 10^{-5}; \quad d_m = 0,036069; \quad e_m = 4,883496.$$

Таким чином ми можемо побудувати графіки апроксимації крутного моменту (рис. 1).

Після підстановки залежності (4) у загальне диференціальне рівняння руху автомобіля (3) отримали:

$$\begin{aligned} \left(mh_g + \frac{\sum J_k}{r_\partial} + \frac{J_M U_{mp}}{r_\partial} \right) \frac{dV}{dt} + \left(\frac{mgr_\partial k_f + h_B k_\epsilon F}{U_{mp} \eta_{mp}} \right) V^2 + \frac{mgr_\partial f_0}{U_{mp} \eta_{mp}} &= \\ = a_M \frac{U_{mp}^4}{r_\partial^4} V^4 + b_M \frac{U_{mp}^3}{r_\partial^3} V^3 + c_M \frac{U_{mp}^2}{r_\partial^2} V^2 + d_M \frac{U_{mp}}{r_\partial} V + e_M. \end{aligned} \quad (6)$$

Рівняння (6) після перетворень має вигляд:

$$K \frac{dV}{dt} = V^4 + bV^3 + cV^2 + dV + e, \quad (7)$$

$$\begin{aligned} \text{де: } K &= \frac{\left(mh_g + \frac{\sum J_k}{r_\partial} + \frac{J_M U_{mp}}{r_\partial} \right) r_\partial^4}{a_M U_{mp}^4}, \quad b = \frac{b_M r_\partial}{a_M U_{mp}}, \quad d = \frac{d_M r_\partial^3}{a_M U_{mp}^3}, \\ c &= \frac{\left(\frac{c_M U_{mp}^2}{r_\partial^2} - \left(\frac{mgr_\partial k_f + F k_\epsilon h_B}{U_{mp} \eta_{mp}} \right) \right) r_\partial^4}{a_M U_{mp}^4}, \quad e = \frac{\left(e_M - \frac{mgr_\partial f_0}{U_{mp} \eta_{mp}} \right) r_\partial^4}{a_M U_{mp}^4}. \end{aligned}$$

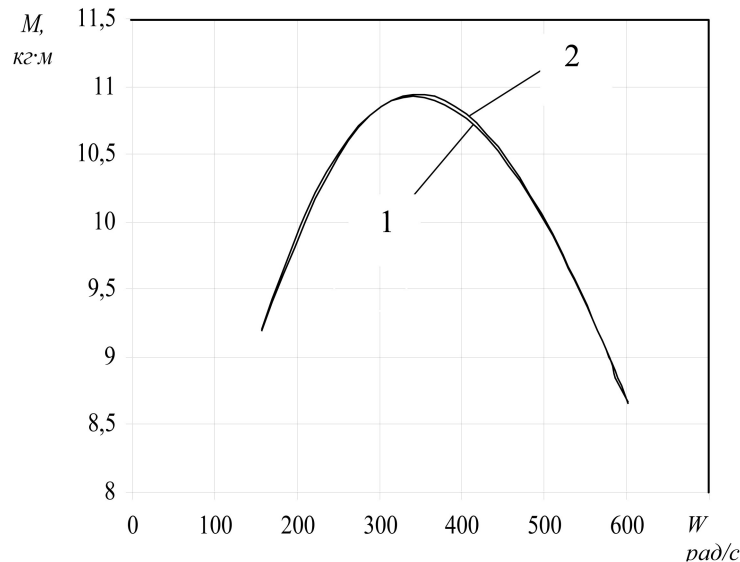


Рис. 1. Апроксимація кривої крутного моменту поліномом четвертого ступеня:
1 — експериментальне значення крутного моменту;

2 — значення крутного моменту, обчислене за поліномом четвертого ступеня

Для визначення величини коефіцієнта опору коченню залежно від швидкості користуються емпіричною формулою

$$f = f_0(1 + k_f \cdot V_a^2),$$

де f_0 — коефіцієнт опору коченню під час руху автомобіля, k_f — коефіцієнт, що враховує зміну опору коченню від швидкості.

