

СТРУКТУРНІ ОСОБЛИВОСТІ РЯДІВ ПЕРЕДАТНИХ ВІДНОШЕНЬ В АВТОМОБІЛЬНИХ ТРАНСМІСІЯХ

О Гащук П. М., Нікіпчук С. В., 2016

Досліджуються можливості й засоби загальної ідентифікації структури рядів передатних відношень у сходинчастих трансмісіях автомобілів. Проводиться аналіз відповідності реальних рядів передатних відношень відомим фундаментальним числовим послідовностям. Запропоновано метод наочного порівняння структур рядів.

Ключові слова: автомобіль, трансмісія, передатне відношення, ряд відношень, прогресія.

Possibilities and facilities of general authentication of structure of rows of transmissions relations are explored in the gear transmissions of cars. The analysis of accordance of the real rows of transmissions relations to the known fundamental numerical sequences is conducted. The method of evident comparison of structures of rows is offered.

Key words: car, transmission, transmission relation, row of relations, progression.

Вступ. У процесі конструювання й удосконалення автомобіля завжди постає доволі складна проблема вмотивованого множення передач у сходинчастих трансмісіях [1–7]. Звісно, мала б існувати певна парадигма, що керує науковим мисленням у цьому напрямку, – хай хоч у формі стереотипів і переконань, що їх загалом визнає наукове співтовариство.

Мета роботи – розкрити найзагальніші тенденції, що усталилися в методології структурування рядів передатних відношень в автомобільних трансмісіях, та розпізнати наукову парадигму, якою ніби свідомо-несвідомо керується автомобільний світ стосовно удосконалення автомобільних приводів (а можливо, й навіть аргументовано заперечити існування такої парадигми).

Був час [8], коли збільшення кількості передач у механічній трансмісії автомобіля понад п'ять вважали нераціональним. Пояснення просте: зиск від можливості кращого використання потенцій двигуна у разі більшої кількості передач нівелюється через надмірне ускладнення конструкції трансмісії та помітне зростання кількості перемикачів передач та загальної тривалості перебування трансмісії у процесі перемикачів. Але згодом стала дуже помітною тенденція до збільшення кількості передач у трансмісії будь-якого за призначенням автомобіля. Щоправда, це стосується здебільшого коробок передач, які були піддані автоматизації-роботизації.

Отож, зазначена тенденція зачепила й автоматичні трансмісії, що вирізнялись колись меншою кількістю передач порівняно з механічними. Наприклад, на сучасних транспортних засобах використовують автоматичні трансмісії, що мають шість... дев'ять сходинок. Зокрема, компанії Nissan та Infiniti використовують від 2009 року семисходинчасті автоматичні трансмісії виробництва фірми JATCO. Японська фірма Aisin Warner (AW) розробила восьмисходинчасту автоматичну коробку передач для автомобілів з приводом на передні колеса і поперечним розташуванням двигуна. Така коробка передач використовується такими виробниками автомобілів, як Alfa Romeo, Cadillac, Citroen, Ford, Jaguar та ін. Ця сама фірма розробила восьмисходинчасту автоматичну коробку передач для автомобілів з приводом на

задні колеса і поздовжнім розташуванням двигуна, вмонтовану на автомобілі Lexus, Toyota, Audi, Porsche і Volkswagen. Німецька компанія ZF пропонує восьмисходиначасту автоматичну коробку передач для автомобілів з поздовжнім розташуванням двигуна і приводом на задні колеса та дев'ятисходиначасту – для автомобілів з приводом на передні колеса і поперечним розташуванням двигуна [7]. Фірма Mercedes також прогнозує далекоюсяжні перспективи використання дев'ятисходиначастих трансмісій.

У 2012 р. концерн Volkswagen, мабуть, вперше у світі втілює у серію на автомобілі Porsche 911 семисходиначасту механічну коробку передач. А вже під кінець 2014 р. на базі семисходиначастої (з силовим діапазоном 7,8) з'явилась десятисходиначаста автоматизована механічна коробка – преселективний (DSG)-робот (Direktschaltgetriebe, силовий діапазон – 10,6) з двома “мокрими” зчпниками (фрикційні елементи яких працюють в оливній ванні). Семисходиначаста скринька у тих самих габаритах перетворилась на десятисходиначасту завдяки додатковій шестерні на валу парних передач та двом додатковим перемикальним муфтам. Насправді ж різних варіантів поєднання шестерень виникло аж сімнадцять, але використовують тільки десять.

Особливо гостро стоїть проблема раціонального структурування рядів передатних відношень простих механічних коробок, що поєднують в собі невелику кількість передач – чотири чи п'ять. До того ж окремі передачі можуть мати особливий статус. Наприклад, кросоверам та позадорожникам пасує нижча “повзуча” передача. Швидкісним автомобілям потрібна окрема вища “швидкісна” передача для пересування швидкісними автобанами-гайвеями. То чи передатні відношення цих передач через свою особливість мають випадати із ряду певної структури?

