

МЕТОДИКА ВИБОРУ РАЦІОНАЛЬНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРОЦЕСУ ПЕРЕМИКАННЯ У ДВОПОТОКОВІЙ АВТОМАТИЧНІЙ ТРАНСМІСІЇ АВТОМОБІЛЯ

(Представлено д.т.н., проф. Гудз Г.С.)

З метою вдосконалення роботи автомобільних трансмісій ведеться аналіз перехідних процесів під час перемикання передач. Запропонований алгоритм керування процесом перемикання передач в східчастій двопотоковій трансмісії враховує різні способи керування двигуном, вплив миті початку перемикання передач, тривалість безпосереднього перемикання на ефективність розгону транспортного засобу. Вивчаються різні програми перемикання передач за різних значень тривалості роботи обох зчеплень. Облік затрат енергії на перемикання проводиться в межах реалізації заданої програми руху автомобіля. За єдиний енергетичний критерій береться загальна витрата палива на реалізацію цієї програми руху, частину якого складає витрата палива еквівалентна роботі буксування фрикційних елементів обох зчеплень під час перемикання без розривання потоку потужності.

Наводяться аргументи на користь того, що процеси перемикання передач мають бути не надто швидкоплинними. Наголошується на тому, що між оптимальними законами перемикання передач, з огляду на паливну економічність чи динамічність, не існує жодних протиріч. На основі розробленої математичної моделі розроблено програмне забезпечення, яке дозволяє досліджувати якість перехідних процесів при перемиканні передач за єдиним енергетичним критерієм. Унаочнено випадки, коли доцільно використовувати різні методи керування двигуном і двопотоковою трансмісією. В цілому за абсолютною витратою палива перевагу слід надавати форсованим методам керування. Отримано нові розрахункові дані, на основі яких визначені основні напрямки вдосконалення управління процесом перемикання.

Ключові слова: автоматична двопотокова трансмісія; ω -керування; M -керування; g -керування; N -керування; оптимальні закони перемикання; алгоритми керування; програма руху.

Постановка проблеми у загальному вигляді. Збільшення продуктивності сучасних автотранспортних засобів при одночасному поліпшенні їх паливної економічності та підвищення безпеки експлуатації нерозривно пов'язане з вирішенням проблем автоматизації управління агрегатами автомобілів і, в першу чергу, агрегатами трансмісії. Покращення автоматичного керування трансмісією неможливе без синтезу законів перемикання передач переважно на тяговій характеристиці автомобіля, яку суміщають з характеристикою двигуна [1, с. 86].

Нещодавно переважна більшість автоматичних коробок передач випускалась з системою автоматичного управління, яка виробляє команди перемикання залежно від двох параметрів: швидкості руху транспортного засобу та навантаження на двигун [2, с. 7]. При цьому, чим більше навантаження, тим при більш високих швидкостях руху і, як наслідок, при великих частотах обертання колінчастого вала двигуна відбуваються перемикання передач.

Така система управління в першому наближенні є оптимальною, оскільки при великих навантаженнях двигуна вдається отримати високі динамічні показники транспортного засобу, а при малих, внаслідок зміщення режиму його роботи в зону низьких частот обертання колінчастого вала, забезпечує його задовільну паливну економічність. Застосування двопараметричних систем автоматичного управління певною мірою було вимушеним рішенням, оскільки створення систем управління, що діють залежно від великої кількості вхідних керуючих сигналів при використанні до останнього часу механічних і гідравлічних елементів автоматики було пов'язано з різким ускладненням системи і, як наслідок, зниженням її надійності [3, с. 43].

Отже, вважають за необхідне розрізняти оптимальні закони перемикання передач трансмісії за критерієм динамічності й паливної економічності. Усі інші закони автоматичного керування трансмісією — це компроміс між цими основними законами.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Але існує й цілком інший погляд на оптимальні закони перемикання передач: у разі наданні водієм переваги певній програмі руху автомобіля

доцільно використовувати лише критерій економічності, дотримання критерію динамічності – це вже недотримання цієї програми руху або «втручання» в неї. Така стратегія автоматизації трансмісії має тверде теоретичне підґрунтя [4, с. 46]. Критерій динамічності має підстави для існування в разі необхідності виміру чутливості автомобіля до дій водія. Окрім цього, вважають, що плавність перемикавання – це лише забезпечує комфортабельність та запобігає шкідливим динамічним навантаженням в трансмісії. Насправді якість синхронізації обертання елементів трансмісії за допомогою двигуна під час перемикавання передач визначається точністю відтворення бажаної програми його руху [5, с. 95]. А тому ефективність синхронізації має оцінюватись за тими самими критеріями, що й раціональність вибору передач.

