

УДК 629.11

*САХНО В.П., д.т.н., професор; КОРПАЧ О.А., асистент,
Національний транспортний університет, м. Київ*

МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ РЯДУ ПЕРЕДАТОЧНИХ ЧИСЕЛ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ ЗА ПОКАЗНИКАМИ ТЯГОВО- ШВИДКІСНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ АВТОМОБІЛЯ

У статті наведена методика визначення ряду передаточних чисел коробки передач за умови мінімального часу розгону автомобіля до максимальної швидкості руху. Проведено порівняння розробленої методики з іншими способами визначення ряду передаточних чисел коробки передач.

Ключові слова: коробка передач, передаточні числа, час розгону автомобіля

Постановка проблеми

Одним із можливих шляхів поліпшення експлуатаційних властивостей автотранспортних засобів є реалізація в їх конструкціях оптимальних параметрів трансмісії, які, в свою чергу, характеризуються кількістю передач і значенням передаточного числа на кожній із передач.

Сьогодні під час проектування автомобіля передаточні числа трансмісії визначаються за двома наступними напрямками:

– аналіз конструкцій автомобілів-аналогів, на підставі якого визначаються передаточні числа трансмісії, створення дослідного зразку та проведення його дорожніх випробувань, за результатами яких уточнюються передаточні числа трансмісії;

– розробка математичної моделі, за допомогою якої розраховуються оптимальні значення передаточних чисел трансмісії автомобіля, з подальшим експериментальним підтвердженням адекватності розробленої математичної моделі.

Використання того чи іншого методу визначається можливостями конструктора і задачами, які він ставить при цьому. Проте на стадії проектування доцільно використовувати розрахункові методи, оскільки вони дозволяють порівнювати варіанти рішень, обирати кращий із них, використовуючи експериментальні дослідження лише для уточнення математичних моделей.

Аналіз останніх досліджень

Питанню визначення рядів передаточних чисел трансмісії автомобіля за показниками тягово-швидкісних властивостей присвячено велика кількість досліджень, серед яких особливої уваги заслуговують роботи Куликова Н.К. [1], Аніскіна Л.Г. [2], Пилипчука М.М. [3], Павленка А.В. [4] та ін.

Мета статті

Визначення ряду передаточних чисел коробки передач автомобіля за умови мінімального часу розгону автомобіля до максимальної швидкості

Основна частина

Оптимізації являє собою сукупність математичних результатів і чисельних методів, орієнтованих на знаходження та ідентифікацію найкращих варіантів з безлічі альтернатив і дозволяє уникнути повного перебору й оцінювання можливих варіантів. Для того, щоб використовувати математичні результати й чисельні методи теорії оптимізації щодо вирішення конкретних інженерних задач, необхідно встановити межі в інженерній системі, що підлягає оптимізації, визначити характеристичний критерій, на основі якого можна провести аналіз варіантів з метою

отримання «найкращого», здійснити вибір внутрішньо-системних змінних, які використовуються для визначення характеристик та ідентифікації варіантів, і, нарешті, побудувати модель, що дозволяє мінімізувати або максимізувати цільову функцію [5].

Складність вибору цільової функції полягає в тому, що будь-який технічний об'єкт, автомобіль у тому числі, має векторний характер критеріїв оптимальності (багатокритеріальність). Причому, поліпшення одного з вихідних параметрів, як правило, призводить до погіршення іншого, тому що всі вихідні параметри в більшому або меншому ступені є функціями тих самих керованих параметрів і не можуть змінюватися незалежно один від одного [6]. Зважаючи на те, що цільова функція повинна бути тільки одна, то на кінцевий результат може вплинути спосіб об'єднання вихідних параметрів у скалярній цільовій функції. Тому розрізняють часткові, адитивні, мультиплікативні, мінімаксні, статистичні цільові функції тощо, у зв'язку із чим необхідно розглянути доцільність застосування часткових, адитивних і мультиплікативних критеріїв щодо вибору оптимальних параметрів системи «двигун-трансмсія» при використанні двигунів різної потужності з однаковою трансмісією.