Вплив конструкції шин на коефіцієнт опору коченню встановили по кривим вибігу автомобіля графоаналітичним методом. Отже для шин:

$$165/70R13 \text{ (BC - 11)} - \psi = 0,018(1 + 5,4 \cdot 10^{-5} V_a^2);$$

$$165/70R13 \text{ (БЛ - 85 - 1)} - \psi = 0,016(1 + 7,2 \cdot 10^{-5} V_a^2);$$

$$165/70R13 \text{ (Simperit)} - \psi = 0,013(1 + 9,1 \cdot 10^{-5} V_a^2).$$

Отримане диференціальне рівняння (7) є нелінійним диференціальним рівнянням другого порядку, воно містить складові, що нелінійно залежать від аргументу.

Рівняння (7) приведено до виду

$$K = \int_{V_1}^{V_2} \frac{dV}{V^4 + bV^3 + cV^2 + dV + e} = \int_{t_1}^{t_2} dt. \quad (8)$$

Функціонал (8) є окремим випадком рівняння (1), оскільки в підінтегральній функції відсутні похідні. За цієї умови функціонал для функції, що досліджується, має вигляд

$$I = \int_{t_1}^{t_2} (x_1, x_2, \dots, x_n, t) dt, \quad (9)$$

тобто рівняння Ейлера зводиться до таких окремих виразів

$$\frac{\partial f}{\partial x_1} = 0, \frac{\partial f}{\partial x_2} = 0, \dots, \frac{\partial f}{\partial x_n} = 0. \quad (10)$$

Ці рівняння формально забезпечують необхідні умови мінімуму підінтегральної функції за кожного значення t , тобто вони визначають послідовність функцій $x_1(t), x_2(t), \dots, x_n(t)$ в інтервалі часу від t_1 до t_2, \dots, t_n які і є рішенням вихідної варіаційної задачі.

Виходячи з того, що за першим напрямком знаходиться функція $U(V)$, яка доставляє мінімум інтегралу витрати палива, її отримують з рішення одного рівняння з (10), тобто

$$\frac{\partial f}{\partial U} = 0. \tag{11}$$

З рівняння (2) отримаємо часткову похідну від функціоналу по передаточному числу U

$$\frac{\partial f}{\partial U} = G_m t'_p + t_p G'_m = 0, \tag{12}$$

де $G'_m = \frac{1,25P_{амм} V_h}{(T_0 + 36)(\epsilon - 1)R_\mu a l_0} V,$

$$t'_p = \frac{z_1(5K_1U^4V^4 + 4K_2U^3V^3 + 3K_3U^2V^2 + 2K_4UV + e_M)}{\eta_{mp}(K_1U^5V^4 + K_2U^4V^3 + K_3U^3V^2 - \frac{z_2}{\eta_{mp}}V^2 + K_4U^2V + e_MU - \frac{z_3}{\eta_{mp}})^2} - \frac{I_M(3K_1U^2V^4 + 2K_2UV^3 + K_3V^2 + 2\frac{z_2}{U^3\eta_{mp}}V^2 - \frac{e_M}{U^2} + 2\frac{z_3}{U^3\eta_{mp}})}{r_k(K_1U^3V^3 + K_2U^2V^3 + K_3UV^2 - \frac{z_2}{U^2\eta_{mp}} + K_4V + \frac{e_M}{U} - \frac{z_3}{U^2\eta_{mp}})^2},$$

$$t_p = \frac{(\frac{z_1}{U\eta_{mp}} + \frac{I_MU}{r_k})}{K_1U^4V^4 + K_2U^3V^3 + K_3U^2V^2 - \frac{z_2}{U\eta_{mp}}V^2 + K_4UV + e_M - \frac{z_3}{U\eta_{mp}}},$$

$$G_m = \frac{1.25P_{амм} \cdot V_h}{(T_0 + 36)(\epsilon - 1)R_\mu a l_0} UV, \quad z_1 = mh_g + \frac{I_k}{r_\delta}, \quad z_2 = mgr_\delta k_f + Fk_\epsilon h_B, \quad z_3 = mgr_\delta f_0,$$

$$K_1 = \frac{a_M}{r_\delta^4}, \quad K_2 = \frac{b_M}{r_\delta^3}, \quad K_3 = \frac{c_M}{r_\delta^2}, \quad K_4 = \frac{e_M}{r_\delta}.$$

