

ОЦІНКА ДОСКОНАЛОСТІ РОБОТИ ФРИКЦІЙНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ТРАНСМІСІЇ АВТОМОБІЛЯ ІЗ ЗАСТОСУВАННЯМ ЄДИНОГО ЕНЕРГЕТИЧНОГО КРИТЕРІЮ

© Пельо Р. А., 2016

Проаналізовано перехідний процес у двигуні за автоматичного перемикавання передач у механічній трансмісії автомобіля. Обґрунтовано вибір оптимальної миті та тривалості роботи фрикціонів огляду на паливоощадність та мінімальну роботу тертя фрикційних елементів з обов’язковим дотриманням заданої програми руху автомобіля.

Ключові слова: автомобіль, трансмісія, фрикціони, паливо, ощадність.

The transitional process of the engine passing in automatic gear-shifting of a transmission of the automobile was analyzed. The choice of optimal moment and durations of frictions operation was grounded taking into account fuel frugality and minimal of friction elements performance with required given automobile driving program keeping.

Key words: automobile, transmission, frictions, fuel, frugality.

Постановка проблеми. Широкого застосування у конструкціях сучасних автомобілів отримали східчасті трансмісії з фрикційними елементами. Це пояснюється, зокрема, можливістю здійснювати перемикавання передач під навантаженням, тобто без розривання потоку потужності. Окрім того, перевагами таких трансмісій є: нескладна конструкція, надійність роботи та високий ККД порівняно з варіаторами.

Під час розроблення засобів автоматизації східчастих трансмісії автомобіля чи не найскладнішим завданням є обґрунтування оптимальних моментів перемикавання передач. Множину найраціональніших моментів перемикавання переважно задають, керуючись бажаннями підвищити динамічність та паливну ощадність автомобіля [1–3]. До того ж вважають, що засоби підвищення паливної ощадності та засоби покращення динамічних властивостей машини є принципово несумісними, а тому синтез законів перемикавання передач переважно проводять лише на засадах пошуку компромісу, або ж вдаються до запровадження двопрограмності керування трансмісією [4, 5]. А оскільки не існує єдиної концепції компромісу, то завдання про оптимальні моменти перемикавання передач сприймається як таке, що ніколи не має однозначного розв’язку. У роботі спростовується правомірність такого бачення проблеми синтезу законів керування трансмісією: виявляється, що динамічність та енергетична ощадність – різні, але взаємопов’язані аспекти досконалості автомобіля, які не можна протиставляти один одному.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Розрізняють чотири основні різновиди автомобільних трансмісій: звичайна ступенева механічна (з ручним перемиканням передач, мануальна), автоматична (переважно гідромеханічна з автоматичним перемиканням ступенів механічної частини за допомогою фрикціонів), автоматизована (роботизована чи просто робот), безступенева – варіатор (CVT – Continuously Variable Transmission чи неперервно (недискретно) варійована трансмісія) [6].

Автоматичні трансмісії перемикаються з передачі на передачу дуже швидко (за час до 0,2 с) і належно плавно. Немає принципових обмежень щодо значень обертового моменту, який можна переслати-трансформувати. Цікаво, що в трансмісії Mercedes AMG Speedshift MCT 7 гідротрансформатор був витіснений “мокрим” фрикційним зчипником (зчипник переважно називають зчепленням) – це на переконання розробників дало змогу збільшити ККД трансмісії і сумістити її із швидкохідними двигунами.

Існують системи керування автоматичною коробкою передач – AutoStick (Steptronic, Tiptronic), – що надають водію можливість ніби самому командувати вибором передач, а от здійснювати процес перемикання вони беруть цілком на себе [6]. У цьому разі важіль-селектор має додаткові режимні положення. Але самостійність водія часом ілюзорна, адже режим Autostick не менш автоматичний: комп’ютерна система все таки не дасть змоги напряму впливати на агрегат; водій лише пересилає свої побажання комп’ютеру, а він аналізує їх адекватність та приймає рішення про перемикання (рушити, наприклад, з третьої передачі чи увімкнути ту передачу, на якій режими роботи двигуна полишать множину допустимих не вдасться). В усьому іншому трансмісія – ніби звичайна механічна. Звісно, водій у будь-яку мить може перевести важіль-селектор у положення “D”, відмовляючись від нібито безпосереднього керування трансмісією.