Часто передатні відношення нижчої та вищої передач для нескладної трансмісії визначають, орієнтуючись суто на усталені режими пересування автомобіля. У такому разі існують підстави, щоб проміжні передачі вважати динамічно перехідними, такими, що використовуються здебільшого у режимах розгону автомобіля. Чи позначається цей факт якимось на структуруванні рядів передатних відношень у серійних автомобільних трансмісіях?

Загалом, якщо теорія й практика виробили якусь бездоганну концепцію оптимальності рядів передатних відношень, то її найлегше побачити саме на примітивних трансмісіях. І не обов'язково ця концепція повинна бути в усій повноті усвідомлена, вона, зрештою, може просто виражати досвід вдалих теоретичних розвідок і конструкторських проб. Але якщо така концепція існує, то чому б її не поширити й на складніші багатосходиначасті трансмісії?

Ряд передатних відношень як “сукупність середніх”. Кожне число у числовій послідовності, числовому ряду (не йдеться про перше й останнє у разі вирізаної послідовності, вирізаного ряду) можна тлумачити як у певному сенсі середнє двох (а може й більше) суміжних. Отже, формально передатне відношення трансмісії (чи лише коробки передач) можна розглядати як у термінах середнього (не йдеться про найнижчу і найвищу сходинок, найнижчий і найвищий ступені). Звісно справжнє середнє буває змістовнішим, ніж формально означене.

Суто для наочності звернімо увагу на таку примітивну задачу: з Києва до Львова автомобіль рухався зі швидкістю v_L , а згодом тією ж самою дорогою зі Львова до Києва – зі швидкістю v_K . Якою була середня швидкість руху автомобіля?

Обережному відразу спадає на думку припустити, що десь близько до значення $v_{sr(ar)} = (v_L + v_K)/2$. А насправді?

На подорож з Києва до Львова витрачений час $T_L = S/v_L$, а зі Львова до Києва – час $T_K = S/v_K$ (S – довжина шляху між містами). Тож середня швидкість пересування автомобіля становить

$$v_{sr} = \frac{2S}{T_L + T_K} = \frac{2S}{S/v_L + S/v_K} = \frac{2v_L v_K}{v_L + v_K}. \quad (1)$$

Величина $v_{sr(ar)} = (v_L + v_K)/2$ – це звичне середнє арифметичне величин v_L і v_K . Величину ж $v_{sr(gm)} = \sqrt{v_L v_K} \leq v_{sr(ar)}$ (рівність можлива лише у разі $v_L = v_K$) називають середнім геометричним. Це можемо побачити з такої формули:

$$v_{sr} = \frac{v_{sr(gm)}^2}{v_{sr(ar)}} < v_{sr(gm)} < v_{sr(ar)}.$$

Отож, виявилось, що фактичне середнє (1) додатних величин пов'язане з двома іншими різновидами середнього – арифметичним, геометричним, проте з жодним із них ніколи не збігається (якщо, звісно, $v_L \neq v_K$).

Але якщо справджується співвідношення

$$\frac{1}{v_{sr}} = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{v_L} + \frac{1}{v_K} \right) = \frac{v_L + v_K}{2v_L v_K}, \quad (2)$$

то величину v_{sr} (яка фігурує у виразі (2) для середнього арифметичного) називають середнім гармонічним величин v_L і v_K . Тож v_{sr} – це середнє гармонічне!

Наприклад: $v_L = 40$ км/год, $v_K = 60$ км/год. У такому разі:

$$v_{sr} = \frac{2 \cdot 40 \cdot 60}{40 + 60} = 48 \text{ км/год}, \quad v_{sr(gm)} = \sqrt{40 \cdot 60} \approx 49 \text{ км/год}, \quad v_{sr(ar)} = \frac{40 + 60}{2} = 50 \text{ км/год}.$$

Прогресії. Класичними прикладами дуже корисних числових рядів є арифметична прогресія першого порядку (з однаковими першими різницями):

$$a, a + r, a + 2r, \dots, a + (n-1)r; \quad (3)$$

геометрична прогресія

$$a, ar, ar^2, \dots, ar^{n-1}; \quad (4)$$

гармонічна прогресія

$$\frac{1}{a}, \frac{1}{a+r}, \frac{1}{a+2r}, \dots, \frac{1}{a+(n-1)r}, \quad (5)$$

де a – вільний член; r – твірний параметр.

