

П.М. Гащук¹, д-р техн. наук, професор, Р.А. Пельо²
 (¹Львівський державний університет безпеки життєдіяльності),
²Національний університет «Львівська політехніка»

ДОСКОНАЛІСТЬ АВТОМОБІЛЬНОЇ ТРАНСМІСІЇ В СИСТЕМІ ОЦІНОК ПРОЕКТНОГО МЕНЕДЖМЕНТУ

З позицій проектного менеджменту ведеться аналіз рівня досконалості автомобільних трансмісій. Оцінюється вплив миті початку перемикання передач на ефективність розгону транспортного засобу (на витрату палива при заданому рівні динамічності). Вивчаються різні програми перемикання передач за різних значень тривалості буксування фрикціона. Наводяться аргументи на користь того, що процеси перемикання передач мають бути не надто швидкоплинними. Наголошується на тому, що між законами перемикання передач, оптимальними що з огляду на паливну ощадність, що з огляду на динамічність, не існує жодних відмінностей. На підставі отриманої інформації робиться висновок про те, що різноманітність пропозицій на ринку трансмісій є необґрунтовано надмірною і навіть шкідливою.

Ключові слова: автомобіль, трансмісія, досконалість трансмісії, проектний менеджмент, портфель проектів, оптимальні закони перемикання передач.

Мотивація. Більшість автомобілів зазвичай потрапляють на ринок у багатьох різних комплектаціях – у формі своєрідного проектно-продуктового портфеля, пропонованого (а часто жорстко нав'язуваного) виробниками. Особливо важко орієнтуватись у вмісті цього портфеля, коли йдеться про вибір автомобільної трансмісії. Нав'язуваний портфель, звісно, сформований ніби й на основі запиту ринку, але як забути про те, що виробник засобами реклами має змогу (зауважмо, за рахунок споживача) створювати настирливий тиск на ринок відповідно до своїх інтересів. Взагалі кажучи, рекламна акція мала б містити в собі суто об'єктивну інформацію, а в такому разі взаємостосунки між виробником і споживачем продукту будувались би на цілком об'єктивних засадах, на засадах справедливого компромісу, за прозорою формулою «ціна ↔ якість». Але насправді для цього не вистачає інформації про досконалість трансмісій як таку і у виробника, і у споживача.

Отож серед звичних проектів – маркетингового дослідження, розробки нових продуктів і технологій, рекламних акцій, освоєння нового виробництва, виведення на ринок нового продукту, завоювання нових ринків збуту, технології збуту тощо – не вистачає ще одного – проекту консенсусного порозуміння між виробником і споживачем щодо досконалості й ціни продукту, який просувають на ринок. Виробник може пробувати обманом окупити свої зроблені раніше хибні кроки, а може й не знати, що його реклама побудована на хибній інформації. А споживач не зобов'язаний розбиратись в тонкощах прояву досконалості автомобіля, але мусить мати змогу отримати об'єктивну інформацію в прийнятній, грубо наочній для нього формі, аби не поласитися на те «дешево», що насправді дешевим не є. Поєднання всіх цих проектів – важливий мультипроект штибу «дослідження – розвиток». Звідси – *мета статті*: навести лад у системі знань про досконалість, приміром, трансмісії автомобіля, аби мультипроект автомобілізації не мав хиб і внутрішніх суперечностей.

Оглядово-аналітична частина. Розгляньмо аналітично (критично) *найновіші досягнення* в області синтезу та виготовлення трансмісій, трансмісій, які доведені до масового виробництва й ніби визнані ринком. Орієнтуватись у технічному різноманітті, звісно, завжди складно, але все ж можливо, якщо не зважати особливо на окремі дециці [1–5].

Розрізняють чотири основні різновиди автомобільних трансмісій: звичайна ступенева механічна (з ручним перемиканням передач, мануальна), автоматична (зазвичай – 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).

Вважають, що автоматична скринька передач була винайдена унаслідок інтелектуальних зусиль працівників американського концерну General Motors. Перший автомобіль з автоматичною трансмісією – Oldsmobile Custom & Cruiser – зійшов з конвеєра в 1939 році.

Типовий автомат-трансмісія з гідродинамічним (переважно комплексним) трансформатором (чи гідродинамічною муфтою) зазвичай «пропонує» на вибір суто водію такі режими роботи: P (англ. «Park») – паркування (колісні рушії заблоковані, але блокування здійснене всередині самої скриньки передач і не пов'язане із стоянковим гальмом); N (англ. «Neutral») – марний хід; R (англ. «Reverse») – задній хід; D (англ. «Drive») – рух (вперед, звісно; можуть бути задіяні всі передачі «вперед» чи всі за винятком підвищувальних); L (англ. «Low») – понижена передача, тихий хід (у разі руху в складних дорожніх умовах)*. Вибір серед цих режимів здійснює водій за допомогою важеля-селектора режимних діапазонів. А от добір передачі та власне процес перемикання передач з однієї на іншу здійснює система-автомат (в наш час – з участю об'єкту комп'ютера). Система також накладає обмеження з позицій пасивної безпеки: приміром, не вдасться запустити двигун, коли важіль-селектор перебуває не в положенні «P» і «N». Вона унеможлиблює й самовільний рух автомобіля підчас стоянки на негоризонтальному чи локально нерівному майданчику (витягти ключ з замка запалювання вдасться тільки у разі переведення важеля-селектора у положення «P»). Разом з тим, режим «P» не заступає ручного гальма.

Але стільки особливих режимів роботи автоматичної трансмісії, які доводиться добирати самостійно водію, є радше ознакою надмірної її складності. Адаптивність до різних обставин – сумнівна перевага.

Автоматичні трансмісії перемикаються з передачі на передачу вельми швидко (за час до 0,2 с) і належно плавно. Немає принципових обмежень щодо значень обертового моменту, якого слід переслати-трансформувати. Цікаво, що в трансмісії Mercedes AMG Speedshift MCT 7 гідротрансформатор був витіснений «мокрим» фрикційним зчипником (зчипник зазвичай називають зчепленням) – це, на переконання розробників, дало змогу збільшити ККД трансмісії і суміщати її з швидкохідними двигунами.