За умови, що рівняння (12) прирівнюється нулю, після скорочення отримаємо

$$Ut'_p + t_p = 0. \tag{13}$$

Рівняння (13) розв'яжемо графічно за допомогою програми MathCad. Його корені знайдені як перетин графіка функції (13) з віссю абсцис.

Рівняння (13) у своєму складі має одночасно дві невідомі — передаточне відношення трансмісії й швидкість руху автомобіля. Тому задаючись значенням передаточних чисел U , із цих рівнянь знаходимо відповідні їм значення швидкості V . Отримані результати зводимо до таблиці 2 та апроксимуємо степеневою функцією.

Таблиця 2

Результати розрахунків за формулою (13)

V	10	40	70	100	160
U	3,7266	2,12	1,48	0,97	0,909

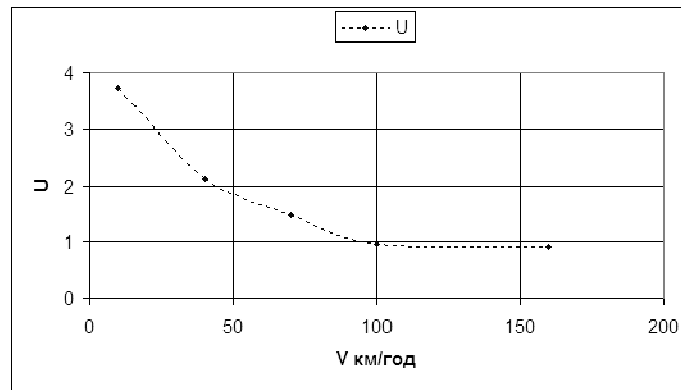


Рис. 2. Значення передаточних чисел, отриманих при оптимізації

Апроксимацію проведемо методом найменших квадратів. Функцію представимо у вигляді

$$U = aV^b .$$

Тоді $\ln U = \ln a + b \ln V$ або $y = b_0 + b_1 x$,

де $y = \ln U$, $b_0 = \ln a$, $b_1 = b$, $x = \ln V$.

Тобто таблиця 2 прийме вигляд:

X	2,3025	3,68887	4,2485	4,60517	5,0752
Y	1,315	0,751	0,392	-0,0304	-0,0954

З даної таблиці знайдемо наступні значення:

$$\sum x_i = 19,92024; \quad \sum x_i^2 = 83,9247; \quad \sum y_i = 2,3322; \quad \sum x_i \cdot y_i = 6,83937 .$$

Для отримання кінцевого виду функції необхідно вирішити наступну систему рівнянь

$$\begin{cases} nb_0 + b_1 \sum x_i = \sum y_i \\ b_0 \cdot \sum x_i + b_1 \cdot \sum x_i^2 = \sum x_i \cdot y_i \end{cases} \quad \begin{cases} 5b_0 + 19,92024b_1 = 2,3322 \\ 19,92024b_0 + 83,9427b_1 = 6,83937 \end{cases}$$

Після розв'язку даної системи отримали значення:

$$b_1 = -0,54; \quad b_0 = 2,63 .$$

Тобто $a = e^{b_0} = e^{2,63} = 13,87$; $b = b_1 = -0,54$.

Звідси маємо функцію для визначення передаточних чисел трансмісії за умови мінімальної витрати палива у вигляді

$$U = \frac{13,87}{V^{0,54}} . \quad (14)$$

Швидкісний діапазон автомобіля розбиваємо за відомими закономірностями — арифметичної, геометричної прогресій, гармонічного ряду тощо. За відомими значеннями швидкостей визначаються відповідні значення передаточних чисел трансмісії. Остаточний варіант значень передаточних чисел трансмісії вибирається після аналізу результатів розрахунків параметрів паливної економічності автомобіля.