Легко збагнути, що i -й ($1 < i < n$) член u_i ряду визначається через суміжні передуючий u_{i-1} і наступний u_{i+1} за формулою:

○ у разі арифметичної прогресії (3)

$$u_i = \frac{u_{i-1} + u_{i+1}}{2} = \frac{[a + (i-2)r] + [a + ir]}{2} = a + (i-1)r; \quad (6)$$

○ у разі геометричної прогресії (4)

$$u_i = \sqrt{u_{i-1} u_{i+1}} = \sqrt{[ar^{i-2}][ar^i]} = ar^{i-1}; \quad (7)$$

○ у разі гармонічної прогресії (5)

$$\frac{1}{u_i} = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{u_{i-1}} + \frac{1}{u_{i+1}} \right) = \frac{1}{2} ([a + (i-2)r] + [a + ir]) = a + (i-1)r. \quad (8)$$

Не дивно, що величини u_k , які задовольняють умови (6)–(8), називаються середніми – відповідно арифметичним, геометричним, гармонічним. До слова, сума n членів геометричної прогресії дорівнює числу $a(1-r^n)/(1-r)$. І у разі $r^2 < 1$ сума нескінченної кількості членів ряду такого порядку становитиме $a/(1-r)$. Ця величина може правити за параметр навіть скінченного ідеального геометричного ряду.

Узагальнюючи, середнім арифметичним n величин u_k , $k = \overline{1, n}$ називають величину $u_{sr} = \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n u_k$, середнім геометричним – величину $u_{sr} = \left(\prod_{k=1}^n u_k \right)^{1/n}$, середнім гармонічним – величину u_{sr} , що задовольняє умову $\frac{1}{u_{sr}} = \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n \frac{1}{u_k}$. У разі додатних u_k , $k = \overline{1, n}$:

$$\frac{1}{n} \sum_{k=1}^n u_k \geq \left(\prod_{k=1}^n u_k \right)^{1/n} \geq \frac{n}{\sum_{k=1}^n \frac{1}{u_k}}, u_k > 0.$$

Рівність виникає хіба що тоді, коли усі $u_k > 0$, $k = \overline{1, n}$ однакові. Але до побудови ряду передатних відношень на основі поняття загального середнього радше не доходить.

Реальні ряди передатних відношень на тлі прогресій. Позначаючи $x = u_{i+1}/u_{i-1}$, $y = u_i/u_{i-1}$, вирази (6), ..., (8) можна подати у вигляді таких співвідношень:

$$y = \frac{1+x}{2}, y = \sqrt{x}, y = \frac{2x}{1+x}. \quad (9)$$

У [9], натомість, коли співвідносили передатні відношення (лише) першої, другої, третьої сходинки коробок передач шести різних автомобілів, за ідентифікаційні координати брали такі величини: $x'' = u_i/u_{i+1}$, $y'' = u_{i-1}/u_i$. Але можна керуватися й оберненими ідентифікаційними координатами $x' = u_{i+1}/u_i$, $y' = u_i/u_{i-1}$. Отож, матимемо такі аналоги виразів (9):

$$y' = \frac{1}{2-x'}, y' = x', y' = 2 - \frac{1}{x'}. \quad (10)$$

Співвідношення (9) і (10) графічно відображені на рис. 1: через Ap , Gm , Gr , Apr позначено лінії, що відповідають арифметичному, геометричному, гармонічному рядам та арифметичному ряду передатних відношень т. зв. примітивної коробки передач [10].

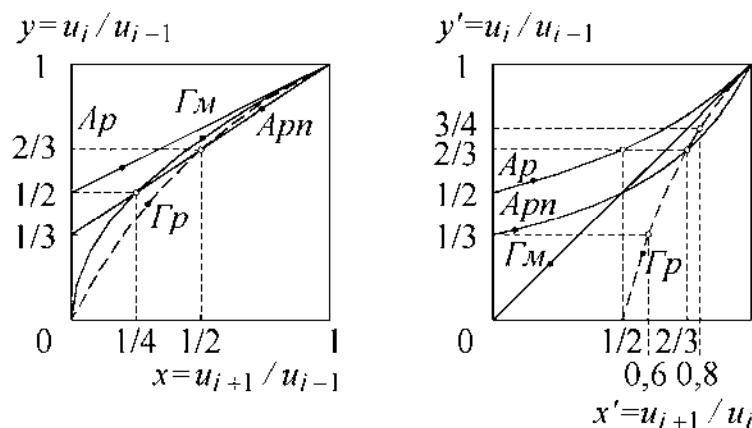


Рис. 1. Координатні системи для відображення передатних відношень

Візьмімо за приклад ряд передатних відношень u_i у механічній з ручним перемиканням коробки п'яти передач легкового автомобіля Volkswagen Polo Sedan (u_{3X} і u_0 – передатне відношення скриньки на передачі заднього ходу і передатне відношення головної передачі):

$$u_1 / u_2 / \dots / u_5 // u_{3X} // u_0 = 3,46 / 1,96 / 1,28 / 0,88 / 0,67 // -3,18 // 4,55. \quad (11)$$