Впроваджують також паралельно кілька на вибір водія алгоритмів керування трансмісією – енергоощадний, спортивний, зимовий. Енергоощадний режим ніби повинен забезпечити плавне пересування автомобіля з мінімальними витратами пального (щоправда, трактування і вимірники енергоощадності переважно сумнівні) [7]. Спортивний алгоритм налаштований на реалізацію максимальних потужностей двигуна і відповідно максимальних прискорень автомобіля. Передбачають також режим кікдаун (kickdown), коли у разі різкого натискання до краю на педаль акселератора система перемикає трансмісію на нижчу передачу – одну або й через одну. Зворотне перемикання знову на вищу передачу може відбутися у разі досягнення двигуном максимальної частоти робочих циклів. Зимовий алгоритм передбачає можливість особливо плавного рушення автомобіля на слизькій дорозі (переважно рушення має відбуватись на другій чи третій передачі).

Але чи існує впевненість у тому, що ці алгоритми конче потрібні і що водій здатен раціонально ними оперувати? Хіба ця варіантність не підконтрольна автоматичній системі? А чи не можна проблему вибору алгоритму вирішити на засадах компромісу, принаймні часткового? А може взагалі мотивація поліалгоритмічності надумана? Саме на цьому в подальшому доведеться зосередити увагу.

Формулювання мети дослідження. Розроблення алгоритму оцінювання ефективності процесу перемикання передач у східчастій трансмісії з фрикційними елементами на основі єдиного енергетичного критерію. Облік затрат енергії на перемикання проводиться у межах реалізації заданої програми руху автомобіля. За єдиний енергетичний критерій береться загальна витрата палива на реалізацію цієї програми руху, частину якого становить витрата палива, еквівалентна роботі буксування фрикційних елементів під час перемикання без розривання потоку потужності.

Виклад основного матеріалу дослідження. Фрикціони Φ_k і Φ_{k+1} (рис. 1) кожного разу, як зазначалося, під час перемикання повинні забезпечити, задану водієм програму руху автомобіля. Але навіть це конкретне завдання можна виконати, втілюючи найрізноманітніші програми пробуксовування фрикційних елементів. Зокрема, можна вимагати, щоб перемикання передач було здійснено чи впродовж наперед заданого відтинку часу з дотриманням якоїсь конкретної вимоги, чи за найкоротший час (динамічне перемикання з обмеженими фрикційними ресурсами), чи з найменшим розвіюванням енергії (енергоощадне перемикання) тощо.