Спочатку автоматичні трансмісії з гідродинамічними трансформаторами налічували два ступеня (Vauxhall Victor), в 1990-і роки – хіба що чотири, а от тепер вони можуть мати й вісім передач (Lexus LS460) або й більше. Суттєва інтелектуалізація електронних систем керування створила підстави для надання автоматичним трансмісіям особливих властивостей. Зокрема, з'явилися так звані адаптивні автоматичні скриньки передач. Адаптивність полягає в тому, що об'єкту комп'ютер відстежує манеру водія керувати автомобілем, та ніби підлаштовується до неї. Алгоритм роботи комп'ютера часом передбачає обліковування ступеня зношеності фрикційних.

Але що такого корисного в адаптивності? Яке таке «краще» протиставляється якому такому «гіршому»? Якщо автомат досконалий, то навіщо йому підлаштовуватись під водія?; якщо ж водій вправніший за автомат, то навіщо такий автомат?

Існують системи керування автоматичною скринькою передач – AutoStick (Steptronic, Tiptronic)**, – що надають водію можливість ніби самому командувати вибором передач, а от здійснювати процес перемикання вони беруть цілком на себе. В 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 дозволить» безпосередньо впливати на агрегат; водій лише пересилає свої побажання комп'ютеру, а він аналізує їх адекватність та приймає рішення про перемикання (рушити, приміром, з третьої передачі чи ввімкнути ту передачу, на якій режими роботи двигуна полишать множину допустимих не вдасться). У всьому іншому трансмісія – ніби звичайна механічна. Звісно, водій у будь-яку мить може перевести важіль-селектор у положення «D», відмовляючись від ніби безпосереднього керування трансмісією.

* У 1964 році в США перелічена послідовність режимів була затверджена американським Співтовариством автомобільних інженерів (SAE) як обов'язкова до використання.

** Оскільки назву Tiptronic фірма Porsche запатентувала, то всі інші на позначення того самого псевдоручного перемикання передач вдалися до найрізноманітніших інших назв — Steptronic (BMW), Geartronic (Volvo), AutoStick (Chrysler)... А первісна назва Autostick взагалі загубилась в масиві нових назв. Так розминається, як не прикро, технічна й наукова термінологія.

Але для чого розробнику вкладати інтелект і кошти в автоматику, а потім ще й в засоби імітації неавтоматичності («мануальності»)? З якого такого дива (радше від необізнаності), на ринку існує такий нічим об'єктивним не обґрунтований попит?

Впроваджують також паралельно кілька на вибір водія алгоритмів керування трансмісією – енергоощадний, спортивний, зимовий. Енергоощадний режим ніби покликаний забезпечити плавне пересування автомобіля з мінімальними витратами пального (щоправда, трактування та вимірники енергоощадності зазвичай сумнівні). 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 долівці (зазвичай рушення має відбуватись на другій чи й 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 розв'язати на засадах компромісу, принаймні часткового? А може взагалі мотивація поліалгоритмічності надумана? Саме на цьому в подальшому доведеться зосередити увагу.

Автоматична трансмісія енергетично менш досконала (її ККД, корисний ефект загалом нижчий) порівняно з механічною трансмісією, але завдяки оптимальному суміщенню з двигуном та втіленню оптимальних законів блокування гідродинамічного трансформатора, а також законів перемикання передач в механічній її частині вона потенційно здатна все ж інколи забезпечити вищу паливну економність та динамічність автомобіля. А ще: властивість автоматичної трансмісії поглинати ударні навантаження сприяє збільшенню ресурсу двигуна й ходової частини автомобіля.

Але це не означає, що класична автоматична трансмісія не має рівноцінної альтернативи. Радше навпаки, вона унаочнює можливі напрямки удосконалення механічних трансформаторів енергії. Отже удосконалити традиційну механічну трансмісію можна, впроваджуючи принципи оптимального суміщення режимів, оптимальні закони керування, засоби підвищення еластичності – всього того, чим приваблива автоматична трансмісія.

Варіатор (пасовий, ланцюговий, торовий...) – це трансмісія, що ніби має нескінченну кількість передач (ступенів). Вона може втілювати будь-яке передатне відношення зі свого робочого діапазону і змінювати його плавно так, що обертовий момент і швидкість обертання вихідного вала змінюватимуться відповідно навіть, якщо частота обертання вала двигуна залишатиметься сталою, відповідною, приміром, номінальній потужності. Варіатор не здатен належно проявити свої позитивні властивості без досконалої системи керування. Саме з розвитком мікроелектроніки варіатор привернув до себе настійливу увагу. Облавному комп'ютеру доручено погоджувати роботу двигуна й трансмісії, добираючи в кожну мить оптимальне передатне відношення. Йому ж доручають втілювати навіть абсурдні режими. Приміром, і тут вдаються до імітації ступеневої скриньки передач на догоду примхливому водію, який погано обізнаний у тому, що добре, а що – не дуже, і наполегливо хоче перемикає передачі самостійно; у пам'ять блока керування закладають кілька передатних відношень, які й «вибирає» водій («типтронік»-принцип – маркетинговий вибрик, який насправді лише погіршує енергоощадні й динамічні властивості трансмісії). Існує у варіатора також і аналог кікдауна: натискання на педаль акселератора до краю (при бажанні прискорити автомобіль) породжує різке зростання обертового моменту на виході варіатора.

Ідея неперервного варіювання передатного відношення синхронним переміщенням конусних половинок ведучого і веденого шківів, між якими розташований клиновий пас, була зафіксована в патенті США ще в 1897 році. А от такого штибу клинопасовий варіатор вперше змонтував на автомобіль голландець Хуб ван Доорн: ще у 1958 році з'явився перший серійний автомобіль DAF 600 саме з клинопасовою трансмісією Variomatic.