Мета досліджень: довести необхідність оптимізації законів перемикавання передач лише за критерієм економічності. При цьому вибір варіанта переходу з однієї передачі на іншу має обґрунтовуватись також за критерієм економічності. Отже, особливої ваги набувають алгоритми керування двигуном внутрішнього згоряння в процесі перемикавання передач в трансмісії автомобіля.

Викладення основного матеріалу. Синтез оптимальних законів перемикавання передач без переривання потоку потужності доцільно виконувати на прикладі простої східчастої механічної коробки передач [6, с. 96] з фрикційними елементами керування у разі реалізації автомобілем заданої програми руху 1 або 2 $v = V(t)$ у деякому заданому інтервалі часу $t_A - t_B$ (рис. 1). Принципово глибшого Вдосконалення зазнає роботизована трансмісія, якщо до її складу ввести ще одне зчеплення (так звана двопотокова КПП). Найвідомішою є трансмісія з так званою коробкою передач DSG (Direct Shift Gearbox), яка була застосована на автомобілях Volkswagen та Audi [10, с. 55]. Запозичена вона з автоспорту (це технологія Формули 1). Трансмісія DSG масово була застосована на автомобілях Golf R32 компанією Volkswagen у 2002–2003 роках. Але досі залишається надто дорогою. Очевидно, що вартість її зменшиться, якщо виробництво цієї трансмісії набуде належного рівня масовості. Для унаочнення перехідних процесів у трансмісії з двома зчепленнями на рисунку 2 показано лише дві суміжні передачі.

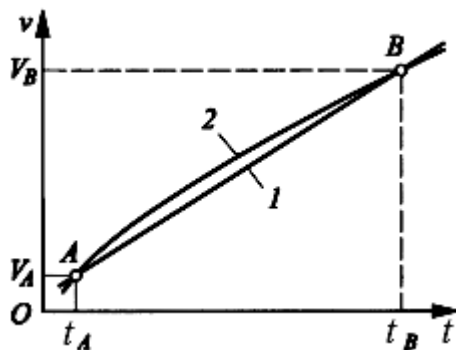


Рис. 1. Програми руху

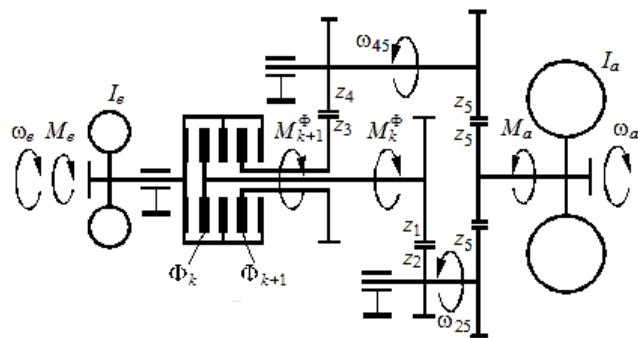


Рис. 2. Схема поєднання у двопотоковій трансмісії автомобіля двох передач

Цей фрагмент програми руху транспортного засобу повністю чи частинами можна втілити, примушуючи двигун працювати на множинах режимів, які відображені деякими кривими залежності $N_e = N_{ek}(\omega_e)$ чи $N_e = N_{e(k+1)}(\omega_e)$ потужності N_e двигуна від швидкості ω_e обертання його вала на певних k та $(k+1)$ передачах (рис. 3 [10, с. 60]). Тут лінії $N_e = N_e^+(\omega_e)$, $N_e = N_e^-(\omega_e)$, $\omega_e = \omega_e^+ = \text{const}$, $\omega_e = \omega_e^- = \text{const}$ відображають в системі координат $\omega_e ON_e$ так звані зовнішні режими роботи двигуна і окантовують собою множину можливих режимів роботи двигуна.

Власне цій множині зовнішніх хай належать режими $R_k^{t_A}$ та $R_{k+1}^{t_B}$ роботи двигуна, що відповідають початку A і кінцю B заданої програми руху машини (відповідні митям t_A та t_B , рис. 1). У такому разі обрану програму $v = V(t)$ руху автомобіля можна буде реалізувати, використовуючи обов'язково дві передачі двопотокової трансмісії; перемикавання передач з k на $(k+1)$ має відбутися, коли двигун досягне при увімкненій k передачі якогось режиму $R_k^{t_0}$ на лінії $N_{ek}(\omega_e)$ (рис. 3).