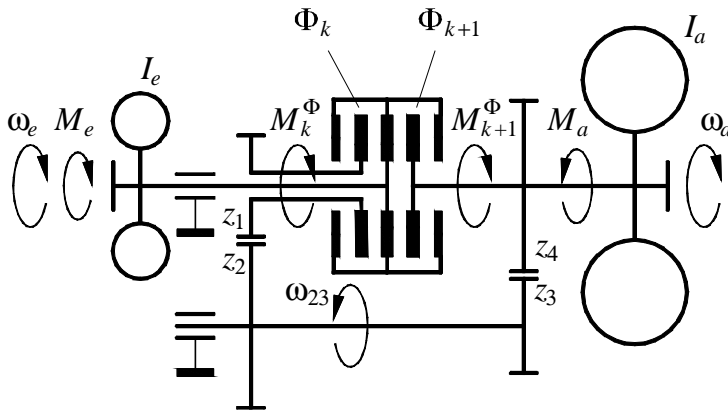


Рис. 1. Еквівалентна схема трансмісії автомобіля з двох ступенів

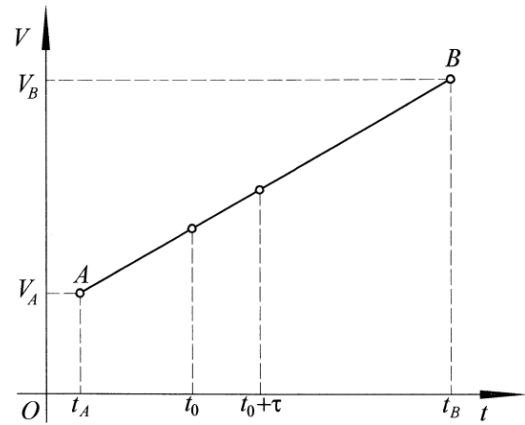


Рис. 2. Програма руху автомобіля зі сталим прискоренням

Відповідно до схеми, показаної на рис. 1:

$$M_e - I_e \frac{dw_e}{dt} = M_k^\Phi + M_{k+1}^\Phi = M_{k(k+1)}^\Phi; \quad (1)$$

$$\frac{M_k^\Phi}{u_k} + M_{k+1}^\Phi = M_a, \quad (2)$$

де M_k^Φ і M_{k+1}^Φ – обертові моменти, створювані фрикціями Φ_k і Φ_{k+1} ; $M_k^\Phi w_e \geq 0$, $M_{k+1}^\Phi w_e \geq 0$; u_k – передатне відношення (k -а передача). Оскільки програма руху автомобіля є заданою, то відомою у кожен мить часу є її величина (2)

$$\frac{M_k^\Phi(t)}{u_k} + M_{k+1}^\Phi(t) \equiv M_a(t). \quad (3)$$

Розглянемо алгоритм синтезу оптимальних законів керування ступінчастою механічною трансмісією транспортної машини, не беручи до уваги втрати енергії на тертя у зубчатих зачепленнях та підшипниках (вальниць, ложищах) валів. Покладемо:

$$M_k^\Phi + M_{k+1}^\Phi = M_{k(k+1)}^\Phi(t) = at + b, \quad (4)$$

де коефіцієнти a і b визначаються значеннями наперед заданих параметрів t_i , $t_i + t_j$ та координатами точок:

$$\left(M_{ek}^{t_i} - I_e \frac{dw_{ek}^{t_i}}{dt}, w_{ek}^{t_i} \right), \left(M_{e(k+1)}^{t_i+t_j} - I_e \frac{dw_{e(k+1)}^{t_i+t_j}}{dt}, w_{e(k+1)}^{t_i+t_j} \right),$$

де $(M_{ek}^{t_i}, w_{ek}^{t_i})$ – координати точки $R_k^{t_i}$; $(M_{e(k+1)}^{t_i+t_j}, w_{e(k+1)}^{t_i+t_j})$ – координати точки $R_{k+1}^{t_i+t_j}$. Вираз (4) добре відображає програму сумісної роботи двох фрикціонів у процесі перемикання передач з k -ї на $(k+1)$ -у.

Отже, співвідношення (3) і (4) разом однозначно визначають програми $M_k^\Phi = M_k^\Phi(t)$ і $M_{k+1}^\Phi = M_{k+1}^\Phi(t)$ роботи фрикціонів Φ_k і Φ_{k+1} (через параметри a , b , u_k , час t та функцію $M_a = M_a(t)$):

$$M_k^\Phi = \frac{M_a(t) - at - b}{1 - u_k} u_k, \quad M_{k+1}^\Phi = \frac{at + b - M_a(t) u_k}{1 - u_k}.$$