Згодом Хуб ван Доорн винайшов сталевий пас підвищеної тримкості – систему сталевих стрічок, на які щільно нанизано трапецієподібні пластини. А от клиноланцюговий пас Luk, що задіяний Audi в 1999 році, став елементом клиноланцюгового варіатора Multitronic. У варіаторах такого штибу, як і, зрештою, в торовому варіаторі японської фірми Jatco, використуваному на Nissan, обертовий момент передається тертям. Для створення належного тертя (дотичних зусиль) потрібно прикласти значні нормальні (притискні) зусилля. В такому разі великі зусилля спричиняють в передачі загрозливі контактні напруги в зонах дотикання пластин паса, торцевих ланок ланцюга, поверхонь торів до робочих поверхонь ведених ланок, а навіть малі взаємні проковзування робочих контактних поверхонь провокують відносно значні енергетичні втрати. Не обійтись також і без «мокрого» зчіпника (чи навіть гідродинамічного трансформатора), потрібного варіатору, аби зумовити рушення автомобіля. В контурах гідроавтоматики робочий тиск вельми високий – 6 МПа, тоді як в автоматизованих трансмісіях робочий тиск становить лише 2 МПа. Щоправда, CV(T)-трансмiсія забезпечує вищу комфортабельність, аніж традиційна автоматична (усі рвані й ударні збурення ще суттєвіше згладжуються). Інші переваги перед автоматичною трансмісією – потенційно вищі енергоощадність та динамічність, а також менша маса.

Буває, CV(T)-трансмiсію налаштовують на те, аби двигун весь час працював зі сталою частотою обертання вала, відповідною, приміром, максимальному обертовому моменту (чи відповідною максимальній потужності) двигуна. Завдяки цьому ніби «заощаджують пальне та забезпечують високу динамічність автомобіля». Але насправді – це хибні уявлення про оптимальність сумісної роботи двигуна й варіатора. До того ж, незмінна частота обертання вала двигуна (чи в процесі розгону, чи в процесі гальмування автомобіля) супроводжується монотонним акустичним випромінюванням, яке інформаційно порожнє і психологічно втомливе для водія. Зважаючи на це (а не на змістовно вагомiші аргументи), сьогодні алгоритми керування варіатором видозмінюють так, аби двигун «оживав», набуваючи обертів та скидаючи оберти за відповідних умов та формуючи у водія ілюзію про існування перемикачів передач. На догоду водіям з особливими забаганками надають можливість ніби вручну добирати так звані «віртуальні передачі», імітуючи відчуття їх перемикачів.

Насправді автомобіль з варіатором менш енергетично ощадливий за автомобіль з ступеневим механічним трансформатором. Поки що його важко суміщати з потужним двигуном, оскільки пересилання силового чинника клиновим пасом (навіть штовхальним), ланцюгом, роликом має менші потенції у порівнянні із зубчастим зачепленням. А штучне імітування роботи ступеневої трансмісії – цілковитий абсурд. За енергоощадні режими сумісної роботи двигуна й варіатора вважають такі, коли двигун реалізує режими мінімальної питомої витрати пального на множині різних значень потужності (відповідно до так званої ідеальної регуляторної характеристики). Проте беззастережних доказів цьому не існує. Щоправда, невідомо, як ставитись до гібридних трансмісій, до складу яких можна ввести варіатори. Тож безоглядно захоплюватись варіатором нема вагомих підстав.

Традиційна механічна трансмісія має в своєму складі фрикційний зчіпник, механічну скриньку передач, у якій водій на свій розсуд важелем добирає передачу і здійснює перемикачів з передачі на передачу за посередництва зчіпника та механізму перемикачів із синхронізаторами (колись давно – й без них). Вправний водій змінює передачу в синхронізованій скриньці за 0,5...0,6 с. Перші механічні скриньки «містили» дві передачі – одну для рушення автомобіля, другу для руху. Тепер – десятки передач, ніби як засіб наблизитися до варіатора. Але примітивне збільшення кількості передач в механічній трансмісії – шлях, що веде у глухий кут, оскільки трансмісія губить в певній мірі і в певному сенсі керованість.

Звісно, перше, що природно спадає на думку, – традиційній механічній трансмісії надати автомат, який би сам здійснював добір і перемикачів передач. Таку операцію називають автоматизацією чи роботизацією. Відповідно – автоматизованою (automatic) чи роботизованою (robotic) – доведеться називати і удосконалену таким робом трансмісію. Її позначають також аббревіатурою МТА (від англ. Manual Transmission Automatically Shifted) чи аббревіатурою АМТ (від англ. Automated Manual Transmission).

Шлях роботизації може бути різний. Доречно згадати, що серед перших не завжди вдалих кроків на шляху автоматизації була автоматизація тільки зчіпника. За приклад може правити дуже ненадійна трансмісія Toyota FreeTronic (TFT) – суто механічна, але з автоматичним зчіпником. В механічній трансмісії автомобіля Mercedes-Benz А-класу, приміром, також було встановлено автоматичний (електрогідравлічний) привід зчіпника. Перемикання передач покладено цілком на водія, а на допомогу йому електрогідравлічний автомат має відстежувати точне положення важеля керування скринькою передач (селектора) і здійснювати потрібні маніпуляції зі зчіпником. Електронна система керування має брати до уваги сигнали чутників двигуна й ABS та запобігати ривкам при перемиканні передач й не давати двигуну глухнути. Якщо обмежитися автоматизацією лише зчіпника, то матимемо справу з напівавтоматичною (semi-automatic) трансмісією. У разі часткової чи повної автоматизації зникає педаль керування зчіпником, як і у разі автоматичної скриньки передач, – зчіпником керує автомат.

За приклад глибшої роботизації може правити адаптивна роботизована скринька передач 2-Tronic, розроблена французькою групою PSA Peugeot Citroen сумісно з Siemens і Bosch для (легкового) автомобіля Peugeot 207: трансмісія визріла на основі п'ятиступеневої суто механічної, що виготовлялась перед тим уже два десятиліття; до неї прилаштували два електромеханічні приводи, один з яких здійснює перемикання передач, а другий вмикає-вимикає зчіпник, а також об'єднаний комп'ютер, що керує цими процесами на підставі інформації про значення різних режимних величин, насамперед – про положення акселератора та швидкість пересування автомобіля. Спрощений з одним зчіпником робот (їдеться, приміром, про трансмісії автомобілів Toyota, Opel, Alfa Romeo, Peugeot, Suzuki) здійснює перемикання передач за 1...2 с. Залишається можливість й для ручного перемикання передач. Скринька передач 2-Tronic, до прикладу, надає можливість скористатись трьома режимами: перший – цілком автоматизований; другий – так званий напівмеханічний, яким можна скористатись, не полишаючи цілком автоматичного режиму, у разі нагальної потреби перемкнутись на нижчу передачу (в процесі обгону, скажімо; коли ж ситуація вичерпалась і автомобіль повернувся до звичайного режиму руху, скринька через деякий час самовільно відновлює свій автоматизм); третій – цілком ручний (хоча, якщо водій доведе частоту обертання вала двигуна до максимального допустимого значення, не перемкнувши трансмісію на вищу передачу, то це за нього все-одно зробить автомат).

