

ДИНАМІКА АВТОМОБІЛЯ З ДИСКРЕТНО-ЗМІННОЮ І НЕПЕРЕРВНО-ЗМІННОЮ ТРАНСМІСІЄЮ

© Миськів Т. Г. , 2017

Значне покращення конструкції варіаторів спричинило збільшення на ринку частки автомобілів з неперервно-змінною трансмісією.

Оскільки немає жодних передач, щоб зв'язати задану швидкість руху з кутовою швидкістю двигуна, неперервно-змінна трансмісія дає змогу змінювати кутову швидкість двигуна, як це необхідно, аби отримати доступ до максимальної потужності, а також максимальну ефективність використання палива. Розглянуто структуру, отримано залежності та показана ефективність автомобіля з неперервно-змінною трансмісією.

Ключові слова: конструкція варіаторів, трансмісія, двигун .

T. Myskiv

VEHICLE DYNAMICS WITH DISCRETE-VARIABLE AND CONTINUOUSLY-VARIABLE TRANSMISSION

Significant design improvements variators caused an increase in the market share of cars with a continuously-variable transmission.

Because there are no gears to tie a given road speed directly to a given engine speed, the continuously-variable transmission can vary the engine speed as needed to access maximum power as well as maximum fuel efficiency. Considered the structure, received dependence and shows the effectiveness of the car with continuously variable transmission.

Key words: design of variators, transmission, engine.

Постановка проблеми. Як джерело енергії у приводі переважно застосовують поршневий двигун внутрішнього згоряння, характеристика якого є далекою від ідеальної, тож вона повинна бути перетворена в трансмісії, аби задовольняти дві умови:

1) повинен бути змінений перебіг обертового моменту так, аби він наблизився до “ідеального”;

2) повинна бути усунута прогалина між нульовою і мінімальною кутовими швидкостями, аби можна було рушати із стану спокою.

Стосовно першої умови розрізняють перетворювачі: з дискретно-змінним передатним числом – ступенева коробка передач, чи DVT (Discrete Variable Transmission) і з неперервно-змінним передатним числом – варіатор, чи CVT (Continuously Variable Transmission).

Друга умова перетворення характеристики двигуна виконується за допомогою зчеплення чи гідротрансформатора.

У випадку співпраці поршневого двигуна внутрішнього згоряння з варіатором, що може неперервно змінювати передатне число, одна лінія характеристики двигуна дає поле, відповідно одна точка дає лінію на виході варіатора. Це означає, що двигун може постійно працювати в вибраному діапазоні: максимальної ефективності використання палива, максимальної потужності чи максимального обертового моменту. Нові матеріали та сучасні електронні системи керування уможливили поширення варіаторів на автомобілях різних класів, тож для глибшого розуміння їх переваг необхідний динамічний аналіз автомобіля з дискретно-змінною і неперервно-змінною трансмісією.

Аналіз відомих досліджень і публікацій. З історії неперервно-змінної трансмісії [1] відомо, що ідею варіатора відобразив у своїх рукописах ще Леонардо да Вінчі у 1490 році. Автоматична трансмісія з варіатором вперше з'явилася в 1958 році на автомобілях DAF 600, яких було продано майже мільйон протягом 20 років. Спроекував і виготовив цю CVT, названу Variomatic, співзасновник компанії DAF Hub van Doorne [2]. Технологічні обмеження не давали змоги використовувати двигуни потужністю понад 75 кВт, що стало можливим після заміни гумового паса на сталевий у другому поколінні CVT, а також з появою тороїдного варіатора компанії Nissan. Таке покращення варіаторів наприкінці 1990-х – на початку 2000-х років спричинило поширення CVT на легкових автомобілях майже всіх автовиробників: від мінікара Toyota IQ до Mercedes-Benz A-Class чи великого позашляховика Nissan Murano [3, 4].

Постановка задачі. Метою статті є динамічний аналіз автомобіля Mitsubishi Lancer з дискретно-змінною і неперервно-змінною трансмісією.