Вважаючи заданими параметри $u_1 = 3,46$ та $u_5 = 0,67$, реальному ряду (11) поставимо у відповідність ідеальний геометричний (див. (4); $a = 3,46$, $r = 0,663$):

$$u_1 / u_2 / \dots / u_5 // u_{3X} // u_0 = 3,46 / 2,29 / 1,52 / 1,01 / 0,67 // -3,18 // 4,55; \quad (12)$$

ідеальний арифметичний (див. (3); $a = 3,46$, $r = -0,698$):

$$u_1 / u_2 / \dots / u_5 // u_{3X} // u_0 = 3,46 / 2,76 / 2,06 / 1,39 / 0,67 // -3,18 // 4,55; \quad (13)$$

ідеальний гармонічний (див. (5); $a = 1/u_1 = 1/3,46$, $r = 0,301$):

$$u_1/u_2/.../u_5//u_{3X}///u_0 = 3,46/1,69/1,12/0,84/0,67//3,18///4,55. \quad (14)$$

Скидається на те, що реальний ряд (11) найближчий до гармонічного (14) і далекий від арифметичного (13). Натомість геометричний ряд (12) помітно відхиляється від реального, але привабливий тим, що (можна вважати) містить ніби безпосередню (пряму) передачу: $u_4 = 1,01 \approx 1$.

Очевидно, ряди передатних відношень можна відобразити точками з координатами:
арифметичний –

$$x = \frac{u_{k+1}}{u_{k-1}} = \frac{a/r+k}{a/r+k-2}, \quad y = \frac{u_k}{u_{k-1}} = \frac{a/r+k-1}{a/r+k-2};$$

геометричний –

$$x = \frac{u_{k+1}}{u_{k-1}} = r^2, \quad y = \frac{u_k}{u_{k-1}} = r;$$

гармонічний –

$$x = \frac{u_{k+1}}{u_{k-1}} = \frac{a/r+k-2}{a/r+k}, \quad y = \frac{u_k}{u_{k-1}} = \frac{a/r+k-2}{a/r+k-1}.$$

Те саме можна зробити точками:

– арифметичний ряд $x' = \frac{u_{k+1}}{u_k} = \frac{a/r+k}{a/r+k-1}, \quad y' = \frac{u_k}{u_{k-1}} = \frac{a/r+k-1}{a/r+k-2};$

– геометричний ряд $x' = \frac{u_{k+1}}{u_k} = r, \quad y' = \frac{u_k}{u_{k-1}} = r;$

– гармонічний ряд $x' = \frac{u_{k+1}}{u_k} = \frac{a/r+k-1}{a/r+k}, \quad y' = \frac{u_k}{u_{k-1}} = \frac{a/r+k-2}{a/r+k-1}.$

Наочне уявлення про структуру ряду передатних відношень коробки передач автомобіля Volkswagen Polo Sedan дає рис. 2. Увесь ідеальний геометричний ряд відображається єдиною точкою G . Натомість ідеальний арифметичний ряд “розсипається” точками на лінії Ap , а ідеальний гармонічний ряд – точками на лінії Gr . На рис. 2 справа пряма Γm – вісь симетрії ліній Ap та Gr . Реальний ряд відображають затемнені точки, які лягають ближче до лінії Γp гармонічного ряду, ніж до лінії Γm геометричного ряду. Але найближче ці точки розташовані все ж до лінії Apn , так би мовити, примітивної арифметичності. Про звичайну “арифметичність” ряду взагалі не йдеться.

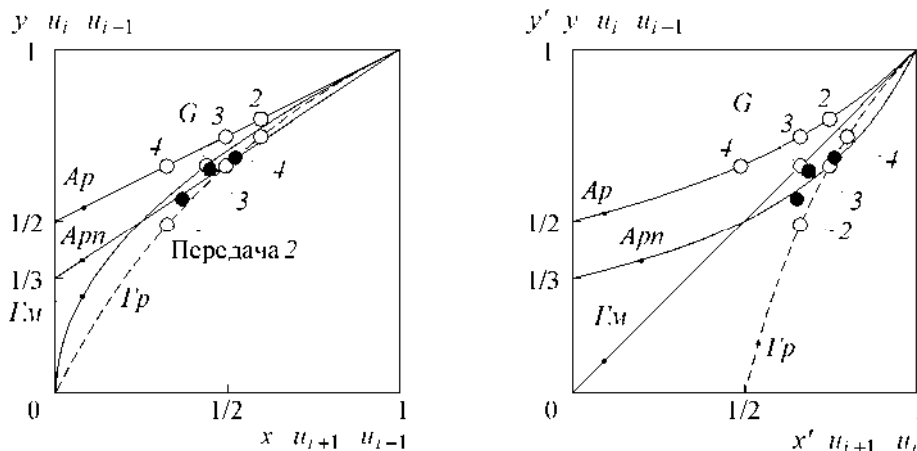


Рис. 2. Відображення рядів передатних відношень скриньки передач автомобіля Volkswagen Polo Sedan