Визнана вельми якісною роботизація, приміром, шестиступеневої механічної трансмісії автомобіля BMW серії M, яку названо SMG – Sequential M Gearbox (послідовного переходу з передачі на передачу, від лат. sequentia – слідування). Вимикання зчіпника і перемикання передач тут покладено на електронно керовану гідравлічну систему. Швидкість перемикання передач дуже висока, при розгоні перемикання відбувається за 0,08 с.

Комп'ютерна інтелектуалізація автомата-робота розкриває шлях до вищого рівня досконалості роботизованої трансмісії у порівнянні з параметрично такою самою традиційною механічною трансмісією. Якісне електронне керування актуаторами дає змогу навіть відмовитися від так званих синхронізаторів. Завдяки цьому АМТ стає в лінійному вимірі (по довжині) компактнішою та ще й здатною пересилати більші обертові моменти, їй буде потрібна менша кількість оливи, зменшиться й маса. Роботизовані скриньки передач можуть мати чи електричний, чи гідравлічний привід зчіпника і механізму перемикання передач. У разі електричного приводу за виконавчі органи правлять сервомеханізми (електродвигуни), а у разі гідравлічного приводу – гідроциліндри. Склалось так, що у разі гідроприводу (що буває частіше) скринька передач є секвенційною (їдеться про послідовне перемикання передач у ручному режимі).

Взагалі кажучи, потенційно існують засоби технічно удосконалити роботизовану трансмісію в такій мірі, аби вона могла конкурувати і за динамічністю пересилання енергії, і за енергоощадністю як з будь-якою звичайною механічною, так і з будь-якою автоматичною (чи традиційною, чи варіаторною). В такому разі й звична проблема перегрівання зчіпника залишиться в минулому.

Принципово глибшого удосконалення зазнає роботизована трансмісія, якщо до її складу ввести ще один зчіпник. Найвідомішою серед таких є трансмісія з так званою скринькою передач DSG (Direct Shift Gearbox, інколи – Dual Clutch Transmission), яка була застосована на автомобілях Volkswagen і Audi. Прийшла вона у широкий світ з автоспорту (це технологія з Формули 1). Трансмісія DS(G) масово була застосована на автомобілях Golf R32 компанією Volkswagen у 2002/03 році. Тепер її пробують застосувати навіть на тракторній техніці [3].

Отож один зчіпник має обслуговувати непарні передачі, а другий – парні. Якщо, приміром, рух автомобіля відбувається на третій передачі при зімкненому першому зчіпнику (другий вимкнений), то за необхідності увімкнути заздалегідь налаштовану комп'ютерним автоматом четверту передачу (у разі збільшення швидкості руху) чи заздалегідь налаштовану автоматом другу (у разі зменшення швидкості) перший зчіпник вимикається (і переходить в очікувальний стан), а синхронно вмикається другий. Перемикання передач відбувається за частки секунди. Приміром, скриньки передач з двома зчіпниками DSG, S-Tronic перемикаються з передачі на передачу за 0,2...0,4 с, скриньки SMG і DCT M Drivelogic спортивних автомобілів BMW, – за 0,1 с*.

В такому разі можна казати, що трансмісія містить преселекторну скриньку передач: за ввімкненої якої-небудь передачі можна заздалегідь вибрати наступну і в потрібну мить увімкнути її без переривання потоку потужності (англ. preselect – заздалегідь вибрати). Передачі можуть перемикатися без втрат потужності. Потенційно DSG-трансмісія порівняно зі всіма іншими здатна забезпечити автомобілю, найвищу як динамічність, так і енергоощадність. Звісно, в DS(G)-трансмісії з непарної, скажімо, передачі на непарну ж можна перемкнутись тільки через проміжну парну – здійснюючи два кроки. Натомість, в автоматичних трансмісіях з планетарними строями (рядами зубчастих зачеплень) фрикціони можуть забезпечити довільну послідовність перемикань: приміром, у Mercedes 7G-Tronic можна перестрибнути за один крок на чотири передачі «вниз». Але навряд чи можна це вважати якоюсь перевагою автоматичної трансмісії.

В автоматизованій трансмісії з подвійним зчіпником DCT M Drivelogic від BMW в системі керування закладена функція Drivelogic, яка передбачає можливість використання одинадцяти програм перемикання передач. Шість програм втілюються в режимі ручного перемикання, а п'ять належать до програм автоматизованого перемикання передач. Ця функція дозволяє адаптувати умови зміни передач відповідно до стилю водіння. Можна стверджувати, що вона є адаптивною. Але ж така програмна різноманітність та адаптивність є свідченням радше неоптимальності, ніж досконалості (згадаймо сказане про адаптивність та поєднання енергоощадного, спортивного, зимового алгоритмів керування).

Чим потужніший двигун, з яким працює трансмісія DSG, тим більші енергетичні втрати в околі так званої точки поцілунку (kiss point), коли одночасно інтенсивно пробуксовують обидва зчіпники. Ось тому новіша семиступенева скринька передач DSG з двома сухими зчіпниками, розроблена разом компанією Volkswagen і фірмою Luk, не повинна пересилати обертовий момент, більший як 250 Н м. Натомість, з більшим двигуном може працювати давніша шестиступенева скринька передач DSG з двома мокрими зчіпниками (зчіпниками у мокрому картері, фрикціонами). Але втрати енергії у процесі перемикання передач неминучі, вони супроводжують перемикання у будь-якій іншій трансмісії.

Вважають, аби повноцінно усунути людину з контура керування АМТ повинна алгоритмічно співпрацювати десь із сотнею чутників (датчиків), які мали б постачати автоматичну систему належною кількістю інформації належної якості. Така велика кількість складових елементів, звісно, негативно позначається на потенційній надійності системи керування. Неякісна робота бодай одного чутника спричиняє спотворення алгоритмів керування: енергоощадний, динамічний та будь-який інший алгоритм перестають бути такими, а радше трансформуються в неробочий, аварійний... Але існують підстави припустити, що оптимальність законів перемикання передач змістовно значно простіша, аби треба було покладатися на настільки великий обсяг інструментальної інформації [1–5].

