

ВЗАЄМОЗУМОВЛЕНІСТЬ КРИТЕРІЇВ ОЦІНЮВАННЯ ЯКОСТІ КЕРУВАННЯ СИСТЕМОЮ “ДВИГУН-ТРАНСМІСІЯ” ЗА НАДЛИШКОВОГО ПЕРЕКРИТТЯ ПЕРЕДАЧ

© Пельо Р. А., 2017

З метою удосконалення роботи трансмісії автомобіля проаналізовано перехідні процеси у двигуні під час перемикання передач. Обрано критерії якості оцінювання ефективності процесу перемикання передач у східчастій трансмісії з фрикційними елементами за надлишкового перекриття передач. За єдиним енергетичним критерієм досліджено вплив деяких способів одночасного керування двигуном та трансмісією на роботу буксування фрикційних елементів та відхилення від заданої програми руху.

Ключові слова: автомобіль, двигун, трансмісія, фрикціони, керування, програма.

R. Pelio

THE EVALUATION CRITERIA OF INTERDEPENDENCE OF QUALITY MANAGEMENT OF SYSTEM “ENGINE-TRANSMISSION” AT EXCESS OVERLAPPING AT SUPERFLUOUS OVERLAPPING OF TRANSFER

The analysis of transient processes in the engine during gear shifting was carried out in order to improve a transmission action of vehicle. The quality evaluation criteria of stepped gear transmission process efficiency with friction elements in excess overlapping transmissions were chosen. The influence of some ways of simultaneously engine and transmission controlling on slipping friction work of elements and the deviation from the given program motion was investigated on the basis of a single energy criterion.

Key words: automobile, engine, transmission, frictions, management, program.

Постановка проблеми. Розроблення алгоритмів автоматичного керування перемиканням передач пересічно зводиться до вирішення двох задач. Перша задача – це синтез характеристик перемикання передач, які відображено граничними значеннями інформаційних параметрів, на основі яких формуються сигнали керування у мікропроцесорних контролерах і реалізують електрогід-равлічними виконавчими механізмами. Друга – це синтез характеристик керування фрикційними елементами, які здійснюється зміною передатних чисел коробки перемикання передач (КПП). У роботі розглянуто другу задачу.

На думку дослідників [1], покращення динаміки і паливної ощадності автомобіля під час перехідних процесів у трансмісії автомобіля пов'язане з розв'язанням чималої кількості менш стратегічних за рангом, але цілком незалежних задач. У статті власне спростовується правомірність такого бачення проблеми синтезу законів керування трансмісією. Виявляється, що динамічність та енергетична ощадність – різні, проте взаємопов'язані аспекти досконалості автомобіля, які немає жодного сенсу протиставляти один одному.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Якість процесу перемикання передач характеризують зокрема два критерії: плавність перемикання та робота буксування фрикційної муфти (ФМ) [2]. Плавність перемикання визначається зміною прискорення АТЗ та його максимальним значенням. Прискорення АТЗ зокрема залежить від значення різниці обертового моменту, яку передає муфта, та моменту, який необхідний для подолання сил опору рухові.

Необхідної плавності перемикання можна досягти, керуючи одночасно тиском у муфтах вимикання та вмикання. Відтак, перемикаючись “догори” при буксуванні ФМ, що вимикається, зниження тиску у ФМ, що вмикається, зменшує прискорення АТЗ. Але занадто великий тиск у муфті вищої передачі може призвести до жорсткого поштовху і динамічних перевантажень елементів трансмісії [3].

Сумісною роботою декількох муфт можна знизити потужність буксування муфти, що вмикається. Це зокрема можливо, якщо при перемиканнях “догори” задіяти муфти вищих передач, при перемиканнях “донизу” – муфти нижчих передач [2, 3].

Загалом плавність перемикань відчутно залежить від тривалості процесу перемикання. Максимальної плавності можна досягти, якщо розтягнути цей процес у часі, але при цьому збільшується час буксування і, як наслідок, збільшується зношеність фрикційних елементів. Мінімального зношення фрикційних елементів можна досягнути зменшивши тривалість буксування, а отже, відмовитися від плавного перемикання. Тому важливо знайти “золоту середину” між роботою буксування ФМ і плавністю перемикань [3]. Робота буксування ФМ при перемиканні передач є основним, але не єдиним параметром, на який потрібно орієнтуватися, вибираючи закони зміни тиску у ФМ.