Функція $M_a = M_a(t)$ вважається відомою, оскільки вона однозначно визначається через програму руху автомобіля (за винятком, того відтинку часу, коли діють технічні обмеження):

$$M_a(t) = \frac{r_k u_0}{h_{\text{тр}}} \left(G_a \psi + k_{\text{п}} F v^2(t) + m_a \delta \frac{dv(t)}{dt} \right), \quad (5)$$

де u_0 – передатне відношення головної передачі; $h_{\text{тр}}$ – коефіцієнт корисної дії трансмісії; r_k – радіус колеса (вважаємо, що радіус кочення і динамічний радіус – одне і те саме поняття); G_a – вага автомобіля; ψ – сумарний коефіцієнт опору дороги; $k_{\text{п}}$ – коефіцієнт опору повітря (аеродинамічний опір); F – площа вітрового опору (площа вітрильності); m_a – маса автомобіля; d – коефіцієнт обліку інерції обертових мас автомобіля, який визначається за формулою

$$d = 1 + \frac{I_a u_0^2 h_{\text{тр}}}{m_a r_k^2} + \Sigma I_k \frac{1}{m_a r_k^2}, \quad (6)$$

де ΣI_k – сумарний момент інерції коліс.

Варто зазначити, що дотримання заданої програми руху впродовж усього часу перемикання, можна тільки за певних умов. Швидкості проковзування (буксування) фрикціонів Φ_k і Φ_{k+1} (рис. 1) визначаються за такими формулами:

$$w_{sk} = w_e - w_1 = w_e - \frac{z_4 z_2}{z_3 z_1} w_4 = w_e - \frac{z_4 z_2}{z_3 z_1} w_a; \quad (7)$$

$$w_{s(k+1)} = w_e - w_4 = w_e - w_a, \quad (8)$$

де w_1 , w_4 – швидкості обертання шестерень з кількостями зубців z_1 , z_4 ; z_2 і z_3 – кількості зубців на шестернях проміжного вала (швидкість обертання якого – w_{23}).

Вважатимемо, що $M_a > 0$ (тобто про гальмування автомобіля двигуном не йдеться). Тому повинні справджуватись також умови

$$w_e > 0, w_a > 0, w_{s(k+1)} = w_e - w_a \geq 0 \quad (9)$$

(у разі $w_{s(k+1)} = w_e - w_a < 0$ справджувалась би й умова $w_{sk} = w_e - w_a / u_k < 0$ ($u_k < 1$), що означало б гальмування двигуном). Величина

$$w_{sk} = w_e - w_a / u_k \quad (u_k < 1) \quad (10)$$

загалом може бути й додатною, і від'ємною. Тому передача крутного моменту двома фрикціонами можлива, коли

$$M_k^{\Phi} w_{sk} = M_k^{\Phi} \left(w_e - \frac{w_a}{u_k} \right) \geq 0, M_{k+1}^{\Phi} w_{s(k+1)} = M_{k+1}^{\Phi} (w_e - w_a) \geq 0, \quad (11)$$

запобігаючи можливості надходження енергії ззовні (фрикціони здатні тільки розвіювати енергію).

Кількість енергії, що підводиться безпосередньо до коробки передач у процесі її перемикання, можна визначити за формулою

$$W_e = \int_{t_0}^{t_0+t} \left(M_e - I_e \frac{dw_e}{dt} \right) w_e dt = \int_{t_0}^{t_0+t} (M_k^{\Phi} + M_{k+1}^{\Phi}) w_e dt = \int_{t_0}^{t_0+t} M_{k(k+1)}^{\Phi} w_e dt = \int_{t_0}^{t_0+t} (at + b) w_e dt, \quad (12)$$

а кількість енергії, що полишає коробку передач за той самий проміжок часу, – за формулою

$$W_a = \int_{t_0}^{t_0+t} M_a w_a dt = \frac{r_k u_0}{h_{\text{тр}}} \int_{t_0}^{t_0+t} \left(G_a \psi + k_{\text{п}} F v^2(t) + m_a \delta \frac{dv(t)}{dt} \right) w_a dt. \quad (13)$$