* На спортивних автомобілях, на яких використовують так звані кулачкові скриньки передач (скриньки передач з кулачковими муфтами перемикання замість синхронізаторів), перемикання ступенів здійснюють за 0,15...0,20 с. В такого штибу трансмісіях існує педаль зчіпника, якою, проте, керують тільки під час старту автомобіля. Ця трансмісія в комерційному сенсі неприваблива, через що тут і не розглядається.

Принципові завдання. Наукова гіпотеза. Поза сумнівом, трансмісія-варіатор потенційно досконаліша за інші, а перепоною на шляху до повсюдного її використання є радше технологічні проблеми, ніж «ідеологічні». Тож в подальшому залишмо її поза увагою – вона особлива за властивостями і потребує особливого підходу до оцінювання її довершеності та можливих засобів удосконалення. А от ставлення до всіх інших різновидів трансмісій можна буде обґрунтувати, якщо вдасться бездоганно відповісти на такі запитання.

1. Якою має бути ідеальна тривалість перемикавання передач? Чи справді доречно швидкоплинність зміни передач (пам'ятаймо, в режимі Dynamic деякі трансмісії змінюють передачі за 0,08 с і це вважається неабияким успіхом)?

2. Які параметри визначають доцільність використання тієї чи іншої передачі в ту чи іншу мить часу? Чи справді чутників, що постачають інформацію мікропроцесорній системі керування трансмісією, має бути ледь не сто?

3. Чим особливим відрізняються енергоощадні й динамічні (спортивні) закони перемикавання передач? Чи справді вони принципово не звідні один до другого і мають бути обов'язково запрограмовані в досконалій ступеневій трансмісії?*

4. Чи реакція «кікдаун» на акцію водія «педаль акселератора – у підлогу» — це справді особливий режим керування трансмісією, який би мав зобов'язати скриньку передач задля інтенсифікації розгону автомобіля перемкнутись на нижчу передачу або й через одну униз.

5. Чи має об'єктивні шанси механічна трансмісія з ручним перемиканням утриматись на ринку як привабливий продукт? Про ці шанси доречно принаймні говорити, якщо б оптимальні закони керування трансмісією було легко відтворювати (хоча б з прийнятною точністю) без засобів автоматизації.

Наукову гіпотезу можна висунути у формі твердження, що на всі перелічені запитання є підстави дати застережну або й цілком негативну відповідь.

Про оптимальні закони перемикавання передач. Для здійснення процедури синтезу оптимальних законів перемикавання передач, визначальною інформацією є, як відомо, параметри скриньки передач та паливна характеристика двигуна $Q_t = Q_t(M_e, \omega_e)$ [6–9], де Q_t – швидкість витрати пального, M_e – обертовий момент, ω_e – швидкість обертання вала двигуна; $M_e \omega_e = N_e$ – втілювана двигуном потужність. Особливості процесу синтезу оптимальних законів перемикавання передач без переривання потоку потужності доцільно відстежувати на прикладі простої ступінчастої механічної скриньки передач з фрикційними засобами керування у разі реалізації автомобілем заданої, знову ж таки – простої, програми руху транспортної машини.

Отож хай потрібно відтворити в деякому заданому інтервалі $[t_A, t_B]$ часу t фрагмент AB програми $v = V(t)$ руху автомобіля зі сталим прискоренням (рис. 1: v – швидкість). Припущення про лінійність програми $v = V(t)$ є цілком прийнятним, оскільки процес перемикавання передач триває вельми недовго і отже рух автомобіля розглядається упродовж дуже малого відтинку часу. Цей фрагмент програми руху транспортного засобу повністю чи частинами можна втілити, примушуючи двигун працювати на множинах режимів, відображуваних 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 -й і $(k+1)$ -й передачах (рис. 2). 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 $\omega_e N_e$ так звані зовнішні режими роботи двигуна і окантовують собою множину можливих режимів роботи двигуна.

* Як ставитись до роботизованої 16-ступеневої скриньки передач PowerShift-3 (тягач-важковаговик Agocs SLT), у якій крім «ручного» керування передбачено ще й режим «A heavy» («Автоматичний важкий», коли двигун перед перемиканням передач «угору» заставляють перебувати на більш швидкісних режимах, ніж зазвичай)?

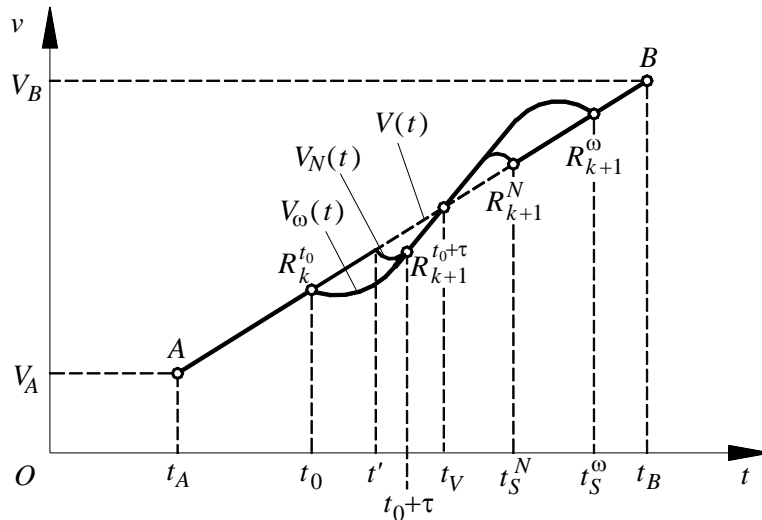
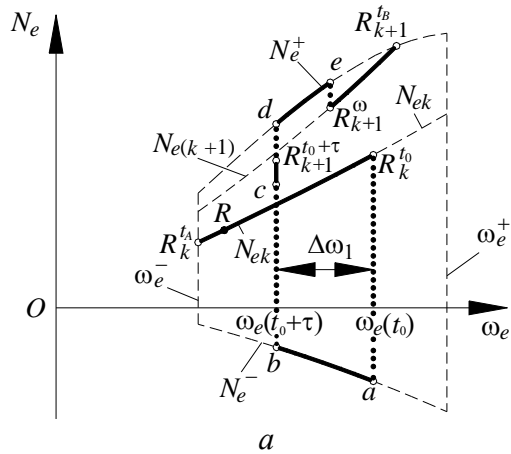
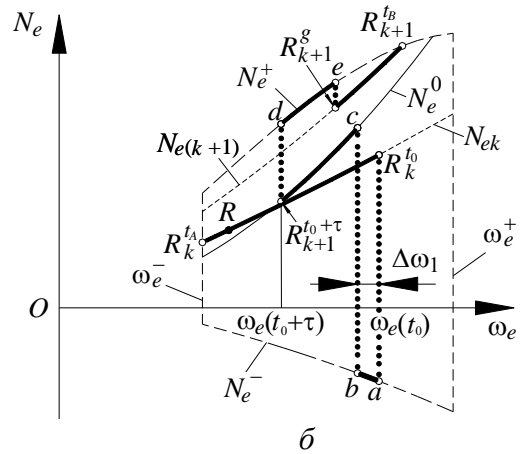