У якості цільової функції доцільно використовувати залежності показників експлуатаційних властивостей автомобіля від передаточного числа трансмісії. Так, для визначення показників тягово-швидкісних властивостей автомобіля доцільно використовувати залежність часу розгону автомобіля до максимальної швидкості від передаточного числа на кожній з передач, тобто функцію виду:

$$\tau = f(U) \rightarrow \min \quad (1)$$

Визначивши мінімум даної функції, можна визначити і значення передаточного числа трансмісії, що відповідає йому, яке і буде оптимальним.

Використовуючи диференціальне рівняння руху автомобіля, за умови його руху по горизонтальних ділянках дороги, функцію (1) можна записати як: [3]

$$\tau(U) = M_a \delta_{об} \int_{V_{II}}^{V_K} \frac{dV}{a_i V^2 + b_i V + c_i} \quad (2)$$

де M_a – повна маса автомобіля, кг;

$\delta_{об}$ – коефіцієнт, який враховує обертові маси автомобіля;

a_i, b_i, c_i – коефіцієнти диференціального рівняння руху автомобіля з бензиновим двигуном.

Інтеграл у виразі (2):

$$\tau(U) = \frac{M_a \delta_{об}}{\sqrt{b_i^2 - 4 \cdot a_i \cdot c_i}} \ln \left| \frac{2a_i V + b_i - \sqrt{b_i^2 - 4 \cdot a_i \cdot c_i}}{2a_i V + b_i + \sqrt{b_i^2 - 4 \cdot a_i \cdot c_i}} \right| \Bigg|_{V_{II}}^{V_K} \quad (3)$$

$$\text{де } a_i = A_i - K_B F, \quad b_i = B_i K_f M_a g, \quad c_i = C_i - f_a M_a g \quad A_i = a \cdot \frac{U_i^3 \cdot \eta_m}{r_o r_k^2}, \quad B_i = b \cdot \frac{U_i^2 \cdot \eta_m}{r_o \cdot r_k},$$

$$C_i = c \cdot \frac{U_i \cdot \eta_m}{r_o}, \quad U_i = U_{КП} \cdot U_{ГП}, \quad \delta_{об} = 1,04 + 0,04 \cdot U_{КП}^2, \quad (4)$$

K_B – коефіцієнт обтічності, Н·с²/м⁴;

F – лобова площа, м²;

f_0 – коефіцієнт опору кочення при малих швидкостях руху;
 K_f – коефіцієнт, що враховує зміну коефіцієнту опору кочення при збільшенні швидкості руху;
 U_i – загальне передаточне число трансмісії автомобіля;
 $U_{КП}$ – передаточне число коробки передач автомобіля;
 $U_{ГП}$ – передаточне число головної передачі автомобіля;
 η_m – коефіцієнт корисної дії трансмісії;
 r_δ та r_κ – динамічний радіус та радіус кочення колеса, м;
 a, b, c – коефіцієнти рівняння, яким апроксимується залежність крутного моменту двигуна від частоти обертання колінчастого валу [7];
 V_Π та V_K – початкова та кінцева швидкість руху автомобіля на передачі.

Після підстановки виразів (4) у (3) отримаємо кінцеву залежність часу розгону автомобіля від передаточного числа, що і є цільовою функцією (5):