У такому разі формула

$$\begin{aligned}
 W_s = W_e - W_a &= \int_{t_0}^{t_0+t} \left(\left(M_e - I_e \frac{dw_e}{dt} \right) w_e - M_a w_a \right) dt = \\
 &= \int_{t_0}^{t_0+t} \left((at+b)w_e - \frac{r_k u_0}{h_{\text{тр}}} \left(G_a \psi + k_{\text{п}} F v^2(t) + m_a \delta \frac{dv(t)}{dt} \right) w_a \right) dt
 \end{aligned} \tag{14}$$

визначатиме кількість енергії, розвіяної фрикціонами у формі тепла.

Обираючи один із способів керування двигуном [8] – чи w -, чи g -, чи N -, чи M -керування, – для будь-якого значення t_i миті t початку і будь-якого значення t_j тривалості t буксування фрикціонів можна обчислити відповідні значення абсолютної витрати палива у разі реалізації фрагмента AB програми $v=V(t)$ руху автомобіля (рис. 2).

На підставі розрахунків витрати палива для різних способів керування двигуном в системі координат tOQ_{AB} побудовано паливну характеристику сумісної роботи двигуна та фрикціонів коробки передач (трансмисії) (рис. 6 [8]). Паливна характеристика для заданої пари передач відображена парами сімейств кривих $Q_{AB}^N(t_i, t_j = \text{const})$ і $Q_{AB}^g(t_i, t_j = \text{const})$ – на рис. 6, a , $Q_{AB}^g(t_i, t_j = \text{const})$ і $Q_{AB}^w(t_i, t_j = \text{const})$ – на рис. 6, b та $Q_{AB}^w(t_i, t_j = \text{const})$ і $Q_{AB}^M(t_i, t_j = \text{const})$ – на рис. 6, $в$ (верхні індекси N , g , w , M позначають відповідно програми N -, g -, w -, M -керування двигуном; $t_i < t_{i+1}$).

Такий алгоритм розрахунку витрати палива не обліковував роботу тертя фрикціонів за реалізації усіх вищевказаних способів керування двигуном. Загалом значення цієї роботи можна виокремити у вигляді еквівалента витрати палива як складової сумарної витрати палива. Проте так можна діяти лише тоді, коли програма руху автомобіля і справді непорушна. Насправді деяке відхилення від заданої програми все ж існує [8].

Для унаочнення неоднозначності вибору оптимальних режимів перемикачів та способів керування двигуном відзначимо тільки деякі пари кривих паливної характеристики. Наприклад, ізолінії t_2 і t_{11} , а також t_3 і t_{10} утворені за N -керування двигуном (рис. 3, a та b , відповідно), пари ліній t_5 (w -керування) та t_4 (M -керування) рис. 3, $в$ і, пари t_3 і t_4 (обидві відтворені лише w -керуванням, (рис. 3, $г$)). Для кожної пари кривих витрати палива нижче від осі абсцис подано відповідні криві значень роботи буксування фрикціонів $W_s(t)$.

Стосовно вирізнених режимів керування тепловим двигуном миті початку буксування фрикціонів, яким відповідають однакові значення витрати палива, загалом не відповідають митям однакових значень роботи буксування фрикціонів. Зокрема, на рис. 3, a мить t_2 відповідає однаковій роботі тертя, а саме: $W_{t_2}^N = W_{t_{11}}^N$, а мить часу t_3 , – відповідно, витраті пального: $Q_{t_2}^N = Q_{t_{11}}^N$. Аналогічно (рис. 3, $в$) миті t_1 відповідає точка a' , в якій $W_{t_3}^w = W_{t_4}^w$, а миті t_2 , – відповідно, точка a , в якій $Q_{t_3}^w = Q_{t_4}^w$.