Основний матеріал. Схеми обох типів трансмісій автомобіля Mitsubishi Lancer показано на рис. 1, 2.

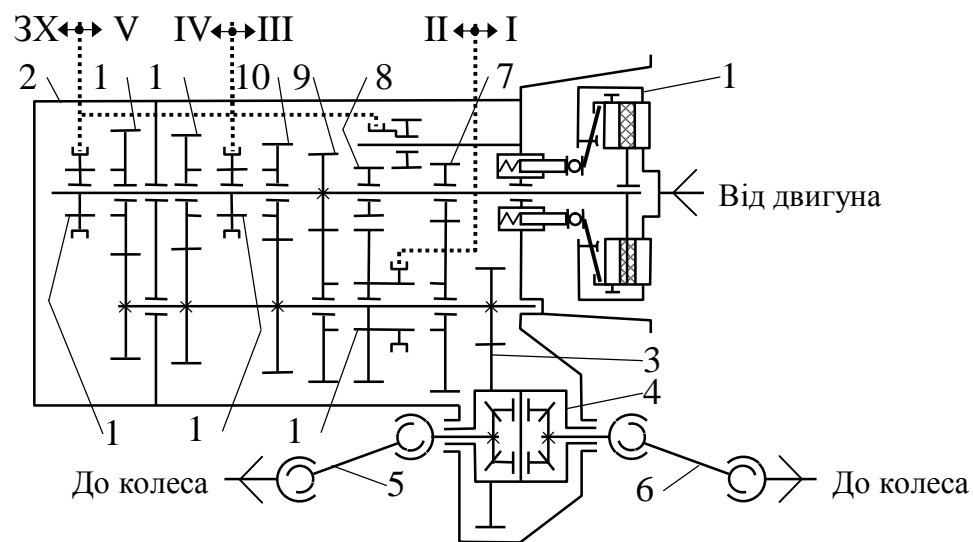


Рис. 1. Схема дискретно-змінної трансмісії автомобіля Mitsubishi Lancer:

1 – зчеплення; 2 – коробка передач; 3 – головна передача; 4 – диференціал; 5, 6 – півосі; 7 – шестерня першої передачі; 8 – шестерня передач заднього ходу; 9, 10, 11, 12 – шестерні відповідно другої, третьої, четвертої і п'ятої передачі; 13, 14, 15 – зубчасті муфти синхронізаторів

У дискретно-змінній трансмісії сучасного легкового автомобіля з переднім приводом (див. рис. 1) зазвичай застосовують зчеплення 1, ступеневу коробку передач 2, головну передачу 3, міжколісний диференціал 4 і півосі 6, 7 із синхронними карданними шарнірами.

За неперервно-змінної трансмісії (див. рис. 2) завдяки гідротрансформатору 1 відбувається плавне рушання з місця, після чого він блокується, а швидкість автомобіля змінюється із зміною передатного числа варіатора чи кутової швидкості двигуна. Планетарна передача 2 забезпечує: нейтральну передачу (вимкнені фрикціон переднього ходу 14 і гальмо заднього ходу 15), перемикання переднього ходу (ввімкнений тільки фрикціон переднього ходу 14), перемикання заднього ходу (ввімкнене тільки гальмо заднього ходу 15).

Технічну характеристику автомобіля Mitsubishi Lancer з двома типами трансмісій наведено в таблиці.