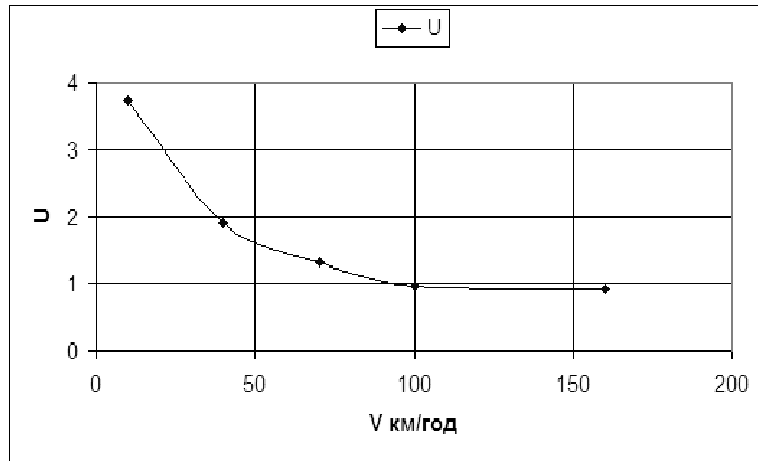


Рис. 3. Графічне зображення функції $U(V)$ для остаточного вибору передаточних чисел проміжних передач

Остаточний варіант передаточних чисел трансмісії автомобіля SENS за умови забезпечення мінімальної витрати палива при розгоні:

$$U_1 = 3,7266; U_2 = 1,89; U_3 = 1,32; U_4 = 0,96; U_5 = 0,909.$$

На рис. 4 зображено порівняння значень витрати палива зі стандартними та рекомендованими передаточними числами для різних коефіцієнтів опору дороги ψ .

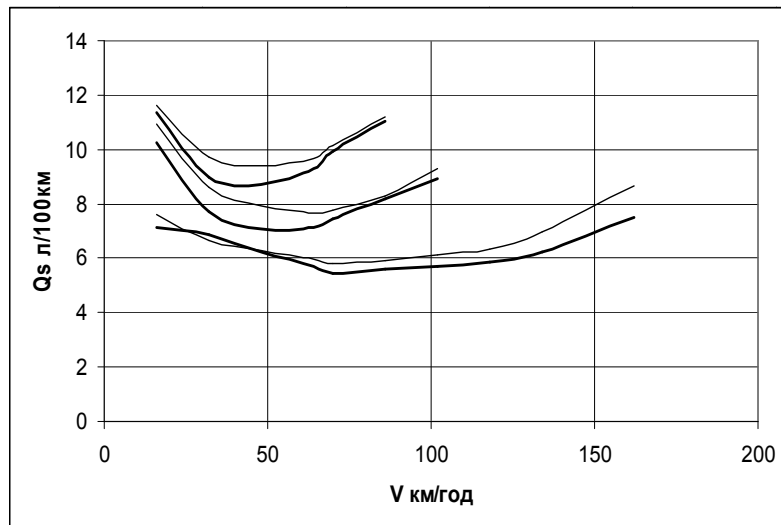


Рис. 4. Порівняння значень витрати палива зі стандартними та рекомендованими передаточними числами для різних коефіцієнтів опору дороги ψ :

- витрата палива зі стандартними передаточними числами;
- витрата палива за рекомендованими передаточними числами

Для оптимізації передаточних чисел трансмісії в напрямку забезпечення мінімального часу розгону автомобіля скористуємося формулою часу розгону (8) що отримана з диференціального рівняння руху автомобіля.