Під час перемикання передач, на думку багатьох дослідників, доцільно керувати швидкістю обертів двигуна зміною паливоподачі [4, 5]. Частково такосіб змодельовано роботу гідromеханічних трансмісій та деяких роботизованих КПП вантажних АТЗ [1]. Аналіз результатів такого моделювання одного перемикання вказує на те, що за однакових законів зміни тиску у ФМ тривалість буксування і температура нагрівання фрикціонів зменшується удвічі порівняно з варіантом без керування двигуном.

Особливості однопарних перемикань передач “догори” доволі докладно описано у роботах [1–3]. Автори пропонують поділяти процес перемикань на етап перекриття і етап розгону, причому перший з них поділяти на два періоди: оптимального і надлишкового перекриття.

Формулювання мети досліджень. Метою роботи було обґрунтування вибору критеріїв оцінювання якості перехідних процесів у східчастій механічній роботизованій КПП автомобіля за одночасного керування фрикційними елементами та двигуном. У широкому сенсі розглянуто задачу синтезу оптимальних законів перемикань шляхом порівняння оптимального та надлишкового перекриття передач трансмісії та законів навантаження двигуна. За будь-яких варіантів порівняння якості перехідних процесів у КПП остаточний висновок про доцільність їх застосування приймають на основі єдиного енергетичного критерію – витрати палива.

Виклад основного матеріалу дослідження. Оцінити якість перехідних процесів під час перемикання більш-менш коректно (в традиційному сенсі) можна, окресливши закони керування двигуном та ступінь перекриття передач КПП. Перекриття вважають оптимальним, якщо в момент повного вимикання ФМ попередньої передачі момент на ФМ, яка вмикається, досяг значення моменту опору рухові, і надлишковим – якщо момент на ФМ, яка вмикається, досяг значення моменту опору рухові, а ФМ попередньої передачі ще не вимкнута. Отже, за надлишкового перекриття передач розглядаються алгоритми керування, які унеможливають розрив потоку потужності між двигуном та рушієм, а отже, є корисними для скрутних умов руху автомобіля.

У роботах, присвячених математичному моделюванню процесу перемикання [1–3], приймають, що за деякого надлишкового перекриття передач можуть одночасно буксувати фрикційні елементи, зокрема ФМ, яка вмикається, і та, що вимикається. При цьому у всіх цих роботах відсутнє експериментальне підтвердження цього припущення. На думку інших авторів [2], у КПП такі процеси є малоймовірними хоча б тому, що на початку перемикання передач, поки ФМ замкнута, її момент тертя визначається значенням статичного коефіцієнта тертя f_0 (коефіцієнта тертя спокою). Момент тертя ФМ, яка буксує, визначатиметься значенням динамічного коефіцієнта тертя f (коефіцієнта тертя ковзання), який суттєво менший за коефіцієнт тертя спокою. Отже, за деякого навіть незначного надлишкового перекриття передач на початку процесу перемикання і в його кінці буксуватиме завжди лише одна ФМ.