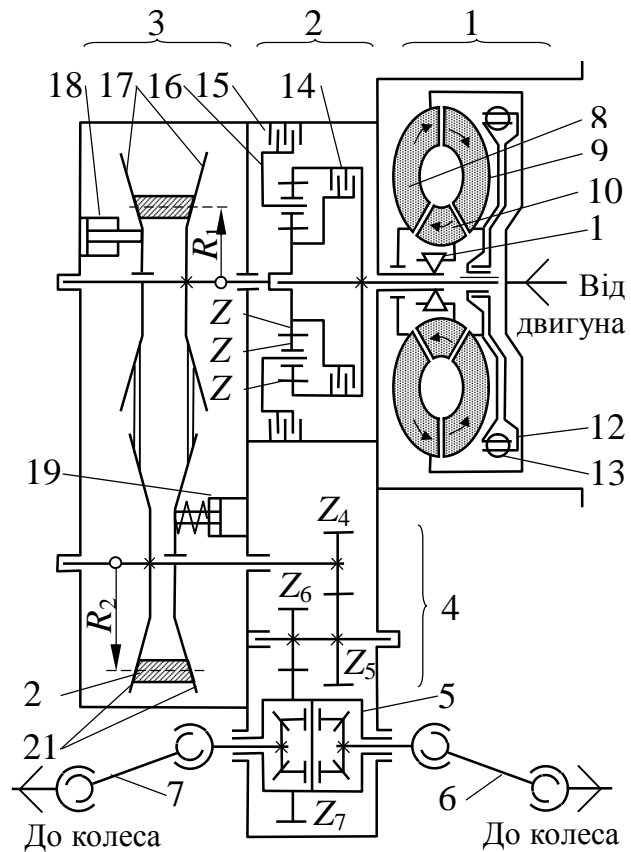


Рис. 2. Схема неперервно-змінної трансмісії автомобіля Mitsubishi Lancer:

- 1 – гідротрансформатор; 2 – планетарна передача; 3 – варіатор; 4 – головна передача; 5 – диференціал; 6, 7 – півосі; 8, 9, 10 – насос, турбіна і реактор; 11 – муфта вільного ходу; 12 – фрикційна муфта блокування гідротрансформатора; 13 – пружина демпфера; 14, 15 – фрикціон переднього ходу і гальмо заднього ходу планетарної передачі; 16 – водило; 17, 21 – відний і повідний шківів; 18, 19 – привод зміни ширини канавок шківів; 20 – пас

Технічна характеристика автомобіля Mitsubishi Lancer

Споряджена маса автомобіля m_0 , кг	1350	
Повна маса автомобіля m_a , кг	1850	
Тип двигуна	бензиновий	
Максимальна потужність двигуна N_{\max} , Вт	110000	
Частота обертання за максимальної потужності, n_N , об/хв	6000	
Максимальний обертовий момент T_{\max} , Н·м	198	
Частота обертання за максимального обертового моменту n_T , об/хв	4250	
Шини	205/60R16	
Радіус колеса R , м	0,326	
Коефіцієнт опору руху колеса f_k	0,01	
Добуток коефіцієнта опору повітря і лобової площі $c_x \cdot A$, м ²	0,6120	
Тип трансмісії	DVT	CVT
Коефіцієнт корисної дії механічної трансмісії, $\eta_{\text{мт}}$	0,92	0,88
Передатні числа коробки передач u_i , $i = \overline{1; 5}$	3,538/1,913/1,333/1,028/0,82	
Гідротрансформатор: збільшення обертового моменту під час рушання $K_{i=0}$	–	
Передатні числа варіатора: $u_{\text{в max}}/u_{\text{в min}}$	2,349/0,394	
Передатне число головної передачі u_0	4,235	

Максимально досяжні ефективна потужність N_e та обертовий момент T_e поршневого двигуна внутрішнього згорання є функціями кутової швидкості ω_e : $N_e = N_e(\omega_e)$; $T_e = T_e(\omega_e)$, які можна описати поліномами третього і другого порядків [5].

$$N_e = a \cdot N_1 \cdot \omega_e + b \cdot N_2 \cdot \omega_e^2 + c \cdot N_3 \cdot \omega_e^3; N_1 = \frac{N_{\max}}{\omega_N}; N_2 = \frac{N_{\max}}{\omega_N^2}; N_3 = \frac{N_{\max}}{\omega_N^3}, \quad (1)$$

$$T_e = \frac{N_e}{\omega_e} = a \cdot N_1 + b \cdot N_2 \cdot \omega_e + c \cdot N_3 \cdot \omega_e^2. \quad (2)$$