Доцільно використати формули (10), так як ці рівняння формально забезпечують необхідні умови мінімуму підінтегральної функції за кожного значення t , тобто вони визначають послідовність функцій $x_1(t)$, $x_2(t)$, ..., $x_n(t)$ в інтервалі часу від t_1 до t_2, \dots, t_n які і є рішенням вихідної варіаційної задачі.

Тому знаходимо функцію $U(V)$, яка доставляє мінімум інтегралу часу розгону автомобіля

$$t_p = \frac{\frac{z_1}{U\eta_{mp}} + \frac{I_M U}{r_k}}{K_1 U^4 V^4 + K_2 U^3 V^3 + K_3 U^2 V^2 - \frac{z_2}{U\eta_{mp}} V^2 + K_4 UV + e_M - \frac{z_3}{U\eta_{mp}}}$$

З рівняння (8) отримаємо часткову похідну по передаточному числу від функціоналу часу розгону.

Після ряду перетворень отримаємо наступне рівняння

$$\begin{aligned} & -3 \frac{a_M I_M V^4}{r_\partial^5} U^4 - 2 \frac{b_M I_M V^3}{r_\partial^4} U^3 - \left(\frac{c_M I_M V^2}{r_\partial^3} + \frac{a_M z_1 V^4}{r_\partial^4 \eta} \right) U^2 - 4 \frac{b_M z_1 V^3}{r_\partial^3 \eta} U + \\ & + \frac{z_1 (1-\eta)}{U^3} \left(\frac{\eta z_2 V^2 + z_3}{\eta^3} \right) - \frac{e_M z_1}{U^2 \eta} + \frac{1}{U} \left(\frac{z_2 I_M V^2 - 2 d_M z_1 V}{r_\partial \eta} \right) + \frac{e_M I_M}{r_\partial} - \frac{c_M z_1 V^2}{r_\partial^2 \eta} = 0. \end{aligned} \quad (15)$$

Рівняння (15) розв'яжемо графічно за допомогою програми MathCad. Його корені знайдені як перетин графіка функції (15) з віссю абсцис.

Рівняння (15) у своєму складі має одночасно дві невідомі — передаточне відношення трансмісії і швидкість руху автомобіля. Задаючись значенням передаточних чисел U , з цих рівнянь знаходимо відповідні їм значення швидкості V . Отримані результати зводимо до таблиці 3 та апроксимуємо степеневою функцією.

Таблиця 3

Результати розрахунків за формулою (15)

V	10	40	70	100	160
U	3,7266	2,156	1,39	0,99	0,909

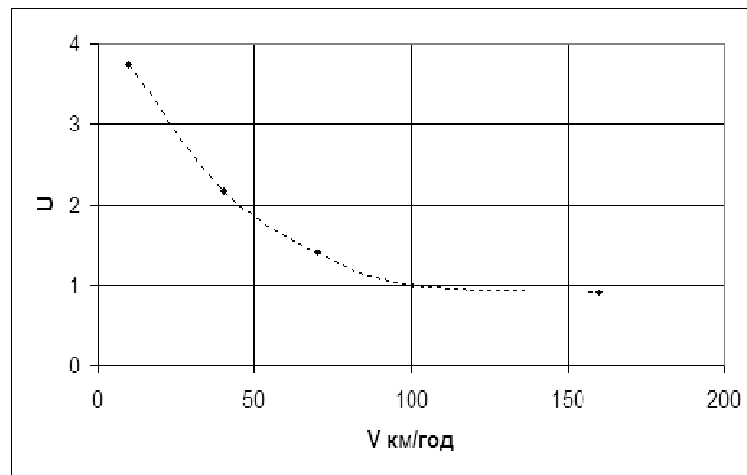


Рис. 5. Передаточні числа для відповідних швидкостей, отримані за формулою (15)

Апроксимацію проведемо методом найменших квадратів. Функцію представимо у вигляді $U = a \cdot V^b$.

Тоді $\ln U = \ln a + b \ln V$ або $y = b_0 + b_1 x$,

де $y = \ln U$, $b_0 = \ln a$, $b_1 = b$, $x = \ln V$.