Однак з рис. 3, b та $г$ бачимо, що криві роботи буксування фрикціонів точок взаємоперетину взагалі не мають. Але це не обов'язково свідчить про те, що вибір оптимальної миті початку роботи фрикціонів утруднений. Загалом криві $W_s(t)$ для будь-якого способу керування двигуном зростають в усьому діапазоні параметра t_i .

Відтак на рис. 3 виокремлені множини оптимальних значень миті початку перемикачів з огляду на мінімальну витрату палива та роботу буксування фрикціонів. До них належать відтинки часу $t_1 - t_2$; $t_3 - t_4$ (рис. 3, a), які відповідають ділянкам кривих витрати палива $Q_{AB}(t)$: $a-b$, $c-d$

та ділянкам кривих роботи фрикціонів $W_S(t): a'-b'; c'-d'$. Аналогічно на рис. 3, б, в, та з оптимальним є інтервал t_1-t_2 (відповідає ділянкам $a-b$ та $a'-b'$, відповідно). Для усіх інших ділянок рішення про доцільність вибору приймається за порівнянням значень еквівалента роботи тертя для різних способів керування двигуном вираженого витратою палива.

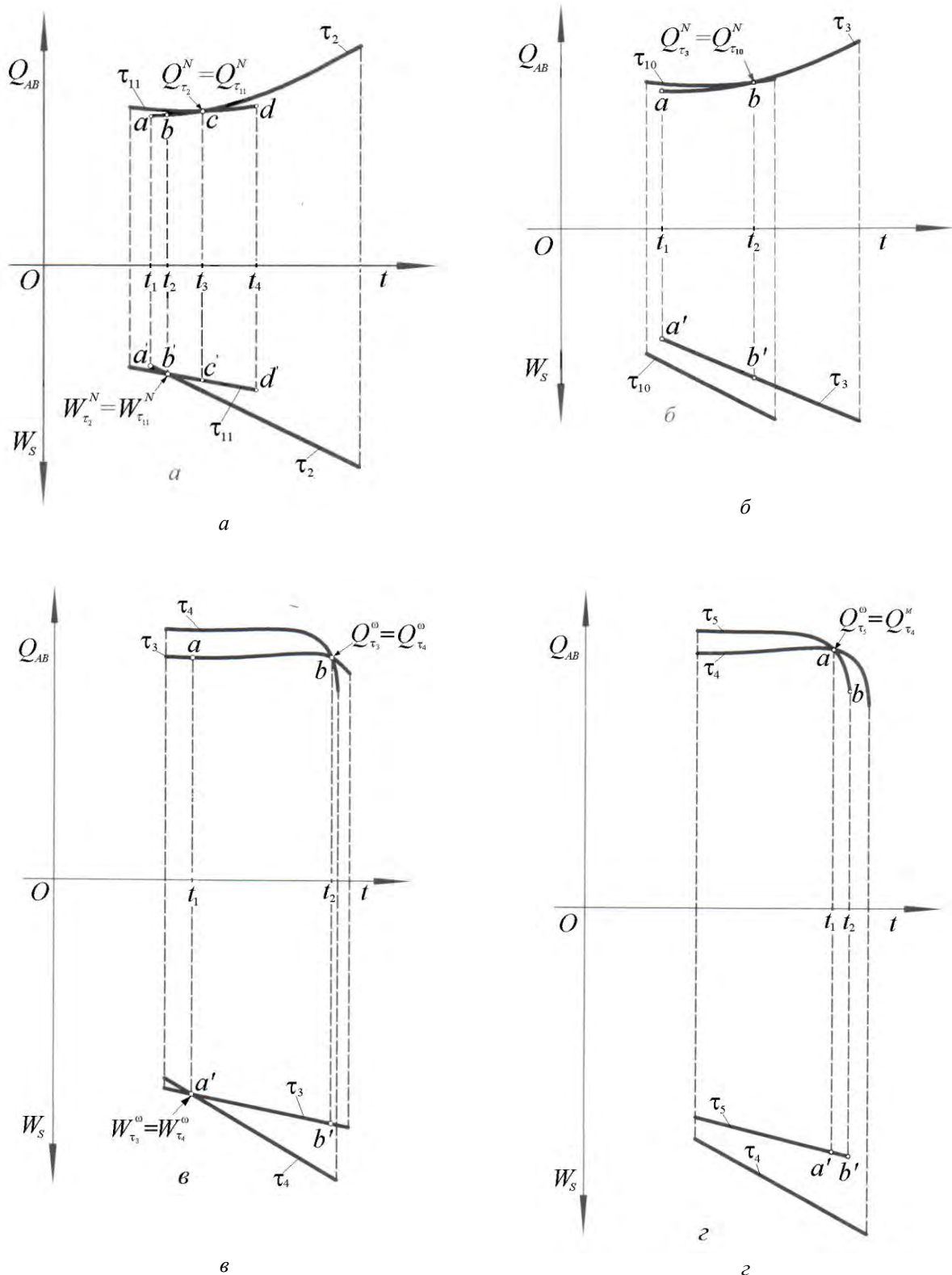


Рис. 3. Фрагменти суміщення паливної характеристики та роботи тертя фрикціонів

Висновки. Існує певна оптимальна тривалість буксування фрикціона (чи будь-якого іншого пристрою перемикання передач) і тому немає підстав рекламувати швидкодію системи перемикання як ознаку досконалості трансмісії. Через це перспективи використання, наприклад, кулачкових муфт перемикання можна вважати доволі сумнівними.

Розроблено алгоритм керування тиском у фрикційних елементах, який забезпечить нерозривність потоку потужності під час перемикання передач. На основі розробленої математичної моделі розроблено програмне забезпечення, яке дає змогу досліджувати якість перехідних процесів під час перемикання передач за єдиним енергетичним критерієм. Отримані нові розрахункові дані, на основі яких визначені основні напрямки вдосконалення управління процесом перемикання.