Коефіцієнти a, b, c є сталими для цього двигуна і визначаються за формулами:

$$a = \frac{k_T \cdot k_\omega \cdot (2 - k_\omega) - 1}{k_\omega \cdot (2 - k_\omega) - 1}; b = -\frac{2 \cdot k_\omega \cdot (k_T - 1)}{k_\omega \cdot (2 - k_\omega) - 1}; c = \frac{k_\omega^2 \cdot (k_T - 1)}{k_\omega \cdot (2 - k_\omega) - 1},$$

де k_ω і k_T – коефіцієнти пристосованості двигуна відповідно за кутовою швидкістю і за обертовим моментом:

$$k_\omega = \omega_N / \omega_T,$$

$$k_T = T_{\max} / T_N.$$

За технічною характеристикою автомобіля Mitsubishi Lancer визначаємо характерні кутові швидкості двигуна:

- за максимальної потужності $\omega_N = \pi \cdot n_N / 30 = 3,14 \cdot 6000 / 30 = 628,0$ рад/с,
- за максимального обертового моменту $\omega_T = \pi \cdot n_T / 30 = 3,14 \cdot 4250 / 30 = 444,8$ рад/с,
- максимальна $\omega_{\max} = (1,1 \dots 1,2) \cdot \omega_N = 1,1 \cdot 628,0 = 690,8$ рад/с,
- початку характеристики $\omega_{T \min} = \omega_{\max} / 4 = 690,8 / 4 = 172,7$ рад/с.

Зовнішню швидкісну характеристику двигуна, розраховану за формулами (1) і (2), зображено на рис. 3.

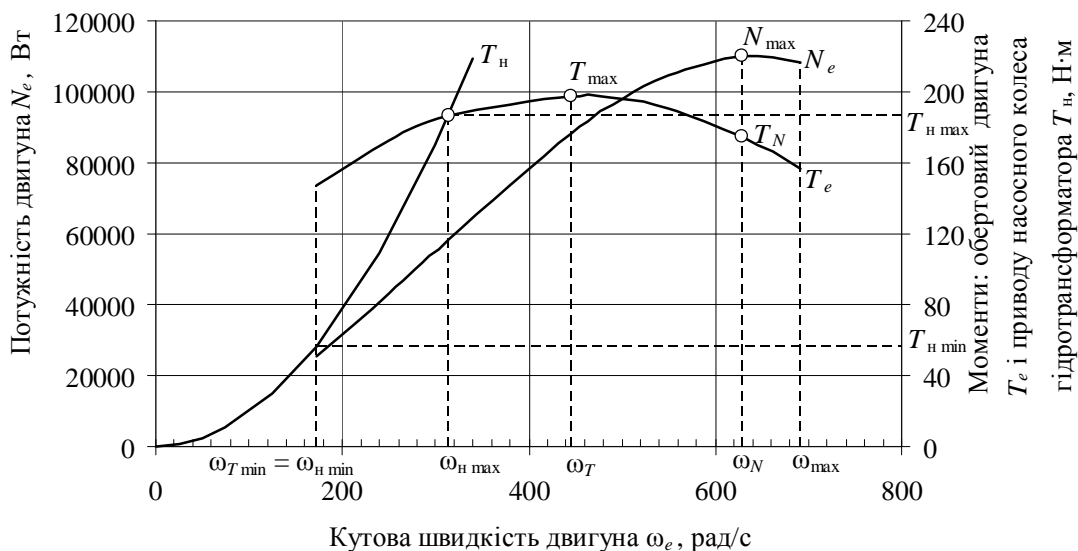


Рис. 3. Характеристики: зовнішня швидкісна двигуна автомобіля Mitsubishi Lancer $N_e = N_e(\omega_e)$, $T_e = T_e(\omega_e)$ і насосного колеса гідротрансформатора $T_h = T_h(\omega_e)$