Нехай поточний режим R роботи автомобільного двигуна (рис. 2), пересуваючись вправо вздовж кривої $N_e = N_{ek}(\omega_e)$ (увімкнена деяка k передача), перетвориться на режим $R_k^{t_0}$, і саме в цю мить має розпочатися перемикання передач на $(k+1)$. Верхній символ у позначенні $R_k^{t_0}$ вказує саме на мить програми руху машини, з якою збігається початок процесу перемикання передач; отже, символ t_0 у позначенні $R_k^{t_0}$ вказує на те, що мить початку перемикання передач з k на $(k+1)$ збігається з миттю t_0 , що вирізнено на програмі руху $v = V(t)$ (рис. 1). Власне в мить t_0 розпочинають працювати фрикціони зчеплень Φ_k та Φ_{k+1} – пристрої, що здійснюють перемикання (рис. 2; I_e – момент інерції мас трансмісії, що пов'язаний з первинним валом скриньки передач; I_a – зведений момент інерції мас трансмісії між скринькою передач та головною передачею), та так, щоб через деякий фіксований час τ повного вмикання $(k+1)$ передачі поточний режим роботи двигуна збігся з режимом $R_{k+1}^{t_0+\tau}$, що належить кривій $N_e = N_{e(k+1)}(\omega_e)$. Нижній індекс у позначенні $R_{k+1}^{t_0+\tau}$ вказує на номер увімкненої після перемикання передачі, а верхній – на мить $t = t_0 + \tau$ закінчення перемикання; τ – тривалість процесу перемикання передач.