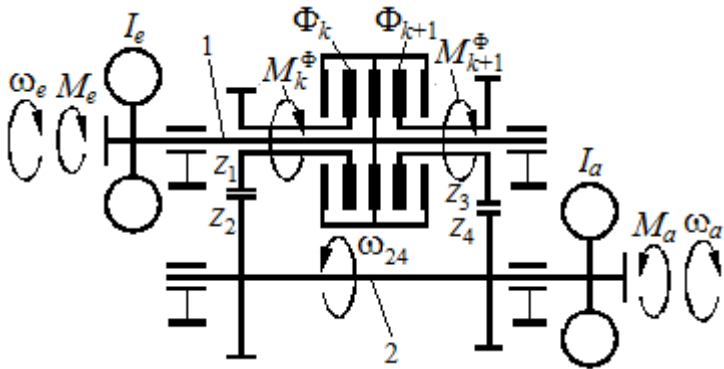


Рис. 1. Двомасова динамічна модель КПП із двома передачами

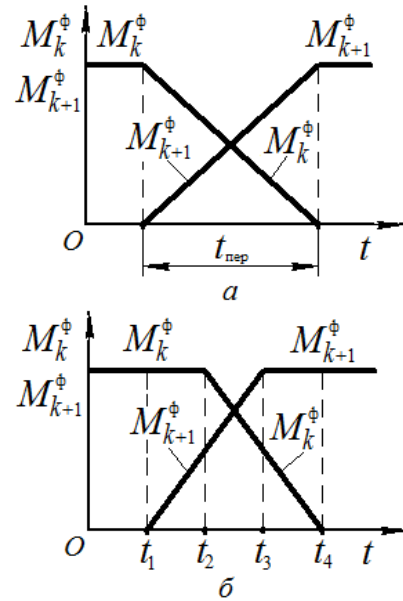


Рис. 2. Зміна обертових моментів ФМ

У роботі за розрахункову обрано двомасову динамічну модель КПП при реалізації однопарних перемикач (рис. 1). Відповідно до цієї схеми

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

$$\text{sign}(\omega_e - \frac{\omega_a}{u_k}) \frac{M_k^\Phi}{u_k} + \text{sign}(\omega_e - \frac{\omega_a}{u_{k+1}}) \frac{M_{k+1}^\Phi}{u_{k+1}} - M_a = I_a \cdot \frac{d\omega_a}{dt}, \quad (2)$$

де M_e та ω_e , відповідно, обертовий момент та швидкість обертання вала двигуна; I_e – момент інерції мас трансмісії, пов’язаних з первинним валом КПП; I_a – зведений момент інерції мас трансмісії між КПП та рушієм; M_k^Φ і M_{k+1}^Φ – обертові моменти, створювані фрикційними муфтами Φ_k і Φ_{k+1} ; u_k – передатне відношення (k -та передача). Оскільки програма руху автомобіля є заданою, то відомою в кожному мить часу є її величина (див. (2))

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

На рис. 2,а і рис. 2,б, відповідно, зображено закони керування фрикційними елементами за оптимального та надлишкового перекриття передач. Щодо оптимального перекриття передач, то особливості математичного моделювання таких однопарних перемикач докладно розглянуто в роботі [6]. Детальніше розглянемо варіант з деяким надлишковим перекриттям передач (рис. 2, б).

Терміна “надлишкове перекриття передач” означає, що цьому способу керування притаманні лише три варіанти стану ФМ.

Перший варіант: ФМ, яка вимикається, замкнута, а ФМ, яка вмикається, буксує (проміжок часу $t_1 - t_2$ рис. 2, б). Другий: обидві муфти буксують ($t_2 - t_3$). Третій: ФМ, передача, яка вимикається, буксує, а ФМ, яка вмикається, замкнута ($t_3 - t_4$). Отже, процес перемикач передач щодо стану ФМ може відбуватись у три етапи.

При цьому умовою, яка визначає знак моменту, що передає ФМ (Φ_k чи Φ_{k+1} рис. 1) на вторинний вал, є: якщо частота обертів ведучих дисків ФМ більша за частоту обертів ведених, то муфта передає момент на вторинний вал, а в іншому випадку відбирає його. У випадку, коли задано програму руху АТЗ $M_a = M_a(t)$ і, наголошуємо, є можливість керувати двигуном, завдання синтезу оптимальних законів керування трансмісією набуває особливого сенсу.

З урахуванням такого поділу на етапи, а також основних характеристик двигуна (паливовитратна, швидкісна), впливу потужності буксування на швидкість обертання первинного та вторинного валів КП, розроблено і реалізовано у програмному середовищі MathCAD динамічну модель однопарного перемикання передач.

Відомо, що “кращий” режим роботи двигуна має використовуватись довше рівно на стільки, наскільки він “кращий” [5]. За основу загальної стратегії керування двигуном взято припущення про роботу двигуна на етапі перекриття передач тільки на регуляторній гілці його зовнішньої чи часткових швидкісних характеристик. Тобто приймається, що обертовий момент чи тільки швидкість обертів двигуна на цьому етапі можуть не змінюватись [3]. Хоча в інших джерелах доволі переконливо стверджують, що нехтування зміною швидкості обертання колінчастого вала може привести до хибних результатів моделювання, особливо на етапі перемикання передач під час руху за наперед визначеною програмою руху [6].