У випадку дискретно-змінної трансмісії в інтервалі швидкостей $0 \mathbf{K} v_{1 \min}$ (під час рушання за допомогою зчеплення) тягова сила на колесах $F_{кзч}$ становить

$$F_{кзч} = \eta_{MT} \cdot T_{\omega \min} \cdot u_1 \cdot u_0 / R. \quad (3)$$

В інтервалі швидкостей $v_{1 \min} \mathbf{K} v_{5 \max}$ залежність тягової сили на колесах F_{ki} , Н від швидкості руху автомобіля v_i , км/год на i -ій передачі наведено параметричними рівняннями з параметром ω_e

$$F_{ki} = \eta_{\text{MT}} \cdot (a \cdot N_1 + b \cdot N_2 \cdot \omega_e + c \cdot N_3 \cdot \omega_e^2) \cdot u_i \cdot u_0 / R, \quad \omega_e = \overline{\omega_{T \min}; \omega_{\max}}, \quad i = \overline{1; 5}. \quad (4)$$

$$v_i = 3,6 \cdot R \cdot \omega_e / u_i / u_0; \quad \omega_e = \overline{\omega_{T \min}; \omega_{\max}}; \quad i = 5. \quad (5)$$

У разі застосування неперервно-змінної трансмісії момент, необхідний для обертання насосного колеса гідротрансформатора, визначається залежністю [5]

$$T_H = \lambda_n \cdot \rho_p \cdot D^5 \cdot \omega_n^2, \quad (6)$$

де λ_n – коефіцієнт насоса ($\lambda_n = 0,002648$); ρ_p – густина робочої рідини ($\rho_p = 860 \text{ кг/м}^3$); D – активний діаметр гідротрансформатора ($D = 0,242 \text{ м}$); ω_n – кутова швидкість насосного колеса.

Залежність (6) нанесено на зовнішню швидкісну характеристику двигуна (див. рис. 3), тож за точкою перетину кривих T_e і T_H можна визначити кутову швидкість $\omega_{n \max} = 314,0 \text{ рад/с}$ і обертовий момент $T_{H \max} = 186,344 \text{ рад/с}$, за яких можлива сумісна робота двигуна і гідротрансформатора за усталеного режиму.

Основними параметрами, за якими оцінюють гідротрансформатор, є:

– передатне відношення $i_{\text{ГТ}}$, відношення кутових швидкостей турбінного ω_T і насосного ω_n коліс;

$$i_{\text{ГТ}} = \omega_T / \omega_n; \quad (7)$$

– коефіцієнт трансформації K , відношення обертових моментів на валах турбінного T_T і насосного T_H коліс (максимальне значення $K_{i=0} = 1,83$ відповідає зупиненій турбіні $i_{\text{ГТ}} = 0$ і із збільшенням передатного відношення зменшується до $K_{i=0,84} = 1$ при $i_{\text{ГТ}, K=1} = 0,84$)

$$K = T_T / T_H; \quad (8)$$

– коефіцієнт корисної дії $\eta_{\text{ГТ}}$, добуток коефіцієнта трансформації K і передатного відношення $i_{\text{ГТ}}$

$$\eta_{\text{ГТ}} = K \cdot i_{\text{ГТ}} \quad (9)$$

За двома парами значень K та $i_{\text{ГТ}}$ можна знайти лінійну залежність коефіцієнта трансформації K від передатного відношення $i_{\text{ГТ}}$

$$K = K_{i_{\text{ГТ}}=0} - i_{\text{ГТ}} \cdot (K_{i_{\text{ГТ}}=0} - 1) / i_{\text{ГТ}, K=1} = 1,83 - i_{\text{ГТ}} \cdot (1,83 - 1) / 0,84 = 1,83 - 0,99 \cdot i_{\text{ГТ}}. \quad (10)$$

Залежність тягової сили на колесах F_k від швидкості руху автомобіля v наведено параметричними рівняннями:

– в інтервалі швидкостей $0 \dots v_{\text{ГТ max}}$ з параметром $i_{\text{ГТ}}$

$$F_{k \text{ ГТ} (K \leq 1)} = \eta_{\text{MT}} \cdot (1,83 - 0,99 \cdot i_{\text{ГТ}}) \cdot T_H \cdot u_{\text{B max}} \cdot u_0 / R, \quad i_{\text{ГТ}} = \overline{0; 0,84}, \quad (11)$$

$$F_{k \text{ ГТ} (K=1)} = \eta_{\text{MT}} \cdot T_H \cdot u_{\text{B max}} \cdot u_0 / R, \quad i_{\text{ГТ}} = \overline{0,84; 1}, \quad (12)$$

$$v_{\text{ГТ}} = R \cdot \omega_{n \max} \cdot i_{\text{ГТ}} / u_{\text{B max}} / u_0, \quad i_{\text{ГТ}} = \overline{0; 1}; \quad (13)$$

– в інтервалі швидкостей $v_{\text{ГТ max}} \mathbf{K} v_{\text{B min}}$ з параметрами ω_e і u_B

$$F_{k \omega} = \eta_{\text{MT}} \cdot (a \cdot N_1 + b \cdot N_2 \cdot \omega_e + c \cdot N_3 \cdot \omega_e^2) \cdot u_B \cdot u_0 / R, \quad \omega_e = \overline{\omega_{n \max}; \omega_N}, \quad u_B = \overline{u_{\text{B max}}; u_{\text{B min}}}, \quad (14)$$

$$v_{\omega} = R \cdot \omega_e / u_B / u_0, \quad \omega_e = \overline{\omega_{n \max}; \omega_N}, \quad u_B = \overline{u_{\text{B max}}; u_{\text{B min}}}. \quad (15)$$

Робочі діапазони дискретно-змінної і неперервно-змінної трансмісій, розраховані за формулами (5), (13) і (15), показано на рис. 4.



Рис. 4. Робочі діапазони дискретно-змінної і неперервно-змінної трансмісії

На рис. 4 видно, що в певному інтервалі кутових швидкостей ω_e робочим діапазоном дискретно-змінної трансмісії є ломана лінія, натомість робочим діапазоном неперервно-змінної трансмісії є поле і це уможлиблює контролювання швидкості двигуна незалежно від швидкості руху автомобіля.

Сумарна сила опору руху автомобіля $F_{\Sigma \text{оп}}$, Н виражається рівнянням [5]

$$F_{\Sigma \text{оп}} = m_a \cdot g \cdot (i + f_k) + c_x \cdot A \cdot (\rho/2) \cdot (v/3,6)^2. \quad (16)$$

де m_a – повна маса автомобіля, кг; g – прискорення земного тяжіння, м/с^2 ; i – поздовжній ухил дороги; f_k – коефіцієнт опору руху колеса; c_x – коефіцієнт опору повітря; A – лобова площа автомобіля, м^2 ; ρ – густина повітря ($\rho = 1,317 \text{ кг/м}^3$); v – швидкість автомобіля, км/год.

У рівнянні (16) не враховано опору розгону F_j , тож отримано залежність тільки від швидкості руху v .

На підставі рівнянь (3)–(5) та (11)–(16) побудовано тягові характеристики автомобіля з дискретно-змінною (суцільні лінії) і неперервно-змінною (узурчаста лінія) трансмісіями, суміщені на рис. 5. Пунктирними лініями зображено сумарну силу опору для різних поздовжніх ухилів дороги i .

Точкою перетину тягової сили і сумарної сили опору на горизонтальній дорозі ($i = 0$) позначають максимальну швидкість руху автомобіля v_{max} .

Рушання з місця за допомогою гідротрансформатора на відміну від зчеплення сприяє плавному і швидкому розгону завдяки збільшенню ним обертового моменту двигуна.

Як видно з рис. 4, максимальна тягова сила на колесах на відміну від її ступінчастої зміни внаслідок перемикання передач у коробці має плавний перебіг у випадку застосування варіатора. Завдяки цьому варіатор забезпечує більш плавний рух без ривків і втрат на всьому полі характеристики постачання.