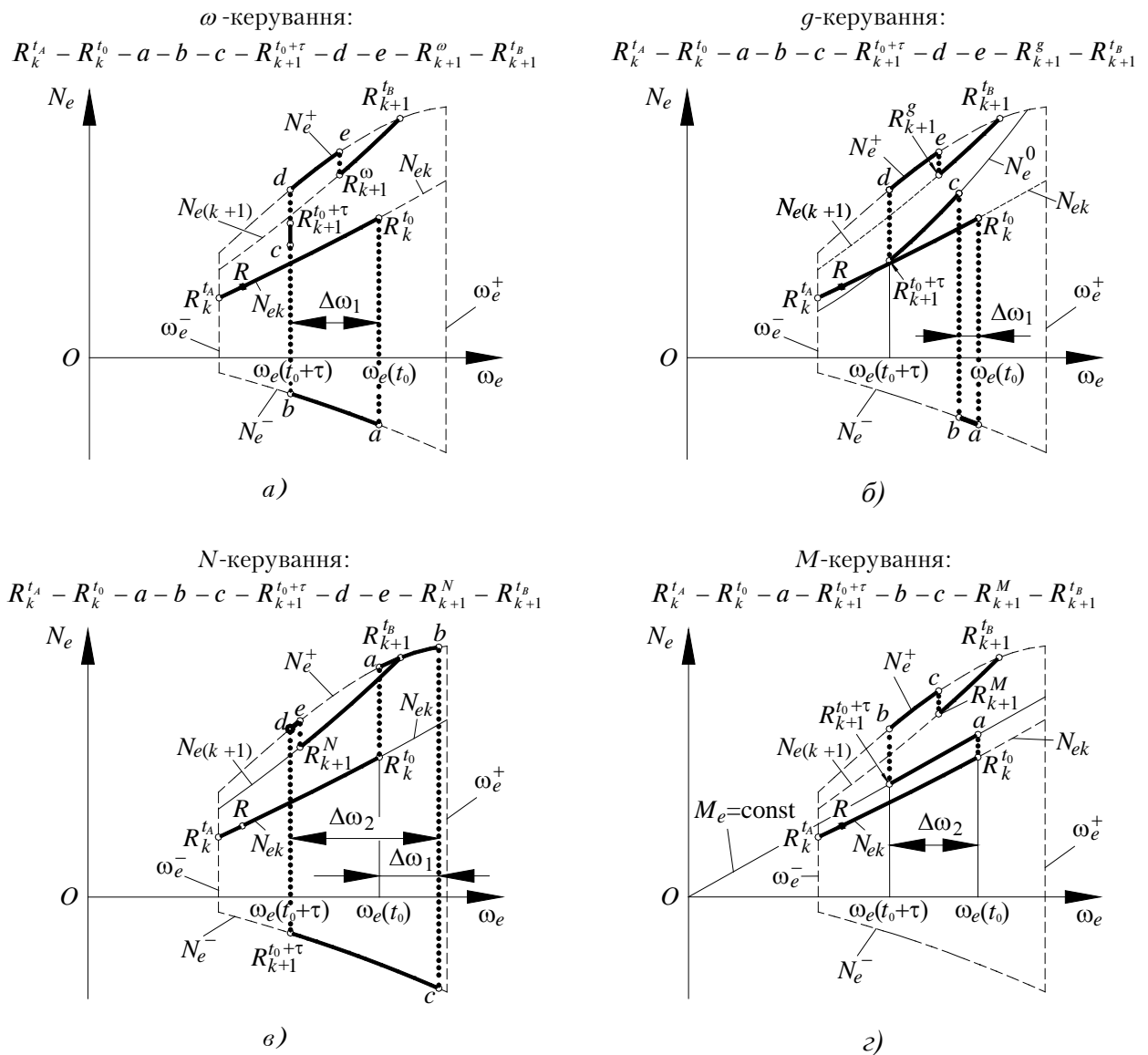


Рис. 3. Суміщення режимів роботи двигуна і ступеневої двопотокової трансмісії автомобіля

Процес зміни режиму роботи двигуна внаслідок перемикання впродовж проміжку часу τ передач фрикціями Φ_k та Φ_{k+1} залежить від способу керування двигуном. Щойно режим роботи двигуна досягне позиції $R_{k+1}^{t_0+\tau}$, перемикання завершується і подальша реалізація програми руху машини відбуватиметься так, що поточний режим R пересуватиметься вздовж кривої $N_{e(k+1)}(\omega_e)$, аж до цілком певної позиції $R_{k+1}^{t_B}$, що відповідає миті завершення контрольованої тут частини програми руху машини.

Звісно, за мить t_0 початку перемикання передач може бути довільно взята інша допустима мить t_i процесу відтворення заданої програми руху автомобіля, а замість величини $t_0 + \tau$, що відповідає миті завершення роботи фрикціонів зчеплень, можна віддати перевагу також якійсь іншій допустимій величині $t_i + \tau_j$. Отож цілком природно виникає задача добору оптимальних значень параметрів t_i та $t_i + \tau_j$, а також оптимального (чи хоча б раціонального) способу керування двигуном і фрикціями.

На рисунку 3 виділено деякі форсовані перехідні режими роботи двигуна, що частково залучають множину $N_e = N_e^-(\omega_e)$ гальмівних режимів. Тобто в процесі роботи фрикціонів режим роботи двигуна R може пересуватись в системі координат $\omega_e ON_e$ вздовж ліній $R_k^{t_A} - R_k^{t_0} - a - b - c - R_{k+1}^{t_0+\tau} - d - e - R_{k+1}^m - R_{k+1}^{t_B}$; $R_k^{t_A} - R_k^{t_0} - a - b - c - R_{k+1}^{t_0+\tau} - d - e - R_{k+1}^g - R_{k+1}^{t_B}$ або лінії $R_k^{t_A} - R_k^{t_0} - a - b - c - R_{k+1}^{t_0+\tau} - d - e - R_{k+1}^N - R_{k+1}^{t_B}$. При цьому в усіх способах керування від двигуна «вимагають» реалізовувати на початку роботи фрикціонів зчеплень (від якоїсь миті t_0) форсовані режими (ділянки ab). Однак реалізація завершальної стадії керування «вимагає» від двигуна забезпечити: у разі першого способу керування — сталу кутову швидкість; у разі другого — обертовий момент належить лінії мінімальної питомої витрати палива $N_e = N_e^0(\omega_e)$ (вертикальні ділянки $c - R_{k+1}^{t_0+\tau}$). Для третього способу керування початок керування «вимагає» від двигуна забезпечити належність зовнішнім режимам роботи $N_e = N_e^+(\omega_e)$ (ділянка $a - b$). В усіх трьох варіантах керування загальною тривалістю роботи фрикціонів вважатимемо однаковою — τ .

Перший спосіб керування двигуном назвемо ω -керуванням (за ознакою $\omega_e = \text{const}$), другий — g -керуванням (за ознакою відповідності режимів N_e^0 мінімальним значенням питомої витрати пального $g_e = Q_t / (M_e \omega_e)$), а третій — N -керуванням (або динамічним керуванням) (за ознакою цілковитої належності зовнішнім режимам роботи двигуна $N_e = N_e^+(\omega_e)$ та $N_e = N_e^-(\omega_e)$) [8, 9].

На рисунку 3 показано ще один варіант керування двигуном: $R_k^{t_A} - R_k^{t_0} - a - R_{k+1}^{t_0+\tau} - b - c - R_{k+1}^M - R_{k+1}^{t_B}$. При цьому способі керування на початку роботи фрикціонів двигун одразу «зобов'язаний» реалізовувати сталий обертовий момент. Такий спосіб керування двигуном за даних параметрів t_0 і τ не залучає зовнішні режими, а отже, не належить до форсованих. Назвемо його (за ознакою $M_e = \text{const}$) — M -керуванням.