Тобто таблиця 3 прийме вигляд:

X	2,3025	3,68887	4,2485	4,60517	5,0752
Y	1,315	0,76825	0,3293	-0,01005	-0,0954

З даної таблиці знайдемо наступні значення:

$$\sum x_i = 19,92; \quad \sum x_i^2 = 83,924; \quad \sum y_i = 2,3071; \quad \sum x_i \cdot y_i = 6,73.$$

Для отримання кінцевого виду функції необхідно вирішити таку систему рівнянь:

$$\begin{cases} nb_0 + b_1 \sum x_i = \sum y_i \\ b_0 \cdot \sum x_i + b_1 \cdot \sum x_i^2 = \sum x_i \cdot y_i \end{cases} \quad \begin{cases} 5b_0 + 19,92b_1 = 2,3071 \\ 19,92b_0 + 83,942b_1 = 6,73 \end{cases}$$

Після розв'язання даної системи отримали значення:

$$b_1 = -0,54; \quad b_0 = 2,73.$$

Тобто $a = e^{b_0} = e^{2,73} = 15,33$; $b = b_1 = -0,54$.

Звідси маємо функцію для визначення передаточних чисел трансмісії за умови мінімального часу розгону у вигляді

$$U = \frac{15,33}{V^{0,54}}.$$

Розіб'ємо графік функції $U(V)$ на швидкісні діапазони й, аналізуючи розв'язані вище рівняння, оберемо передаточні числа проміжних передач.

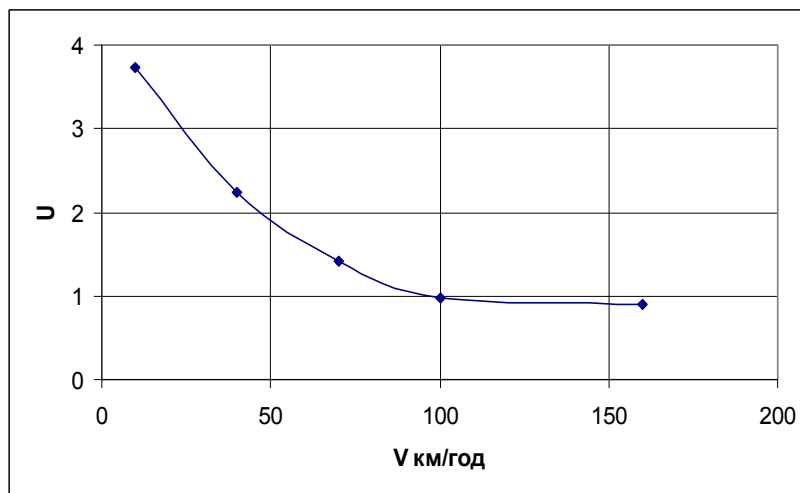


Рис. 6. Графічне зображення функції $U(V)$ для остаточного вибору передаточних чисел проміжних передач

Остаточний варіант передаточних чисел трансмісії автомобіля SENS за умови забезпечення мінімального часу розгону автомобіля:

$$U_1 = 3,7266; \quad U_2 = 2,24; \quad U_3 = 1,41; \quad U_4 = 0,98; \quad U_5 = 0,909.$$

Для знаходження максимально допустимих меж передаточних чисел трансмісії автомобілів проведемо розрахунки у двох напрямках:

а) визначення передаточних чисел трансмісії за умови забезпечення мінімального часу розгону автомобіля;

б) визначення передаточних чисел трансмісії за умови забезпечення мінімальної витрати палива при розгоні.