$$\begin{aligned} \tau(U) = & \frac{M_a \cdot (1,04 + 0,04 \cdot U_{КП}^2)}{\sqrt{(b \cdot \frac{U_{КП}^2 \cdot U_{ГП}^2 \cdot \eta_m - K_f M_a g}{r_\delta \cdot r_\kappa})^2 - 4(a \cdot \frac{U_{КП}^3 \cdot U_{ГП}^3 \cdot \eta_m - K_B F}{r_\delta r_\kappa^2}) \cdot (c \cdot \frac{U_{КП} \cdot U_{ГП} \cdot \eta_m - f_a M_a g}{r_\delta})}} \times \\ & \times (\ln \frac{2(a \cdot \frac{U_{КП}^3 \cdot U_{ГП}^3 \cdot \eta_m - K_B F}{r_\delta r_\kappa^2}) \cdot V_K + b \cdot \frac{U_{КП}^2 \cdot U_{ГП}^2 \cdot \eta_m - K_f M_a g}{r_\delta \cdot r_\kappa}}{2(a \cdot \frac{U_{КП}^3 \cdot U_{ГП}^3 \cdot \eta_m - K_B F}{r_\delta r_\kappa^2}) \cdot V_\Pi + b \cdot \frac{U_{КП}^2 \cdot U_{ГП}^2 \cdot \eta_m - K_f M_a g}{r_\delta \cdot r_\kappa}} - \\ & - \sqrt{\frac{(b \cdot \frac{U_{КП}^2 \cdot U_{ГП}^2 \cdot \eta_m - K_f M_a g}{r_\delta \cdot r_\kappa})^2 - 4(a \cdot \frac{U_{КП}^3 \cdot U_{ГП}^3 \cdot \eta_m - K_B F}{r_\delta r_\kappa^2}) \cdot (c \cdot \frac{U_{КП} \cdot U_{ГП} \cdot \eta_m \cdot \eta_m - f_a M_a g}{r_\delta})}{(b \cdot \frac{U_{КП}^2 \cdot U_{ГП}^2 \cdot \eta_m - K_f M_a g}{r_\delta \cdot r_\kappa})^2 - 4(a \cdot \frac{U_{КП}^3 \cdot U_{ГП}^3 \cdot \eta_m - K_B F}{r_\delta r_\kappa^2}) \cdot (c \cdot \frac{U_{КП} \cdot U_{ГП} \cdot \eta_m \cdot \eta_m - f_a M_a g}{r_\delta})}} - \\ & + \sqrt{\frac{(b \cdot \frac{U_{КП}^2 \cdot U_{ГП}^2 \cdot \eta_m - K_f M_a g}{r_\delta \cdot r_\kappa})^2 - 4(a \cdot \frac{U_{КП}^3 \cdot U_{ГП}^3 \cdot \eta_m - K_B F}{r_\delta r_\kappa^2}) \cdot (c \cdot \frac{U_{КП} \cdot U_{ГП} \cdot \eta_m \cdot \eta_m - f_a M_a g}{r_\delta})}{(b \cdot \frac{U_{КП}^2 \cdot U_{ГП}^2 \cdot \eta_m - K_f M_a g}{r_\delta \cdot r_\kappa})^2 - 4(a \cdot \frac{U_{КП}^3 \cdot U_{ГП}^3 \cdot \eta_m - K_B F}{r_\delta r_\kappa^2}) \cdot (c \cdot \frac{U_{КП} \cdot U_{ГП} \cdot \eta_m \cdot \eta_m - f_a M_a g}{r_\delta})}}) - \\ & - \ln \frac{2(a \cdot \frac{U_{КП}^3 \cdot U_{ГП}^3 \cdot \eta_m - K_B F}{r_\delta r_\kappa^2}) \cdot V_\Pi + b \cdot \frac{U_{КП}^2 \cdot U_{ГП}^2 \cdot \eta_m - K_f M_a g}{r_\delta \cdot r_\kappa}}{2(a \cdot \frac{U_{КП}^3 \cdot U_{ГП}^3 \cdot \eta_m - K_B F}{r_\delta r_\kappa^2}) \cdot V_K + b \cdot \frac{U_{КП}^2 \cdot U_{ГП}^2 \cdot \eta_m - K_f M_a g}{r_\delta \cdot r_\kappa}} - \\ & - \sqrt{\frac{(b \cdot \frac{U_{КП}^2 \cdot U_{ГП}^2 \cdot \eta_m - K_f M_a g}{r_\delta \cdot r_\kappa})^2 - 4(a \cdot \frac{U_{КП}^3 \cdot U_{ГП}^3 \cdot \eta_m - K_B F}{r_\delta r_\kappa^2}) \cdot (c \cdot \frac{U_{КП} \cdot U_{ГП} \cdot \eta_m \cdot \eta_m - f_a M_a g}{r_\delta})}{(b \cdot \frac{U_{КП}^2 \cdot U_{ГП}^2 \cdot \eta_m - K_f M_a g}{r_\delta \cdot r_\kappa})^2 - 4(a \cdot \frac{U_{КП}^3 \cdot U_{ГП}^3 \cdot \eta_m - K_B F}{r_\delta r_\kappa^2}) \cdot (c \cdot \frac{U_{КП} \cdot U_{ГП} \cdot \eta_m \cdot \eta_m - f_a M_a g}{r_\delta})}} - \\ & + \sqrt{\frac{(b \cdot \frac{U_{КП}^2 \cdot U_{ГП}^2 \cdot \eta_m - K_f M_a g}{r_\delta \cdot r_\kappa})^2 - 4(a \cdot \frac{U_{КП}^3 \cdot U_{ГП}^3 \cdot \eta_m - K_B F}{r_\delta r_\kappa^2}) \cdot (c \cdot \frac{U_{КП} \cdot U_{ГП} \cdot \eta_m \cdot \eta_m - f_a M_a g}{r_\delta})}{(b \cdot \frac{U_{КП}^2 \cdot U_{ГП}^2 \cdot \eta_m - K_f M_a g}{r_\delta \cdot r_\kappa})^2 - 4(a \cdot \frac{U_{КП}^3 \cdot U_{ГП}^3 \cdot \eta_m - K_B F}{r_\delta r_\kappa^2}) \cdot (c \cdot \frac{U_{КП} \cdot U_{ГП} \cdot \eta_m \cdot \eta_m - f_a M_a g}{r_\delta})}}) \end{aligned} \quad (5)$$