Фрикціони зчеплень Φ_k і Φ_{k+1} кожного разу сумісно повинні забезпечити перехід $R_k^{t_i} - R_{k+1}^{t_i+\tau_j}$ режиму R роботи двигуна з кривої $N_{ek}(\omega_e)$ на криву $N_{e(k+1)}(\omega_e)$ без жодного порушення, як зазначалося, заданої водієм програми руху автомобіля.

Але навіть це конкретне завдання можна виконати, втілюючи найрізноманітніші програми пробуксовування фрикційних елементів. Зокрема, можна вимагати, щоб перемикання передач було здійснене чи впродовж наперед заданого відрізка часу з дотриманням якоїсь конкретної вимоги, чи за найкоротший час (динамічне перемикання з обмеженими фрикційними ресурсами), чи з найменшим розвіюванням енергії (енергоощадне перемикання) тощо.

Відповідно до схеми, що надана на рисунку 3:

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

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

де M_k^Φ і M_{k+1}^Φ – обертові моменти, що створені фрикціонами Φ_k і Φ_{k+1} ; $M_k^\Phi \omega_e \geq 0$, $M_{k+1}^\Phi \omega_e \geq 0$; u_k – передатне відношення (k передача). Оскільки програма руху автомобіля є заданою, то відомою в кожному мить часу є її величина (2):

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

Алгоритм синтезу оптимальних законів керування двопотоковою механічною трансмісією транспортної машини можна розглядати, не беручи до уваги втрати енергії на тертя в зубчатих зачепленнях та підшипниках валів. До того ж, приймаємо:

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

де коефіцієнти a і b визначаються значеннями наперед заданих параметрів t_i , $t_i + \tau_j$. Вираз (4) своєрідно відображає програму сумісної роботи двох зчеплень в процесі перемикання передач з k на $(k+1)$.

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

$$M_a(t) = \frac{r_k u_0}{\eta_{\text{тп}}} \left(G_{\text{аш}} + k_{\text{п}} F v^2(t) + m_{\text{ад}} \frac{dv(t)}{dt} \right), \quad (5)$$

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

$$\delta = 1 + \frac{I_{\text{а}} u_0^2 \eta_{\text{тп}}}{m_{\text{а}} r_k^2} + \sum I_k \frac{1}{m_{\text{а}} r_k^2}, \quad (6)$$

де $\sum I_k$ – сумарний момент інерції коліс.

Слід зазначити, що дотримання заданої програми руху продовж всього часу перемикання можливо лише за певних умов. Швидкості проковзування (буксування) фрикціонів Φ_k та Φ_{k+1} (рис. 3) визначаються за формулами:

$$\omega_{sk} = \omega_e - \omega_1 = \omega_e - \frac{z_2}{z_1} \omega_{25} = \omega_e - \frac{z_2}{z_1} \omega_a, \quad (7)$$

$$\omega_{s(k+1)} = \omega_e - \omega_3 = \omega_e - \frac{z_4}{z_3} \omega_{45} = \omega_e - \frac{z_4}{z_3} \omega_a, \quad (8)$$

де ω_1 , ω_3 – швидкості обертання шестерень з кількостями зубів z_1 , z_3 ; z_2 і z_4 – кількості зубів на шестернях проміжних валів (швидкість обертання яких, відповідно, ω_{25} та ω_{45}).

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

$$\omega_e > 0, \quad \omega_a > 0, \quad \omega_{s(k+1)} = \omega_e - \omega_a \geq 0, \quad (9)$$

(у разі, якщо $\omega_{s(k+1)} = \omega_e - \omega_a < 0$ справджувалась би й умова $\omega_{sk} = \omega_e - \omega_a / u_k < 0$ ($u_k < 1$), що означало б гальмування двигуном). Величина

$$\omega_{sk} = \omega_e - \omega_a / u_k \quad (u_k < 1), \quad (10)$$

в цілому може бути й додатною, й від'ємною. Тому передача крутного моменту обома зчепленнями можлива, якщо:

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

запобігаючи можливість надходження енергії ззовні (фрикціони зчеплень здатні лише розвивати енергію).

Для обраних способів керування двигуном і будь-якої варіації значень миті початку t_i і тривалості τ_j буксування фрикціонів можна обчислити відповідні значення абсолютної витрати

палива на заданій ділянці. В системі координат tOQ_{AB} можна побудовано паливну характеристику сумісної роботи двигуна та двопотокової коробки передач (рис. 4).