1. Schwab M. *Electronic Control of a 4-Speed Automatic Transmission with Lock-Up Clutch* // SAE Technical Paper Series. – 1984. – № 840448. – P. 85–93. 2. Holmes R. S., Smyth R. R., Speranza D. *Automated Mechanical Transmission Controls*// SAE Technical Paper Series. – 1983. – № 831776. – 9 p. 3. Koralewski G. *Metodyka wyznaczania optymalnych momentów przełączania biegów przekładni hydromechanicznej w czasie rozpędzania samochodu*// Folia Societatis Lublinensis. – Lublin, 1996. – Vol. 5. – Nr 1. – S. 5–17. 4. Гащук П. Н. *Энергетическая эффективность автомобиля*. – Львов: Світ, 1992. – 208 с. 5. Гащук П. М., Пельо Р. А. *Особенности оптимального перемикания передач у багатоступеневій трансмісії автомобіля* // Вісник СНУ ім. В. Даля. – Луганськ, 2006. – №7 (101). – С.45–48. 6. Гащук П. М., Пельо Р. А. *Обґрунтування вибору програми перемикань в механічній трансмісії автомобіля при реалізації заданої програми руху*// Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні: Український міжвід. наук.-техн. зб.– Львів: Національний університет “Львівська політехніка”, 2007.– Вип. 41.– С. 73–80. 7. Гащук П. М., Пельо Р. А. *Аналіз перехідного процесу при автоматизованому перемиканні ступенів трансмісії автомобіля* // Вісник Національного транспортного університету.– Київ.: НТУ, 2009. – Вип. 18. – С. 32–41. 8. Гащук П. М., Пельо Р. А. *Досконалість автомобільної трансмісії в системі оцінок проектного менеджменту* // Вісник Львівського державного університету безпеки життєдіяльності. – 2014. – № 9. – С. 53–71.