Легко оцінити різні відхилення від ідеального геометричного ряду, відображуваного в окреслених щойно системах координат єдиною точкою G . По-перше, реальний ряд може відображати також єдина точка, але яка, не належить лінії геометричності Γ_m . По-друге, ряд може відобразитися роєм точок, не усі з яких належні лінії Γ_m (або ж усі їй не належні). По-третє, реальному ряду можуть відповідати різні точки, але обов'язково належні лінії Γ_m . В останньому випадку доречно говорити про неідеальний геометричний ряд, або просто про геометричний ряд.

Звісно, можна побудувати системи координат, у яких або ідеальний арифметичний ряд відобразитиметься однією-єдиною точкою, або ідеальний гармонічний ряд. У такому разі можна було б ідентифікувати ще інші різновиди відхилень від фундаментальних числових послідовностей.

Реальні ряди передатних відношень простих скриньок передач. Звернімося до автомобілів минулих років, коли в теорії автомобіля сповідувався принцип дотримання відповідності рядів передатних відношень фундаментальним числовим прогресіям. Коробки передач цих автомобілів мають здебільшого чотири-п'ять передач:

- легкові автомобілі:

BMW 1600-2 (BMW 2002, BMW 1800, BMW 2000) – $u_1/u_2/\dots = 3,84/2,05/1,35/1,00$;

BMW 2500 (BMW 2800, BMW 2800 CS) – $3,85/2,12/1,38/1,00$;

MB 200 – $3,90/2,30/1,41/1,00$;

MB 280 SE – $3,96/2,34/1,43/1,00$;

MB 600 – $3,98/2,46/1,58/1,00$;

Opel Kadett – $3,87/2,24/1,43/1,00$;

Opel Record (Opel Commodore) – $3,43/2,15/1,37/1,00$;

Porsche 911 S – $3,09/1,78/1,22/0,93/0,759$,

- вантажівки:

MB LP 608 – $7,31/4,23/2,53/1,55/1,00$;

MB LP 608 – $8,98/4,77/2,75/1,66/1,00$;

MB LP 608 – $6,11/3,24/2,19/1,47/1,00$.

Сукупно передатні відношення усіх коробок передач відображено точками на рис. 3. Очевидно, що наведені діаграми загалом не ідентифікують якихось особливих стійких тенденцій у структуруванні рядів передатних відношень. Можна, щоправда, помітити, що передатні відношення трансмісій вантажівок тяжіють до геометричної рядності, але виринають також і гармонічна структура, і примітивна арифметичність.

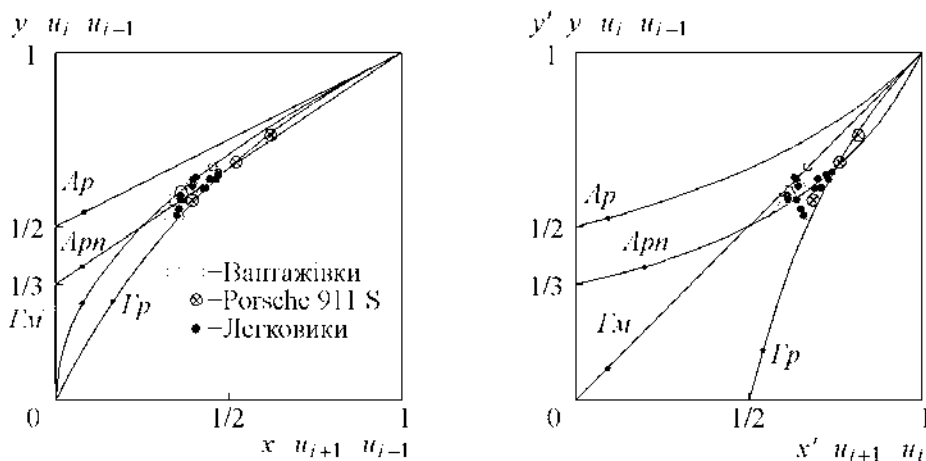
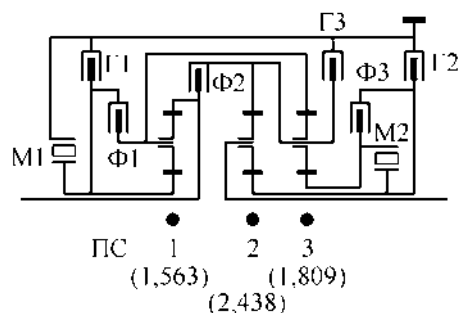