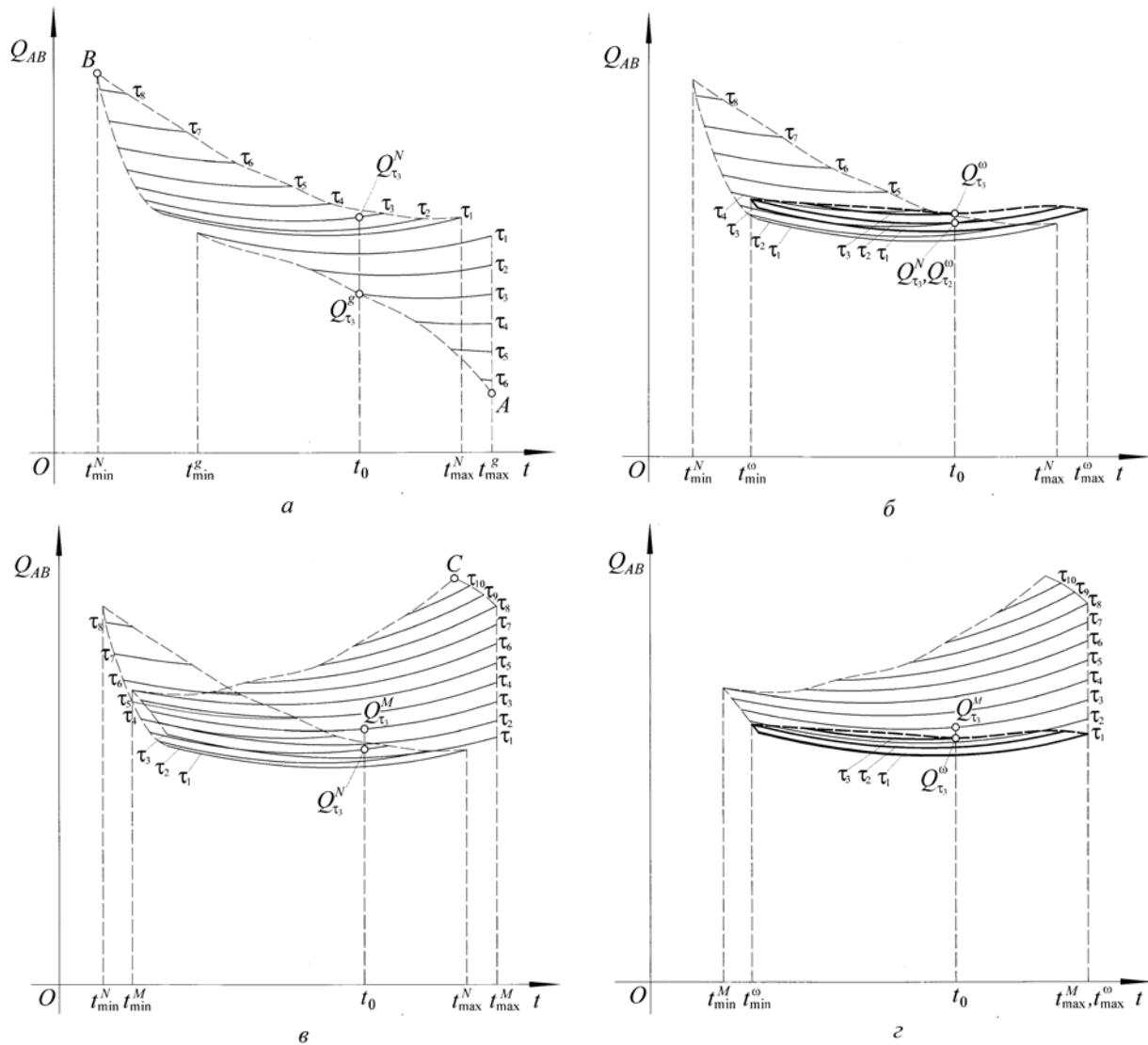


Рис. 4. Паливна характеристика автомобіля

Паливна характеристика для заданої пари передач відображена сім'ями кривих $Q_{AB}^N(t_i, \tau_j = \text{const})$ і $Q_{AB}^g(t_i, \tau_j = \text{const})$ (рис. 4, а), $Q_{AB}^N(t_i, \tau_j = \text{const})$ і $Q_{AB}^\omega(t_i, \tau_j = \text{const})$ (рис. 4, б), $Q_{AB}^N(t_i, \tau_j = \text{const})$ і $Q_{AB}^M(t_i, \tau_j = \text{const})$ (рис. 4, в) та $Q_{AB}^\omega(t_i, \tau_j = \text{const})$ і $Q_{AB}^M(t_i, \tau_j = \text{const})$ (рис. 4, г) (верхні індекси позначають відповідні програми керування двигуном). Ці множини кривих відображають цілком різні поверхні витрат пального для різних способів керування двигуном. Щодо виділених раніше режимів керування тепловим двигуном при заданому t_0 у разі не надто великої тривалості τ буксування фрикціонів (наприклад, у разі $\tau = \tau_3$, рис. 4) видно, що $Q_{\tau_3}^g < Q_{\tau_3}^N < Q_{\tau_3}^\omega < Q_{\tau_3}^M$. На рисунку 4, б точки $Q_{\tau_3}^N$ і $Q_{\tau_2}^\omega$ збігаються. Очевидно, що g - та N -керування тепловим двигуном в процесі перемикання передач виявилися економічнішими, порівняно з M - та ω -керуванням. Виявляється, чим більшим є значення параметра τ_j (тривалості буксування фрикціонів), тим меншим є діапазон добору допустимої миті перемикання t_i для усіх без винятку способів керування двигуна. Зокрема, в точці А (g -керування) та в точці В, (N -керування) (рис. 4, а), а також в точці С (M -керування) (рис. 4, в) свобода вибору взагалі зникає. Діапазон зміни параметра τ_j для

ω -керування в цілому незначний. Способи g - та N -керування двигуном обмежені тривалостями роботи фрикціонів, відповідно, значеннями дещо більшими за τ_6 та τ_8 . Отже, найбільш неекономічний спосіб M -керування (рис 4, σ ; z) вирізняється з-поміж інших значним діапазоном зміни параметрів t_i ($t_{\min}^M - t_{\max}$) та τ_j ($\tau_1 - \tau_{10}$). Особливо чутливим до вибору параметрів t_i та τ_j щодо паливної економічності є g -керування двигуном. З рисунку 6 видно, що, по-перше, реалізувати цей спосіб керування можна доволі пізно, з деякої миті t_{\min}^g ($t_{\min}^N < t_{\min}^M < t_{\min}^{\omega} < t_{\min}^g$), а по-друге – при збільшенні тривалості роботи фрикціонів абсолютна витрата палива Q_{AB}^g для пізніх перемикачів суттєво менша, ніж для ранніх. В цілому форсовані способи керування двигуном виявились ефективнішими за нефорсовані, з огляду на паливну економічність.