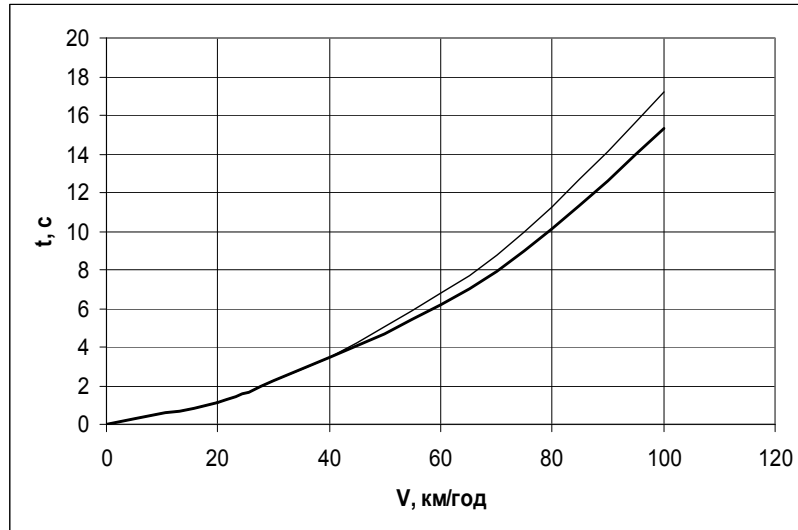


Рис. 7. Графіки часу розгону зі стандартними та рекомендованими передаточними числами:

- час розгону для стандартних передаточних чисел;
- час розгону з рекомендованими передаточними числами

Отримані результати зводимо до таблиці 4 та будуємо графіки.

Таблиця 4

Максимально допустимі межі передаточних чисел трансмісії автомобіля SENS

	1	2	3	4	5
а)	3,7266	2,24	1,41	0,98	0,909
б)	3,7266	1,89	1,32	0,96	0,909

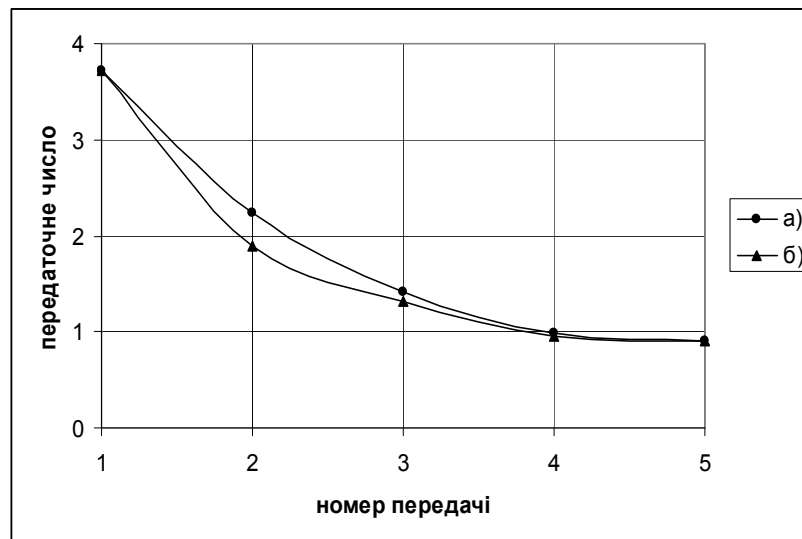


Рис. 8. Графічне зображення максимально допустимих меж передаточних чисел трансмісії автомобіля SENS

Далі знаходимо допустимі межі передаточних чисел трансмісії для автомобілів малого класу.

Мінімальне передаточне відношення визначають за умови забезпечення заданої максимальної швидкості руху автомобіля за формулою [2]

$$U_{\min} = \frac{\omega_{\max} r_k}{V_{\max}}. \quad (16)$$

U_{\min} отримана як середня величина даного класу автомобіля, $U_{\min} = 3,436$.

Маємо формулу для знаходження меж п'ятої передачі в межах передаточного відношення головної передачі автомобіля $U_0(3,62 - 4,467)$

$$U_5 = \frac{U_{\min}}{U_0}. \quad (17)$$

Для знаходження меж першої передачі скористаємося формулою (18).

Максимальне передаточне відношення трансмісії визначають за умови подолання автомобілем найбільшого опору дороги

$$U_{\max} = \frac{G_a \psi_{\max} r_d}{M_{\max} \eta_m}. \quad (18)$$

U_{\max} отримана як середня величина даного класу автомобіля. $U_{\max} = 14,486$.