Рис. 3. Сукупна оцінка структури рядів передатних відношень механічних трансмісій

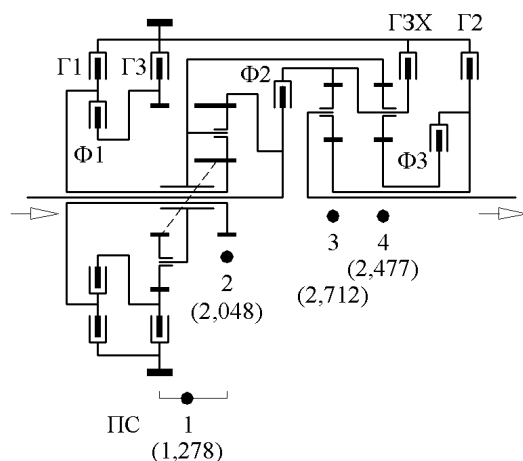
Легковий автомобіль Porsche 911 S розглядається окремо від інших легковиків як такий, що беззастережно “визнає” тільки гармонічний лад у своїй трансмісії. Але водночас не дуже передатні відношення уникають і “примітивно” арифметичного ладу. Загалом у рядах передатних відношень коробок передач не віднайти переважання якогось одного принципу їх структурування.

Автоматичні трансмісії. У разі структурування автоматичних трансмісій перевагу віддають планетарним механізмам з чотирма (а не з трьома, як зазвичай) ступенями свободи. Очевидно, що (у разі фіксованої загальної кількості фрикційних елементів керування трансмісією з чотирма ступенями свободи) вмикання певної передачі потребує вмикання трьох елементів (а не двох), а це усуває втрати енергії у фрикційних елементах, що перебувають у вимкненому стані. Такого стибу п'ятисходінчаста автоматична з чотирма ступенями вільності скринька передач Mercedes 722.6 (рис. 4) з'явилася ще у 1990-ті роки. Вона містить три планетарні строї ПС (в дужках – кінематичний параметр строю), три фрикціони Ф, три гальма Г, дві муфти вільного бігу М, які уможливають рух автомобіля накатом, без гальмування двигуном. Величина η – це коефіцієнт корисної дії, що “зважає” лише на втрати енергії у зубчастому зачепленні (тобто не бере до уваги втрати енергії у вальниціях та вимкнених елементах перемикачів передач).



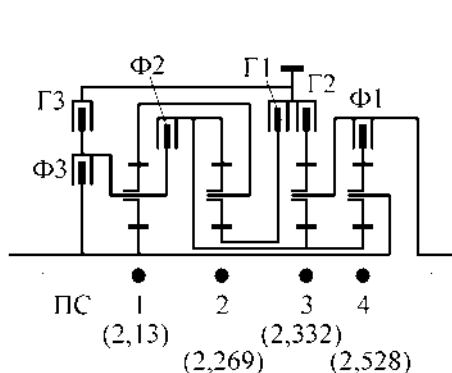
| П | u | Ф1 | Ф2 | Ф3 | Г1 | Г2 | Г3 | М1 | М2 | h |
|-----|-------|----|----|----|----|----|----|----|----|-------|
| 1 | 3,59 | | | • | • | • | | • | • | 0,97 |
| 2 | 2,19 | • | | • | | • | | | • | 0,98 |
| 3 | 1,41 | • | • | | | • | | | | 0,99 |
| 4 | 1,00 | • | • | • | | | | | | 1,00 |
| 5 | 0,83 | | • | • | • | | | • | | 0,987 |
| N | – | | | • | • | | | | | – |
| 3X1 | –3,16 | | | • | • | | • | • | | 0,94 |
| 3X2 | –1,93 | • | | • | | | • | | | 0,95 |

Mercedes 722.6



| П | u | Ф1 | Ф2 | Ф3 | Г1 | Г2 | Г3 | Г3X | h |
|-----|--------|----|----|----|----|----|----|-----|-------|
| 1 | 4,377 | | | • | | • | • | | 0,972 |
| 2 | 2,859 | | | • | • | • | | | 0,974 |
| 3 | 1,921 | • | | • | | • | | | 0,983 |
| 4 | 1,368 | • | • | | | • | | | 0,992 |
| 5 | 1,000 | • | • | • | | | | | 1,000 |
| 6 | 0,820 | | • | • | • | | | | 0,987 |
| 7 | 0,728 | | • | • | | | • | | 0,983 |
| N | – | | | • | | | • | | – |
| 3X1 | –3,416 | | | • | | | • | • | 0,938 |
| 3X2 | –2,231 | | | • | • | | | • | 0,939 |