Висновки і перспективи подальших досліджень. Системне дослідження універсальних паливних характеристик сумісної роботи автомобільного двигуна, трансформатора механічної потужності та фрикційних засобів керування трансмісією дозволяє виявляти навіть дуже приховані можливості підвищення паливної економічності автомобіля, які зазвичай залишаються поза увагою дослідників. Це дає можливість окреслити цілком нові напрямки зменшення енерговитрат при автоматизації транспортної машини на засадах концепції непорушності програми руху автомобіля, що задана водієм.

Список використаної літератури:

1. Schwab M. Electronic Control of a 4-Speed Automatic Transmission with Lock-Up Clutch / M.Schwab // SAE Technical Paper Series. – 1984. – № 840448. – Pp. 85–93.
2. Koralewski G. Metodyka wyznaczania optymalnych momentów przełączania biegów przekładni hydromechanicznej w czasie rozpędzania samochodu / G.Koralewski // Folia Societatis Lublinensis. – Vol. 5, № 1. – Lublin, 1996. – S. 5–17.
3. Гащук П.Н. Энергетическая эффективность автомобиля / П.Н. Гащук. – Львов : Світ, 1992. – 208 с.
4. Гащук П.М. Взаємозумовленість структури рядів передатних відношень та оптимальних законів перемикачів ступеневої трансмісії автомобіля / П.М. Гащук, Р.А. Пельо // Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні та приладобудуванні : Вісник Нац. ун-ту "Львівська політехніка". – 2004. – № 515. – С. 74–80.
5. Гащук П.М. Особливості оптимального перемикачів передач у багатоступеневій трансмісії автомобіля / П.М. Гащук, Р.А. Пельо // Вісник СХУ імені Володимира Даля. – № 7 (101). – Луганськ, 2006. – С. 45–48.
6. Пельо Р.А. Обґрунтування деяких властивостей автомата керування трансмісією автомобіля / Р.А. Пельо // Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів і поїздів. – 2006. – Вип. 9. – С. 94–98.
7. Гащук П.М. Обґрунтування вибору програми перемикачів в механічній трансмісії автомобіля при реалізації заданої програми руху / П.М. Гащук, Р.А. Пельо // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні : український міжвід. наук.-техн. зб. – Львів : Нац. ун-т «Львівська політехніка», 2007. – Вип. 41. – С. 73–80.
8. Гащук П.М. Аналіз перехідного процесу при автоматизованому перемикачів ступенів трансмісії автомобіля / П.М. Гащук, Р.А. Пельо // Вісник Нац. транспортного ун-ту. – К. : НТУ, 2009. – Вип. 18. – С. 32–41.
9. Гащук П.Н. Оптимизация топливно-скоростных свойств автомобиля / П.Н. Гащук. – Львов : Вища школа, 1987. – 168 с.
10. Гащук П.М. Досконалість автомобільної трансмісії в системі оцінок проектного менеджменту / П.М. Гащук, Р.А. Пельо // Вісник Львівського держ. ун-ту безпеки життєдіяльності. – 2014. – № 9. – С. 53–71.