Існує два підходи щодо рішення завдань оптимізації.

Перший підхід орієнтовано на пошук безумовного екстремуму функції, тобто визначення максимуму або мінімуму функції. Постановка завдання вибору оптимальних параметрів системи «двигун-трансмісія» при використанні двигунів різної потужності така, що його можна вирішувати тільки методами нелінійного програмування багатомірною пошуку. Це пояснюється тим, що цільова функція й обмеження описуються нелінійними залежностями від вектора керування параметрів, для визначення яких застосовують методи безумовної оптимізації.

Другий підхід заснований на тому, що завдання оптимізації параметрів системи «двигун-трансмісія» при використанні двигунів різної потужності є завданням умовної оптимізації з

обмеженнями. При цьому застосування методу штрафних функцій та інших методів дає можливість переходу від умовної оптимізації до завдання безумовної оптимізації.

У нашому випадку доцільно використовувати другий підхід, адже цільова функція $f(U)$ не є функцією однієї змінної. Вона залежить, як мінімум, від передаточних чисел коробки передач U_{KPi} і початкової V_{Pi} та кінцевої швидкості руху V_K на передачі. Усі інші параметри, що входять до залежності (5), з певними припущеннями можна вважати постійними.

Для приведення функції $f(U)$ до вигляду неперервної унімодальної функції однієї змінної (залежності часу розгону від передаточних чисел коробки передач U_{KPi}) необхідно задати значення початкової та кінцевої швидкостей руху автомобіля на передачі V_{Pi} та V_K , тобто ввести обмеження.

Так, для ступінчастої коробки передач перша передача має забезпечувати задану умову подолання максимального опору руху й обмежується зчепленням ведучих коліс автомобіля з дорожнім полотном. Усі інші передачі визначаються через діапазони швидкостей від початкової V_{Pi} до кінцевої V_K , причому зі збільшенням передачі зростають і значення швидкостей. Інтервали швидкостей від V_{Pi} до V_K доцільно обирати, використовуючи за основу базовий ряд передаточних чисел автомобіля та ряди, отримані різноманітними методами, такими як геометрична прогресія, гармонічний, динамічний ряд тощо[3, 8]. Для автомобіля ГАЗ 31105 «Волга» з двигуном ЗМЗ 40621.1 значення інтервалів швидкостей на передачах, визначених за допомогою різних методів, наведені в таблиці 1.

Таблиця 1

Інтервали швидкостей за передачами при різних значеннях передаточних чисел коробки передач

Передаточні числа коробки передач, обрані за різними законами					
Передача	Базова	Геометрична прогресія	Гармонічний ряд	Динамічний ряд	Методика Токарева
1-а	3,786	3,786	0,794	3,786	3,786
2-а	2,188	2,562	1,949	3,176	1,985
3-я	1,304	1,734	1,313	1,588	1,323
4-а	1,00	1,173	0,989	1,059	0,9993
5-а	0,794	0,794	0,794	0,794	0,794
Інтервали швидкостей, м/с					
1-а	1,713 – 11,994	1,713 – 11,994	1,713 – 11,994	1,713 – 11,994	1,713 – 11,994
2-а	2,965 – 20,754	2,532 – 17,725	3,329 – 23,2	3,268-22,877	3,353 – 23,468
3-я	4,975 – 34,824	3,741 – 26,188	4,941 – 34,586	4,903-34,324	4,99 – 34,931
4-а	6,487 – 45,411	5,53 – 38,713	6,559 – 45,916	6,533-45,731	6,626 – 46,385
5-а	8,17 – 57,192	8,17 – 57,192	8,17 – 57,192	8,17-57,192	8,264 – 57,848