На рис. 3 унаочнено деякі результати моделювання законів керування двигуном ($\omega_e(t)$) з одночасним керуванням обох ФМ КПП відповідно (рис. 2, б). Зауважимо, що на рис. 3 позначення u_k та u_{k+1} слід сприймати як передатні числа суміжних передач, а не передатні відношення, як прийнято в рівняннях (1),(2) і (3). У будь-яку мить загального відтинку часу $t_1 - t_4$ справедливими є умови (1), (2) і (3). Загалом пропонується залучати до керування гальмівні (форсовані) режими двигуна (M_e^-), режими з незмінним обертовим моментом ($M_e = \text{const}$) та швидкістю обертів вала двигуна ($\omega_e = \text{const}$).

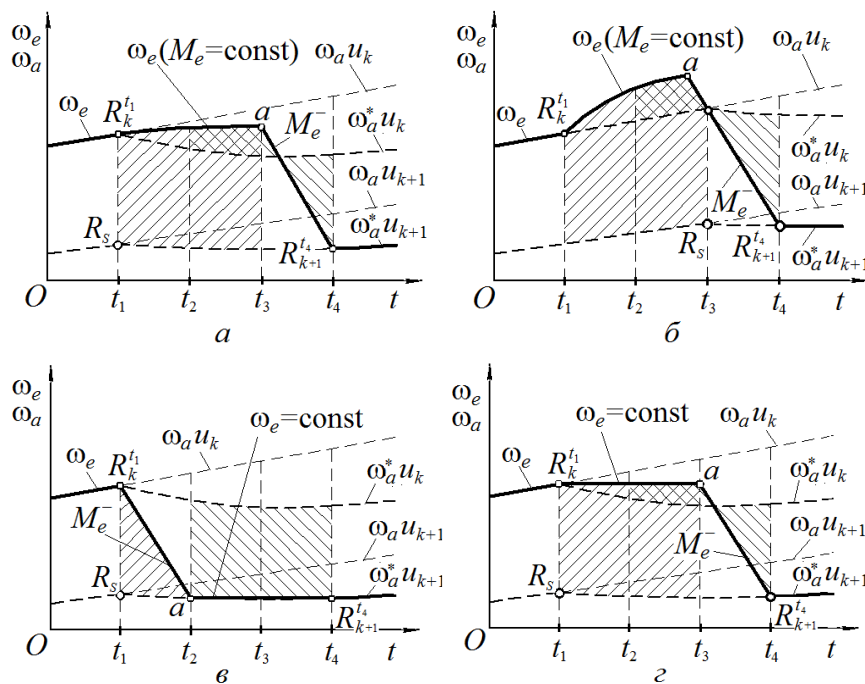


Рис. 3. Програми зміни режимів роботи двигуна

Усі наведені способи керування двигуном складаються з двох періодів. На рис. 3, а, та 3, б, зокрема, перший період ($t_1 - t_2 - t_3$) “вимагає” від двигуна на початку перемикань (точка $R_k^{t_1}$) забезпечити незмінний обертовий момент ($M_e = \text{const}$), а лише згодом перейти на форсований режим (M_e^-). Абсциса точки перетину цих кривих a (рис. 3,а) власне, визначатиме значення миті t_3 . Нагадаємо, що з моменту t_3 муфта Φ_k ще буксує, а Φ_{k+1} уже увімкнена. При цьому швидкість обертів вала двигуна $\omega_e(t)$ та вихідного вала КПП $\omega_a(t)$ знайдено за рівняннями (1) та (2) за умови, що $M_k^\Phi w_e > 0$ (рис. 3,а) та $M_k^\Phi w_e < 0$ (рис. 3,б), відповідно. А це означає, що у пер-

шому випадку двигун не реагує на зворотний потік потужності у муфті Φ_k , а у другому, переходить у режим активної протидії цьому, підвищуючи оберти за незмінного обертового моменту.