Рис. 1. Програми руху автомобіля

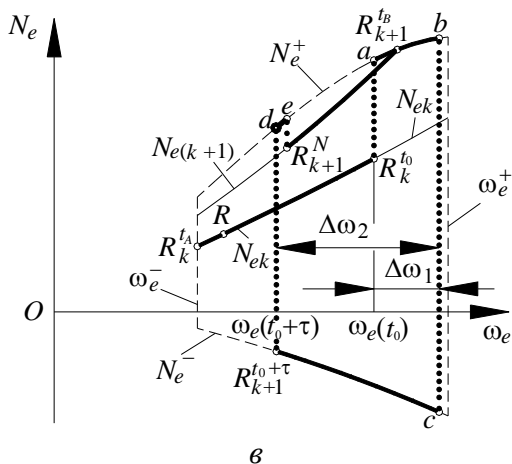
ω -Керування:
 $R_k^{t_A} - R_k^{t_0} - a - b - c - R_{k+1}^{t_0+\tau} - d - e - R_{k+1}^\omega - R_{k+1}^{t_B}$



g -Керування:
 $R_k^{t_A} - R_k^{t_0} - a - b - c - R_{k+1}^{t_0+\tau} - d - e - R_{k+1}^g - R_{k+1}^{t_B}$



N -Керування:
 $R_k^{t_A} - R_k^{t_0} - a - b - c - R_{k+1}^{t_0+\tau} - d - e - R_{k+1}^N - R_{k+1}^{t_B}$



M -Керування:
 $R_k^{t_A} - R_k^{t_0} - a - R_{k+1}^{t_0+\tau} - b - c - R_{k+1}^M - R_{k+1}^{t_B}$

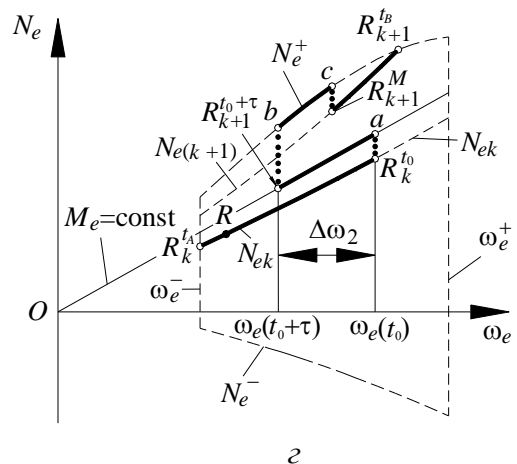


Рис. 2. Суміщення режимів роботи двигуна і ступеневої трансмісії автомобіля

Власне цій множині зовнішніх хай належать режими $R_k^{t_A}$ та $R_{k+1}^{t_B}$ роботи двигуна, відповідні початку A і кінцю B заданої програми руху машини (відповідні митям t_A і t_B , див. рис. 1). В такому разі обрану програму $v = V(t)$ руху автомобіля можна буде реалізувати, використовуючи обов'язково дві передачі (два ступені) трансмісії; перемикання передач з k -ї на $(k+1)$ -у має відбутися, коли двигун досягне при увімкненій k -й передачі якогось режиму $R_k^{t_0}$ на лінії $N_{ek}(\omega_e)$, див. рис. 2.

Звісно, обирає програму руху водій, керуючись умовами та обставинами руху. І звісно ж, автомат не повинен коректувати вибір водія. Але відхилення $V_* = V_\omega(t)$ чи $V_* = V_N(t)$ від заданої програми $V(t)$ руху (див. рис. 1) можливе все ж через різні технічні обмеження. Але можна висунути логічну вимогу, аби у деяку мить $t_* = t_S^*$ ($t_S^* = t_S^\omega$ чи $t_S^* = t_S^N$, див. рис. 1) після перемикання передач наслідків відхилення програми руху не можна було віднайти. А це означає, що в цю мить мають справдитися умови $v(t_S^*) = V_*(t_S^*) = V(t_S^*)$ та

$$S = \int_{t_0}^{t_S^*} V_*(t) dt = \int_{t_0}^{t_S^*} V(t) dt .$$

Параметри, що характеризують процес перемикання передач в ступеневій трансмісії автомобіля. Хай поточний режим R роботи автомобільного двигуна (див. рис. 2), перетворюючись вправоруч вздовж кривої $N_e = N_{ek}(\omega_e)$ (увімкнена деяка k -а передача), перетвориться на режим $R_k^{t_0}$, і саме в цю мить має розпочатися перемикання передач на $(k+1)$ -у. Верхній символ у позначенні $R_k^{t_0}$ вказує саме на мить програми руху машини, з якою збігається початок процесу перемикання передач; отож, символ t_0 у позначенні $R_k^{t_0}$ вказує на те, що мить початку перемикання передач з k -ї на $(k+1)$ -у збігається з миттю t_0 , вирізною на програмі руху $v = V(t)$, див. рис. 1. Власне в мить t_0 розпочинають працювати фрикціони Φ_k і Φ_{k+1} – пристрої, що здійснюють перемикання (рис. 3; I_e – момент інерції мас трансмісії, пов'язаних 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 $(k+1)$ -ї передачі поточний режим роботи двигуна збігся з режимом $R_{k+1}^{t_0+\tau}$, належним 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 символ – на мить $t = t_0 + \tau$ закінчення перемикання; τ – тривалість процесу перемикання передач (в сенсі суто перемикання-буксування фрикціонів).