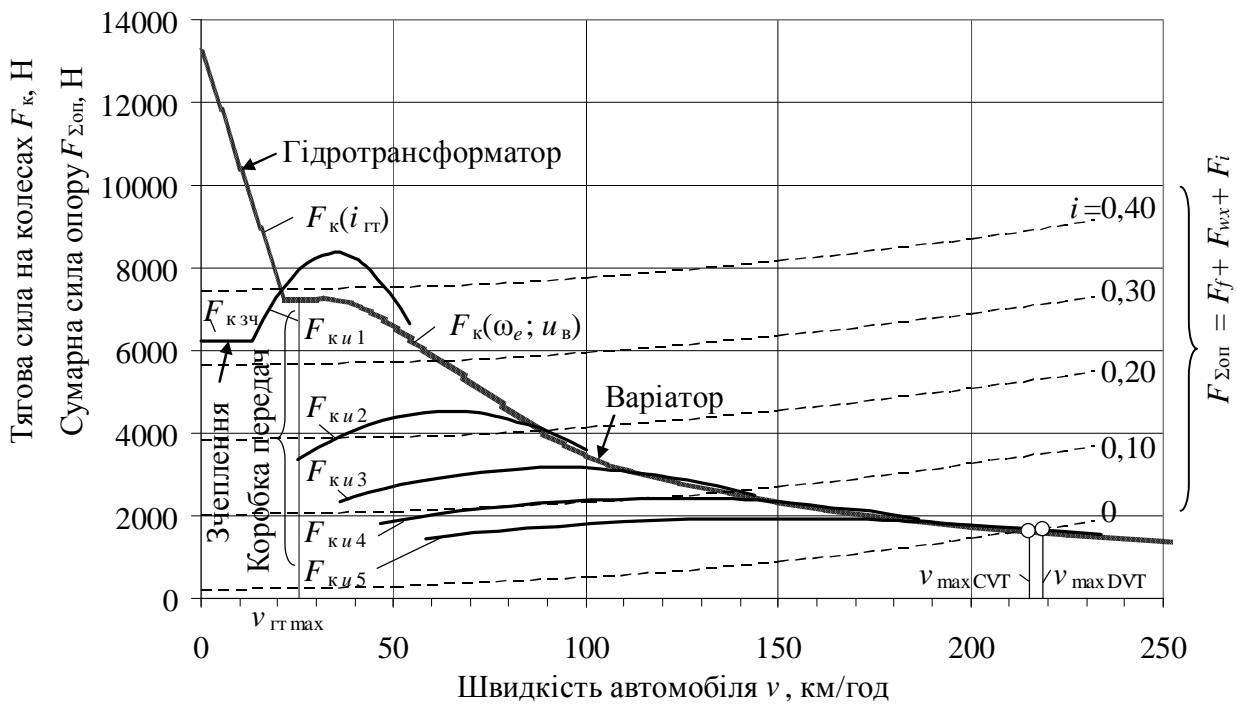


Рис. 5. Тягові характеристики автомобіля з дискретно-змінною (зчеплення, коробка передач, головна передача) і неперервно-змінною (гідротрансформатор, варіатор, головна передача) трансмісіями

Висновки

1. Варіатор може неперервно змінювати передатне число, тож двигун може постійно працювати в зоні максимальної ефективності використання палива.
2. Гідротрансформатор в парі з варіатором забезпечує плавне рушення, а збільшення ним обертового моменту сприяє швидкому розгону. До того ж можна зменшити діапазон передатних чисел варіатора, тобто зробити його компактнішим.
3. Завдяки інтегрованості поршневого двигуна внутрішнього згорання з неперервно-змінною трансмісією забезпечується найкраще його пристосування до умов руху автомобіля.

1. <https://en.wikipedia.org/wiki/Variomatic>. 2. <http://europe.autonews.com/article/20090202/ANE03/901319983/transmissions-drove-hub-van-doorne%E2%80%99s-innovative-spirit>. 3. https://en.wikipedia.org/wiki/List_of_automobiles_with_continuously_variable_transmissions. 4. http://users.sussex.ac.uk/~tafb8/eti/eti_19_CVTtransmission.pdf. 5. Солтис А. П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля: навчальний посібник для ВНЗ. – К.: Арістей, 2010. – 155 с.