Проаналізувавши дані табл. 1, було обрано наступні значення інтервалів швидкостей від V_{Pi} до V_K за передачами: перша передача – 0 .. 11,994 м/с ; друга передача – 2 .. 20,0 м/с; третя передача – 4 .. 34,0 м/с; четверта передача – 6 .. 45,0 м/с; п'ята передача – 8 .. 53,5 м/с. У даному випадку включається весь швидкісний діапазон за передачами від мінімальної ω_{min} до максимальної ω_{max} частоти обертання колінчастого валу двигуна. Можливі й інші способи вибору швидкісних інтервалів за передачами, наприклад, від швидкості, що відповідає максимальному крутному моменту двигуна (при ω_M), до максимальної швидкості руху на передачі (при ω_{max}), від максимальної швидкості руху автомобіля на попередній передачі (при $\omega_{max(i-1)}$) до максимальної швидкості руху на даній передачі(при $\omega_{max i}$) тощо.

Менше значення кінцевої швидкості на п'ятій передачі пояснюється відсутністю дійсного значення оптимуму передаточного числа при більших значеннях швидкості.

Підставивши значення V_{II} і V_K для кожної передачі у вираз (5), побудовано графіки залежності часу розгону від значення передаточного числа коробки передач на кожній передачі (рис.1).

Після введення обмежень у функції $f(U)$ залишається тільки одна змінна – передаточне число коробки передач U_{KII} , що і є шуканим характеристичним критерієм (критерієм оптимальності). Для визначення цього критерію можна скористатися одним з методів теорії оптимізації для функції однієї змінної: методи виключення інтервалів (метод ділення інтервалу навпіл, метод золотого січення, метод рівномірного пошуку тощо), методи поліноміальної апроксимації (квадратична апроксимація, метод Пауела), методи з використанням похідних (метод Ньютона-Рафсона, метод середньої точки, метод січень) тощо [5, 9].

Метод «золотого січення» є достатньо ефективним і простим у порівнянні з іншими методами, оскільки він потребує найменшого числа оцінювань щодо досягнення однакової точності визначення оптимуму.

Метод «золотого січення» полягає в наступному (рис.2) [9]. На початковому відрізку $[a, b]$ обираються дві точки x_1 і x_2 так, щоб виконувалося співвідношення «золотого січення» цього відрізка:

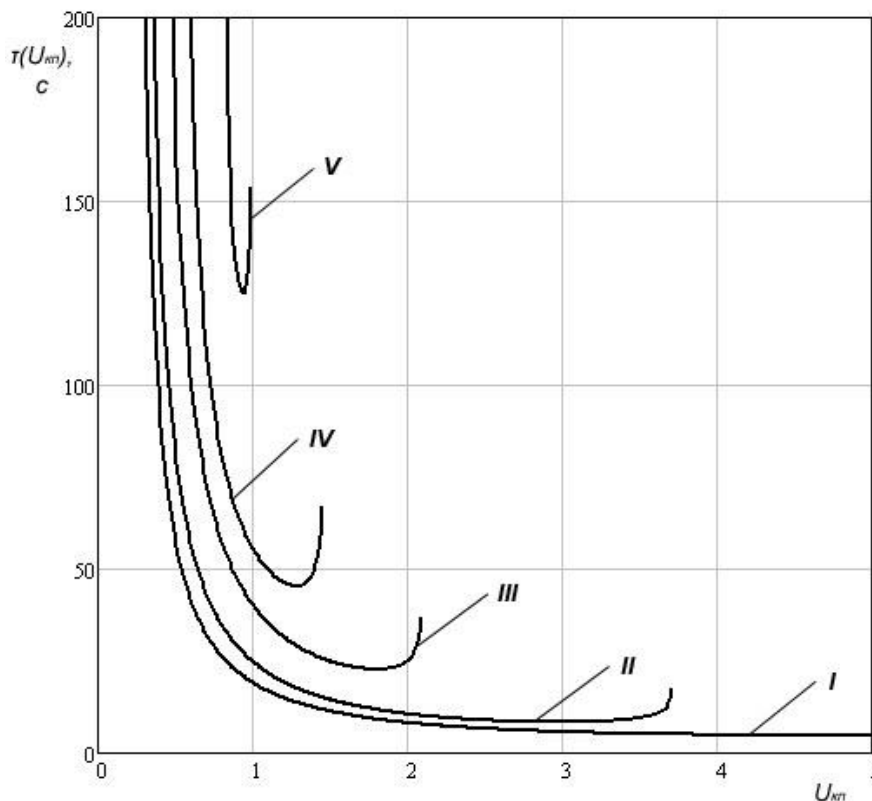


Рис. 1. Залежність часу розгону автомобіля ГАЗ 31105 «Волга» з двигуном ЗМЗ 40621.10 від передаточних чисел коробки передач

1. Якщо кількість пробних точок приймається рівною двом, то їх потрібно розміщувати на однакових відстанях щодо середини інтервалу.

2. Відповідно до загальної мінімаксної стратегії пробні точки необхідно розміщуватися в інтервалі за симетричною схемою таким чином, щоб відношення довжини підінтервала, що виключається, до величини інтервалу пошуку залишалось постійним.

3. На кожній ітерації процедури пошуку повинно знаходитися тільки одне значення функції в отриманій точці.

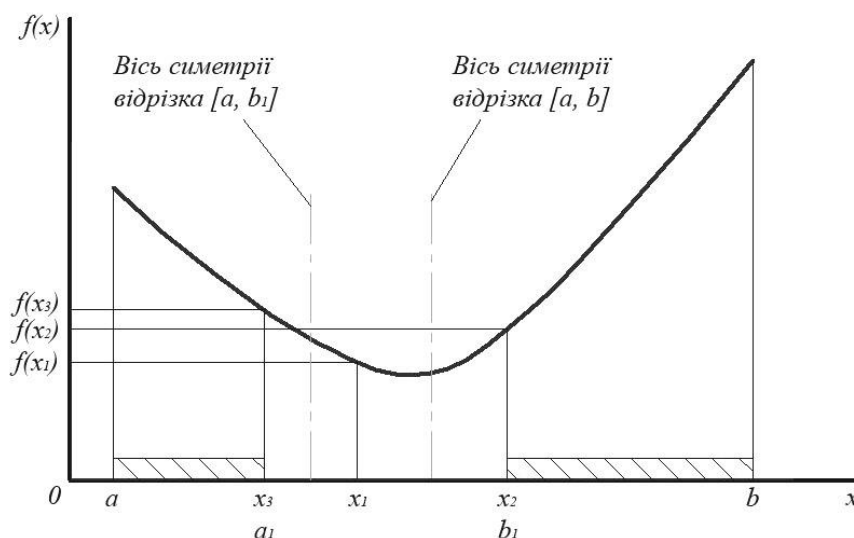


Рис. 2. Метод «золотого січення»

Обчислюються значення цільової функції в наступних точках – $f(x_1)$ та $f(x_2)$. Вони порівнюються, і з подальшого розгляду виключається відрізок, прилеглий до точки, що надає більшого значення цільової функції (тут відрізок $[x_2, b]$). Тобто вихідний відрізок $[a, b]$ «стягується» до відрізка $[a, b_1]$. Для цього нового відрізка знаходиться середина, і відносно неї, симетрично точці x_1 , ставиться точка x_3 . Для неї розраховується значення цільової функції $f(x_3)$ і порівнюється з $f(x_1)$. З подальшого розгляду знову виключається відрізок, прилеглий до точки з більшим значенням цільової функції, тут це відрізок $[a, x_3]$. Поточний відрізок «стягується» до нового відрізка, тут це $[a_1, b_1]$ і т.д.

Пошук за допомогою метода «золотого січення» може бути закінчено, виходячи із заданої кількості обчислень значень функції або по досягненню заданої відносної точності значення функції, що розглядається. Проте найбільш доцільним є використання обох критеріїв.

Використовуючи наведений метод оптимізації, за допомогою програмного середовища Mathcad 15 було визначено ряд передаточних чисел за умови мінімального часу розгону автомобіля до максимальної швидкості на прикладі автомобіля ГАЗ 31105 «Волга» з двигуном ЗМЗ 40621.10.

Отриманий ряд передаточних чисел було використано для розрахунків часу і шляху розгону до максимальної швидкості руху автомобіля за технічною характеристикою (173 км/год), результати якого наведені у таблиці 2.