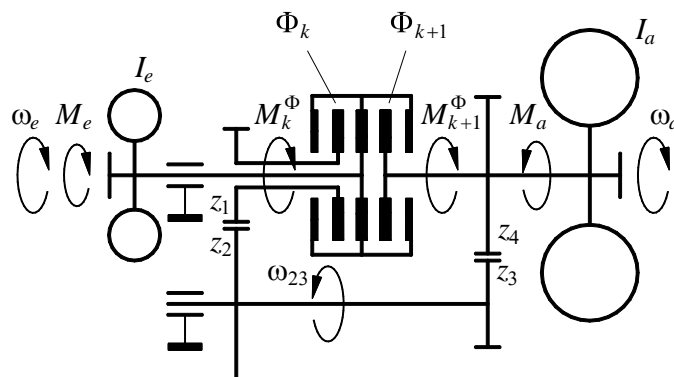


Рис. 3. Схема поєднання в трансмісії автомобіля двох ступенів, один з яких – пряма передача

Процес зміни режиму роботи двигуна внаслідок перемикання впродовж проміжку часу τ передач фрикціонами Φ_k і 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 взята довільно інша допустима мить t_i процесу відтворення заданої програми руху автомобіля, а замість величини $t_0 + \tau$, що відповідає миті завершення роботи фрикціонів, 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 фрикціонами.

Робота фрикціонів. Фрикціони 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, щоби перемикання передач було здійснене 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) абощо.

Відповідно до схеми, поданої на рис. 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, створювані 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 -а передача). Оскільки програма руху автомобіля є заданою, то відомою в кожному мить часу є її величина (див. (2))

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

Розгляньмо алгоритм синтезу оптимальних законів керування ступінчатою механічною трансмісією транспортної машини, не беручи до уваги втрати енергії на тертя в зубчатих зачепленнях та підшипниках (вальницьях, ложищах) валів. До того ж, дозволимо собі покласти в (1):

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

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

$$\left(M_{ek}^{t_i} - I_e \frac{d\omega_{ek}^{t_i}}{dt}, \omega_{ek}^{t_i} \right), \left(M_{e(k+1)}^{t_i+\tau_j} - I_e \frac{d\omega_{e(k+1)}^{t_i+\tau_j}}{dt}, \omega_{e(k+1)}^{t_i+\tau_j} \right)$$

відповідно ($M_{ek}^{t_i}, \omega_{ek}^{t_i}$ — координати точки $R_k^{t_i}$; $M_{e(k+1)}^{t_i+\tau_j}, \omega_{e(k+1)}^{t_i+\tau_j}$ — координати точки $R_{k+1}^{t_i+\tau_j}$). Вираз (4) своєрідно відображає програму сумісної роботи двох фрикціонів в процесі перемикання передач з k -ї на $(k+1)$ -у.

Таким чином, 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, звісно, того відтинку часу, коли діють технічні обмеження):

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

де u_0 – передатне відношення головної передачі; $\eta_{\text{тр}}$ – 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_n – коефіцієнт опору повітря (аеродинамічний опір); F – площа вітрового опору (площа вітрильності); m_a – маса автомобіля; δ – коефіцієнт обліку інерції обертючих мас автомобіля, який визначається за формулою

$$\delta = 1 + \frac{I_a u_0^2 \eta_{\text{тр}}}{m_a r_k^2} + \Sigma I_k \frac{1}{m_a r_k^2},$$

де ΣI_k – сумарний момент інерції коліс.

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

$$\omega_{sk} = \omega_e - \omega_1 = \omega_e - \frac{z_4}{z_3} \frac{z_2}{z_1} \omega_4 = \omega_e - \frac{z_4}{z_3} \frac{z_2}{z_1} \omega_a$$

$$\omega_{s(k+1)} = \omega_e - \omega_4 = \omega_e - \omega_a,$$

де ω_1, ω_4 – швидкості обертання шестерень з кількостями зубів z_1, z_4 ; z_2 і z_3 – кількості зубів на шестернях проміжного вала (швидкість обертання якого – ω_{23}).

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

$$\omega_e > 0, \quad \omega_a > 0, \quad \omega_{s(k+1)} = \omega_e - \omega_a \geq 0 \quad (5)$$

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

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

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

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

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

Способи керування двигуном. В процесі буксування фрикціонів режим роботи двигуна R може пересуватись в системі координат $\omega_e ON_e$ вздовж ліній $R_k^{tA} - R_k^{t0} - a - b - c - R_{k+1}^{t0+\tau} - d - e - R_{k+1}^{\omega} - R_{k+1}^{tB}$ (рис. 2, а); $R_k^{tA} - R_k^{t0} - a - b - c - R_{k+1}^{t0+\tau} - d - e - R_{k+1}^g - R_{k+1}^{tB}$ (рис. 2, б); або лінії $R_k^{tA} - R_k^{t0} - a - b - c - R_{k+1}^{t0+\tau} - d - e - R_{k+1}^N - R_{k+1}^{tB}$ (рис. 2, в). При цьому у перших двох способах керування двигун «зобов'язаний» реалізувати на початку роботи

фрикціонів (від якоїсь миті t_0) форсовані режими (ділянки ab) потім нефорсовані (ділянки $c - R_{k+1}^{t_0+\tau}$), і з якоїсь миті $t_0 + \tau$ знову форсовані (ділянки de). Для третього способу форсовані режими реалізуються впродовж всього керування. Однак реалізація завершальної стадії керування «вимагає» від двигуна забезпечити: у разі першого способу керування – сталу кутову швидкість (вертикальна ділянка $c - R_{k+1}^{t_0+\tau}$); у разі другого – ділянка $c - R_{k+1}^{t_0+\tau}$ належить лінії мінімальної питомої витрати палива $N_e = N_e^0(\omega_e)$. У цих трьох варіантах керування загальну тривалість роботи фрикціонів вважатимемо однаковою – τ . Тому в точці режиму $R_{k+1}^{t_0+\tau}$ буксування фрикціонів припиняється, а перемикання передач умовно можна вважати ще не завершеним. Перший спосіб керування двигуном назвимо 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 $N_e = N_e^-(\omega_e)$). На рис. 2, ε показано ще один варіант керування двигуном $R_k^{t_A} - R_k^{t_0} - a - R_{k+1}^{t_0+\tau} - b - c - R_{k+1}^M - R_{k+1}^{t_B}$. В цьому разі двигун одразу від миті початку роботи фрикціонів «зобов'язаний» реалізовувати сталий обертовий момент. Такий спосіб керування двигуном за даних параметрів t_0 і τ не залучає зовнішні режими, а відтак, не належить до форсованих. Називатимемо його (за ознакою $M_e = \text{const}$) M -керуванням.