Mercedes 722.9



| П | u | Ф1 | Ф2 | Ф3 | Г1 | Г2 | Г3 | h |
|----|--------|----|----|----|----|----|----|-------|
| 1 | 5,503 | | • | | • | • | | 0,960 |
| 2 | 3,333 | • | • | | | • | | 0,979 |
| 3 | 2,315 | • | | | • | • | | 0,970 |
| 4 | 1,661 | | | • | • | | | 0,980 |
| 5 | 1,211 | • | | • | • | | | 0,988 |
| 6 | 1,000 | • | • | • | | | | 1,000 |
| 7 | 0,865 | | • | • | • | | | 0,992 |
| 8 | 0,717 | | • | • | | | • | 0,991 |
| 9 | 0,601 | | | • | • | • | • | 0,981 |
| 3X | –4,932 | | | | • | • | • | 0,941 |

Mercedes 9G-Tronic

Рис. 4. Кінематичні схеми й карти перемикачів механічних частин автоматичних скриньок передач: п'ятисходінчастої Mercedes 722.6; семисходінчастої Mercedes 722.9; дев'ятисходінчастої Mercedes 9G-Tronic

Чим більше елементів керування перебувають в увімкненому стані, тим більшого значення набуває загальний коефіцієнт корисної дії трансмісії на увімкненій передачі. Але привертає увагу те, що фрикціон ФЗ вимкнений лише на третій передачі переднього ходу (див. карту перемикачів на рис. 4). Тож виникає бажання з'єднати ланки скриньки не через цей фрикціон, а безпосередньо, відмовляючись від однієї передачі. Цікаво, що один лише додатковий планетарний стрій дав змогу перетворити шестисходиначасту коробку передач 722.6 на дев'ятисходиначасту 9G-Tronic та розширити при цьому кінематичний діапазон удвічі – від 4,325 до 9,156.

Аналізуючи сукупно ряди передатних відношень в п'ятисходиначастій Mercedes 722.6, семисходиначастій Mercedes 722.9, дев'ятисходиначастій Mercedes 9G-Tronic коробках передач (див. рис. 4), можна зауважити доволі стійкі та водночас ніби й неоднозначні тенденції (рис. 5). З одного боку, точки, що ідентифікують передатні відношення, лягають радше на пряму Apn , більше тяжіють до неї. Але, з іншого, – помітними є ознаки ніби й геометричного, а ніби й гармонічного.

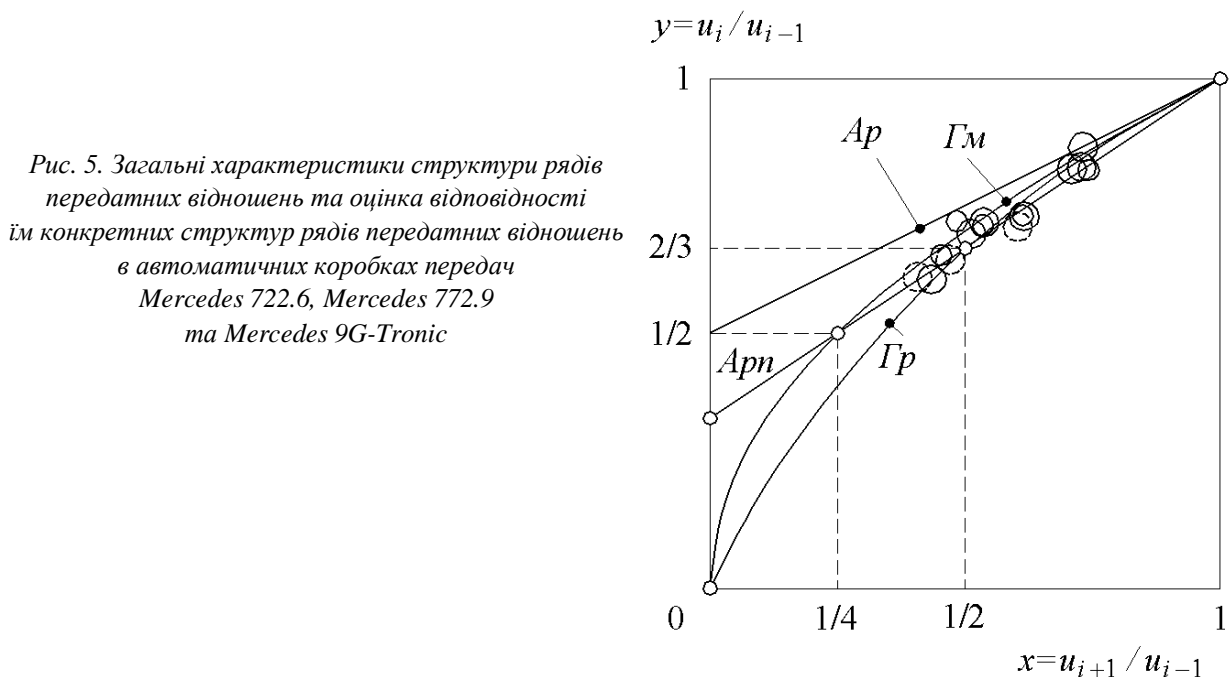


Рис. 5. Загальні характеристики структури рядів передатних відношень та оцінка відповідності їм конкретних структур рядів передатних відношень в автоматичних коробках передач Mercedes 722.6, Mercedes 722.9 та Mercedes 9G-Tronic