Таблиця 2

Порівняння часу і шляху розгону до максимальної швидкості автомобіля ГАЗ 31105 «Волга» з двигуном ЗМЗ 40621.10 при різних рядах передаточних чисел коробки передач

Передаточні числа коробки передач, обрані за різними законами						
	Базова	Геометрична прогресія	Гармонічний ряд	Динамічний ряд	Методика Токарева	Розрахований ряд
1-а	3,786	3,786	3,786	3,786	3,786	3,786
2-а	2,188	2,562	1,949	3,176	1,985	2,98
3-я	1,304	1,734	1,313	1,588	1,323	1,8
4-а	1,00	1,173	0,989	1,059	0,993	1,29
5-а	0,794	0,794	0,794	0,794	0,794	0,95
Час/Шлях розгону до максимальної швидкості згідно з технічною характеристикою						
t, с	62,048	66,569	61,576	64,698	61,704	54,012
S, м	2162,531	2353,17	2144,005	2260,048	2150,312	1805,404

Висновки

Результати розрахунків показали, що ряд передаточних чисел, розрахований за методикою, що забезпечує мінімальний час розгону автомобіля до максимальної швидкості, дозволяє зменшити час розгону на 12,5% у порівнянні з базовим рядом передаточних чисел.

Список літератури

1. Куликов Н.К. Динамический ряд передаточных чисел коробки передач / Н.К. Куликов // Автомобильная промышленность –1958. – №12. – С. 19 – 22.
2. Анискин Л.Г. Методика выбора передаточных чисел трансмиссии автомобиля, обеспечивающих его разгон за минимальное время / Л.Г. Анискин, Х.Д. Квитко // Автомобильная промышленность –1963. – №10. – С. 25 – 29.
3. Пилипчук М.М. Оптимизация ряда передаточных чисел трансмиссии грузового автомобиля средней грузоподъемности при переоборудовании его на дизель: Автореф. дис. канд техн. наук: 05.22.02 / Укр. трансп. ун-т. – К., 1997 –24 с.
4. Павленко А.В. Перспективы улучшения скоростных свойств и топливной экономичности автомобилей КрАЗ / А.В. Павленко // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету. Наукові праці КДПУ. – Кременчук, КДПУ. – 2002. – Вип. 3(14). –С. 105 – 107.
5. Реклейтис Г. Оптимизация в технике. Том 1./ Реклейтис Г., Рейвиндран А., Рэгсдел К. – М.: Мир, 1986. – 348 с.
6. Кондрашкин А.С. Методика расчета передаточных чисел трансмиссии легкового автомобиля / Кондрашкин А.С., Умняшкин В.А., Филькин Н.М. // Автомобильная промышленность – 1986. – №2. – С. 16-17.
7. Сахно В.П. Математична модель для визначення тягово-швидкісних властивостей автомобіля при використанні двигунів різної потужності. / Сахно В.П., Корпач О.А. //Управління проектами, системний аналіз і логістика. – К.: НТУ – 2011. – Вип. 9. – С. 165-171
8. Токарев А.А. Гиперболический ряд передаточных чисел трансмиссии / Токарев А.А. // Автомобильная промышленность. – 1975. – №10. – С. 16-18.
9. Харчистов Б.Ф. Методы оптимизации. – Таганрог: Изд-во ТРТУ, 2004. – 140 с.

Сахно В.П., Корпач А.А. Методика определения ряда передаточных чисел коробки передач по показателям тягово-скоростных свойств автомобиля

Аннотация. В статье приведена методика определения ряда передаточных чисел коробки передач из условия минимального времени разгона автомобиля до максимальной скорости движения. Проведено сравнение разработанной методики с другими способами определения ряда передаточных чисел коробки передач.

Ключевые слова: коробка передач, передаточные числа, время разгона автомобиля

Sakhno V.P., Korpach O.A. Methods of determining the number of gear ratios of the gearbox on the traction-speed characteristics of the car

Abstract. The article describes methods of determining the number of transfer numbers gear box under minimal time acceleration to maximum speed. A comparison of the developed technique with other methods of determining the number of transfer numbers transmissions.

Keywords: gearbox, gear ratios, acceleration of the car

Стаття надійшла до редакції 27.04.2014 р.