References:

1. Schwab, M. (1984), "Electronic Control of a 4, -Speed Automatic Transmission with Lock-Up Clutch", *SAE Technical Paper Series*, No. 840448 pp. 85–93.

2. Koralewski, G. (1996), “Metodyka wyznaczania optymalnych momentyw prze czania biegyw przekladni hydromechanicznej w czasie rozp dzania samochodu”, *Folia Societatis Lublinensis*, Vol. 5, No. 1, pp. 5–17.
3. Gashchuk, P.N. (1992), *Energeticheskaya effektivnost' avtomobilya*, Svit, Lviv, 208 p.
4. Gashhuk, P.M. and Pel'o, R.A. (2004), “Vzajemozumovlenist' struktury rjadiv peredatnyh vidnoshen' ta optymal'nyh zakoniv peremykannja stupenevoi' transmisii' avtomobilja”, *Optyimizacija vyrobnychyh procesiv i tehnicnyj kontrol' u mashynobuduvanni ta prykladobuduvanni: Visnyk Nacional'nogo universytetu “L'vivs'ka politehnika”*, No. 515, pp. 74–80.
5. Gashhuk, P.M. and Pel'o, R.A. (2006), “Osoblyvosti optymal'nogo peremykannja peredach u bagatostupenevij transmisii' avtomobilja”, *Visnyk SNU im. V. Dalja*, No. 7 (101), pp. 45–48.
6. Pel'o, R.A. (2006), “Obg'runtuvannja dejakyh vlastyvostej avtomata keruvannja transmisijeju avtomobilja”, *Proektuvannja, vyrobnyctvo ta ekspluatacija avtotransportnyh zasobiv i poi'zdiv*, Vol. 9, pp. 94–98.
7. Gashhuk, P.M. and Pel'o, R.A. (2007), “Obg'runtuvannja vyboru programy peremykan' v mehanicnij transmisii' avtomobilja pry realizacii' zadanoi' programy ruhu”, *Avtomatyzacija vyrobnychyh procesiv u mashynobuduvanni ta prykladobuduvanni: Ukrai'ns'kyj mizhvid. nauk.-tehn. zbirnyk*, Vol. 41, pp. 73–80.
8. Gashhuk, P.M. and Pel'o, R.A. (2009), “Analiz perehidnogo procesu pry avtomatyzovanomu peremykanni stupeniv transmisii' avtomobilja”, *Visnyk Nacional'nogo transportnogo universytetu*, Vol. 18, pp. 32–41.
9. Gashchuk, P.N. (1987), *Optimizatsiya toplivno-skorostnykh svoystv avtomobilya*, Vyscha shkola, Lviv, 168 p.
10. Gashhuk, P.M. and Pel'o, R.A. (2014), “Doskonalist' avtomobil'noi' transmisii' v systemi ocinok proektnogo menedzhmentu”, *Visnyk L'vivs'kogo derzhavnogo universytetu bezpeky zhyttjedijal'nosti*, No. 9, pp. 53–71.

ПЕЛЬО Роман Андрійович – старший викладач кафедри експлуатації та ремонту автомобільної техніки Інститут інженерної механіки і транспорту Національного університету «Львівська політехніка».

Наукові інтереси:

– дослідження впливу параметрів механічної трансмісії на алгоритми автоматизованого добору передач за цілком довільних умов і режимів руху автомобіля.

Тел.: 0975044982; 0956329144.

E-mail: peliorom70@gmail.com

Стаття надійшла до редакції 12.09.2016