Отже, наведені результати аналізу засвідчують, що чітко окресленої парадигми в теорії автомобіля, яка б нав'язувала “правильне” розуміння параметричної досконалості сходиначастой автомобільної трансмісії, не існує. Можна навіть наполягати на тому, що підходи до параметричної оптимізації автомобільної трансмісії, що висувують на передній план бажання підвищити динамічність розгону автомобіля чи покращити загалом його швидкісні властивості [11–15], губляться в масиві інших, погано означуваних бажань і устремлінь.

Висновки. Дуже наочними засобами, як з'ясувалося, можна ідентифікувати структуру будь-якого ряду передатних відношень автомобільної трансмісії будь-якого штибу (механічної, гідромеханічної, роботизованої тощо). На підставі результатів проведеного аналізу доходимо висновку, що не існує якоїсь твердої парадигми, якою б доцільно чи обов'язково було керуватись у процесі параметричної оптимізації трансмісії й автомобіля загалом. У методології структурування рядів передатних відношень в автомобільних трансмісіях існує певний різнобій-хаос, який дає підстави трактувати досконалість трансмісії на свій лад, спираючись на просту логіку і вдаючись до зручного алгоритму параметричної оптимізації та не переймаючись особливо змістовним аспектом досконалості автомобіля. Найпривабливішим є алгоритм структурування трансмісії на основі

критерію оптимальності, який “закликає” добром передатних відношень забезпечити якнайдинамічніший розгін автомобіля.

1. Mitschke M., Wallentowitz H. *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. – Springer, 2010. – 709 s.
2. Jazar R. N. *Vehicle Dynamics: Theory and Application*. – New York: Springer Science+Business Media, LLC, 2008. – 1015 p.
3. Сахно В. П., Безбородова Г. Б., Маяк М. М., Шарай С. М. *Автомобілі: тягово-швидкісні властивості та паливна економічність*. – К.: Вид-во “КВІЦ”, 2004. – 174 с.
4. Гацук П. Н. *Энергетическая эффективность автомобиля*. – Львов: Світ, 1992. – 208 с.
5. Павленко О. В. *Покращення швидкісних властивостей автомобілів КрАЗ за рахунок оптимізації передаточних чисел трансмісії: дис... канд. техн. наук*. – К., 1985. – 150 с.
6. Schubert K. *Bewertung unterschiedlicher Antriebsaggregate in Nutzfahrzeugen durch rechnerische Methoden* // *ATZ Automobiltechnische Zeitschrift* 79 (1977) 5. – S. 181–186.
7. Lechner G., Staberoh U. *Optimierung des Systems Fahrzeug–Getriebe durch Simulationsrechnungen* // *ATZ Automobiltechnische Zeitschrift* 79 (1977) 5. – S. 189–190, 193.
8. Яковлев В. А., Диваков Н. В. *Теория автомобиля*. – М.: Высш. шк., 1962. – 300 с.
9. Зимелев Г. В. *Теория автомобиля*. – М.: Военное издательство Министерства обороны Союза ССР, 1957. – 456 с.
10. Гацук П. Н. *Энергопреобразующие системы автомобиля: идентификация и анализ*. – Харьков: РИО ХГАДТУ, 1998. – 272 с.
11. Анискин Л. Г., Квитко Х. Д. *Методика выбора передаточных чисел трансмиссии автомобиля, обеспечивающих его разгон за минимальное время* // *Автомобильная промышленность*. – 1963. – № 10. – С. 25–29.
12. Гаевский Е. А. *Теоретические основы создания механических трансмиссий с согласованными динамическими параметрами транспортных машин: автореф. дис... д-ра техн. наук: 05.05.03 / Моск. автодор. ин-т*. – М., 1992. – 36 с.
13. Квитко Х. Д. *Исследование влияния ряда передаточных чисел на скоростные возможности автомобиля: автореф. дис. ...канд. техн. наук*. – Челябинск, 1963. – 28 с.
14. Квитко Х. Д. *Методика выбора передаточных чисел трансмиссии автомобиля, обеспечивающих его разгон за минимальное время* // *Автомобильная промышленность*. – 1963. – № 10. – С. 25–29.
15. Громов Д. И., Гилелес Л. Х. *Расчет ряда передаточных чисел трансмиссии по условию минимума времени разгона автомобиля* // *Автомобильная промышленность*. – 1969. – № 11. – С. 20–22.