Маємо формулу для знаходження меж першої передачі в межах передаточного відношення головної передачі автомобіля $U_0(3,62 - 4,467)$

$$U_1 = \frac{U_{\max}}{U_0}. \quad (19)$$

Маючи межі першої та п'ятої передачі, можемо знайти межі проміжних передач із теоретичної подібності з розділу геометрії, спираючись на графічне зображення максимально допустимих меж передаточних чисел трансмісії автомобіля SENS, через те, що середні величини U_{\max} і U_{\min} автомобіля SENS найбільш наближені до наших розрахунків U_{\max} і U_{\min} .

Після розрахунків та корегувань маємо таблицю 5.

Таблиця 5

Максимально допустимі межі передаточних чисел трансмісії автомобілів малого класу

	1	2	3	4	5
а)	4,002	2,405	1,514	1,052	0,963
б)	3,243	1,744	1,047	0,834	0,769

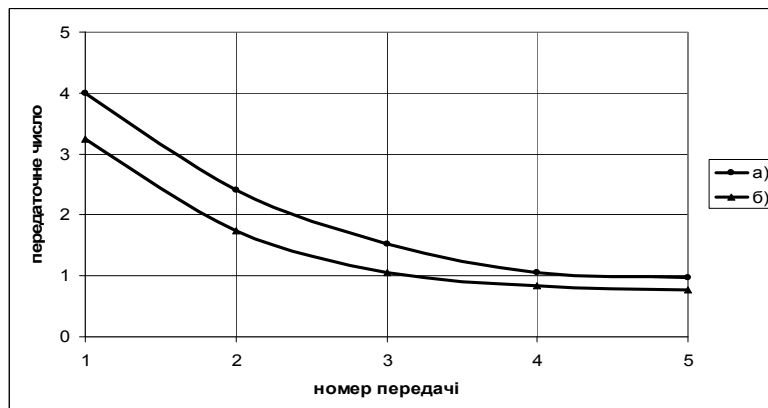


Рис. 9. Графічне зображення максимально допустимих меж передаточних чисел трансмісії автомобілів малого класу

Аналіз рис. 8 показує, що дійсні передаточні числа автомобілів малого класу (табл. 6) знаходяться в межах кривих а) і б).

Таблиця 6

Передаточні числа автомобілів даного класу

номер передачі	Hyundai	Honda	Subaru	Nissan	BA3	SAAB
1	3,6	3,25	4,08	3,33	3,636	3,93
2	2,053	1,894	2,44	1,78	1,95	2,41
3	1,37	1,259	1,56	1,02	1,357	1,49
4	1,031	0,93	1,1	0,9	0,941	1,000
5	0,837	0,771	0,86	0,75	0,784	0,83

Висновки

За допомогою розробленої методики можемо вибирати та корегувати, графічно, передаточні числа трансмісії, що дозволить значно скоротити час для їх отримання з метою покращення паливної економічності та тягово-динамічних властивостей автомобілів.

Список літератури

1. Высоцкий М.С. Топливная экономичность автомобилей и автопоездов / М.С. Высоцкий, Ю.Ю. Беленький, В.В. Московкин. — Мн.: Наука и техника, 1984. — 208 с.
2. Илларионов В.А. Эксплуатационные свойства автомобилей / В.А. Илларионов. — М.: Машиностроение, 1966. — 280 с.
3. Гришкевич А.И. Автомобили: Теория: учебник для вузов / А.И. Гришкевич. — Мн.: Высш. школа, 1986. — 208 с.
4. Автотранспортные средства. Топливная экономичность. Методы испытания: ГОСТ 20306-90. — Введен. 01.01.92. — М.: Издательство стандартов, 1991. — 32 с.

Стаття надійшла до редакції 24.12.08

© Беліков С.Б., Козирев В.Х., Нечепуренко Ю.А., 2008