Проте з рис. 3,а випливає, що наслідком такої реакції двигуна є відхилення від заданої програми руху. Швидкість обертів ведучого диска ω_e фрикціона Φ_k менша за швидкість обертів веденого, тобто $\omega_e < \omega_{a u_k}$. Отже, це неодмінно призведе до зміни програми руху автомобіля впродовж усієї тривалості перемикачів (крива $\omega_{a u_k}^*$ загалом не збігається з кривою $\omega_{a u_k}$). У випадку активної протидії двигуна зворотному потоку потужності у муфті Φ_k (рис. 3, б) зміна програми руху настане дещо пізніше (мить t_3). До цієї миті виконується умова $\omega_e \geq \omega_{a u_k}$.

Керування режимами роботи двигуна за постійної швидкості обертів його вала має свої особливості (рис. 3,в та 3,г). По-перше, активно реагувати на зворотний потік потужності через муфту, що вимикається за таких умов, неможливо. Отже, зміна програми руху $M_a = M_a(t)$ настане, тільки-но розпочнеться перемикач. Проте цей спосіб керування, на відміну від попереднього, передбачає можливість чергування періодів. Наприклад, спочатку можна реалізувати форсований режим – M_e^- , а потім – $\omega_e = \text{const}$ чи навпаки (рис 3, в та 3, г, відповідно). Абсциса точки a перетину кривих (рис. 3, в) визначатиме мить t_2 . Нагадаємо, що з моменту t_2 обидві муфти Φ_k і Φ_{k+1} пробуксовують.

Висновки. Повертаючись до раніше задекларованої тези про роботу буксування ФМ як основний, але не єдиний критерій досконалості процесу перемикачів, робимо висновок, що окрім цього параметра варто відстежувати і ступінь відхилення фактичної програми руху $\omega_a^*(t)$ від заданої $\omega_a(t)$ для різних способів одночасного керування ФМ і двигуном. Щодо роботи буксування ФМ, то навіть без використання відомої залежності для її розрахунку, з рис. 3 видно, що її значення можна опосередковано оцінити візуально (заштриховані області, обмежені відповідними кривими). У цьому випадку робота буксування ФМ та відхилення від заданої програми за умови різних способів керування двигуном та надлишкового перекриття передач, очевидно, не завжди взаємозумовлені. Останнє твердження потребує доведення. Проте попередніми дослідженнями встановлено, що на якомусь етапі навіть незначне відхилення від заданої програми руху можна сприймати як еквівалент критерію плавності перемикачів передач. Останній критерій дослідити суто аналітичними засобами майже неможливо. Відтак, наведені вище критерії досконалості перехідних процесів у КПП слід зводити до єдиного енергетичного – витрати палива.

1. Абдулов С В. Динамика переходных процессов и синтез оптимального управления переключением передач гидромеханической трансмиссии транспортных машин // Дисс. ... канд. техн. наук. – Курган, 2005. – 143 с. 2. Аландеев Е. М. Однопарные переключения ступеней в коробках передач тракторов // Известия МГТУ “МАМИ”. Научный рецензируемый журнал. Серия 1. Наземные транспортные средства, энергетические установки и двигатели. – М.: МГТУ “МАМИ”, 2014. – №2 (20). – Т. 1. – С. 87–92. 3. Шарипов В. М., Городецкий К. И., Дмитриев М. И. и др. Математическая модель процесса переключения передач в коробке передач трактора с помощью фрикционных муфт // Известия. М.: МГТУ “МАМИ”, 2012. – № 1(13). – С. 112–122. 4. Koralewski G. Metodyka wyznaczania optymalnych momentów przełączania biegów przekładni hydromechanicznej w czasie rozprędzania samochodu // Folia Societatis Lublinsensis. – Vol. 5. – Nr 1. – Lublin, 1996. – S. 5–17. 5. Гацук П.Н. Энергетическая эффективность автомобиля. – Львов: Світ, 1992. – 208 с. 6. Гацук П. М., Пельо Р. А. Досконалість автомобільної трансмісії в системі оцінок проектного менеджменту // Вісник Львівського державного університету безпеки життєдіяльності. – 2014. – № 9. – С. 53–71.