Зауважмо, що тривалість $\Delta\tau_1$ (рис. 4) проходження ділянок ab (див. рис. 2, a і b) та ділянки $c - R_{k+1}^{t_0+\tau}$ (див. рис. 2, ε) є малими у порівнянні з тривалістю τ всього процесу роботи фрикціонів. Відтинку часу $\Delta\tau_1$ відповідають ділянки падіння кутової швидкості двигуна $\Delta\omega_1$ (див. рис. 2, a , і b). Відстежити перебіг процесів саме буксування фрикціонів в період $[t_0, t_0 + \tau]$ легше, звертаючись до рис. 5.

З рис. 4 видно, що для ω -; g - та M -керування впродовж усієї тривалості перемикання для фрикціонів Φ_k та Φ_{k+1} , відповідно, виконуються умови: $\omega_{sk} = \omega_e - \omega_a / u_k < 0$, та $\omega_{s(k+1)} = \omega_e - \omega_a > 0$. Зокрема, при ω -керуванні програма $v = V(t)$ руху на відтинку часу від t_0 до $t_0 + \tau$ зазнає змін (див. рис. 1 – крива $V_\omega(t)$). З огляду на стратегію непорушності обраної програми руху, необхідно вжити заходів щодо «повернення» на криву $V(t)$. Для цього після закінчення буксування фрикціонів починаючи з миті $t_0 + \tau$ ($R_{k+1}^{t_0+\tau}$) режим роботи двигуна повинен миттєво перейти на лінію $N_e = N_e^+(\omega_e)$ і належати їй до якоїсь миті t_S^ω , коли наслідки такого керування буде усунено (точка R_{k+1}^ω).

На відміну від ω -керування, при N -керуванні спостерігається незначне відхилення від програми $V(t)$ (крива $V_N(t)$). Це пояснює той факт, що на початку перемикання швидкість буксування фрикціона Φ_k спочатку додатна (до миті t'), а тільки згодом від'ємна (див. рис. 4, ε). Відтак, початок відхилення від прямої $V(t)$ відбуватиметься пізніше, і тривалість перебування на режимах лінії $N_e = N_e^+(\omega_e)$ завершується відчутно раніше (точка R_{k+1}^N). Тобто для точок R_{k+1}^N і R_{k+1}^ω , відповідно, маємо $t_S^N < t_S^\omega$. Отже, застосування динамічного керування невідчутно спотворює програму руху, на відміну від інших.

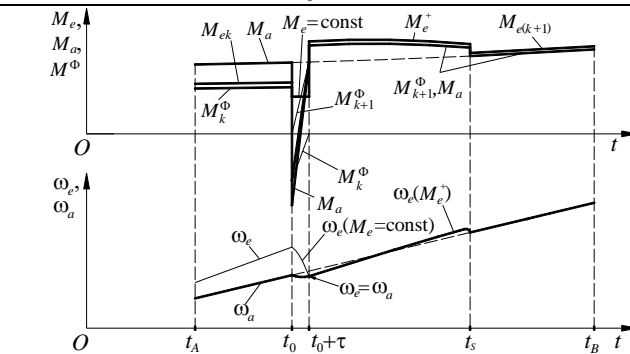
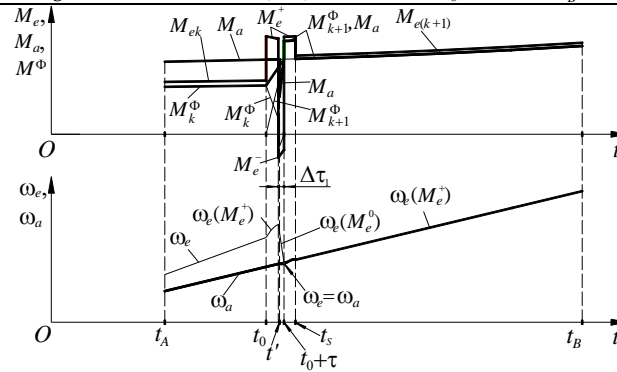
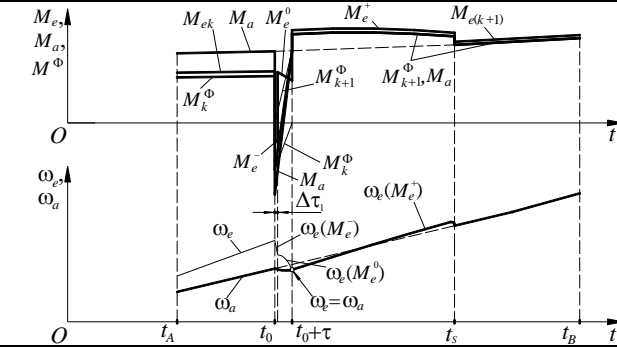
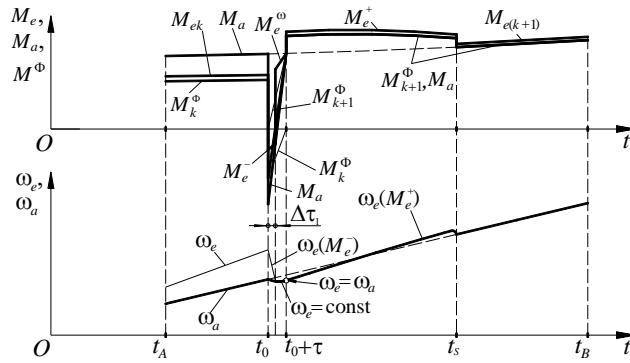


Рис. 4. Програма зміни режимів роботи двигуна і фрикціонів у разі ω -керування (а), g -керування (б), N -керування (в), M -керування (г)

ω -Керування

g -Керування

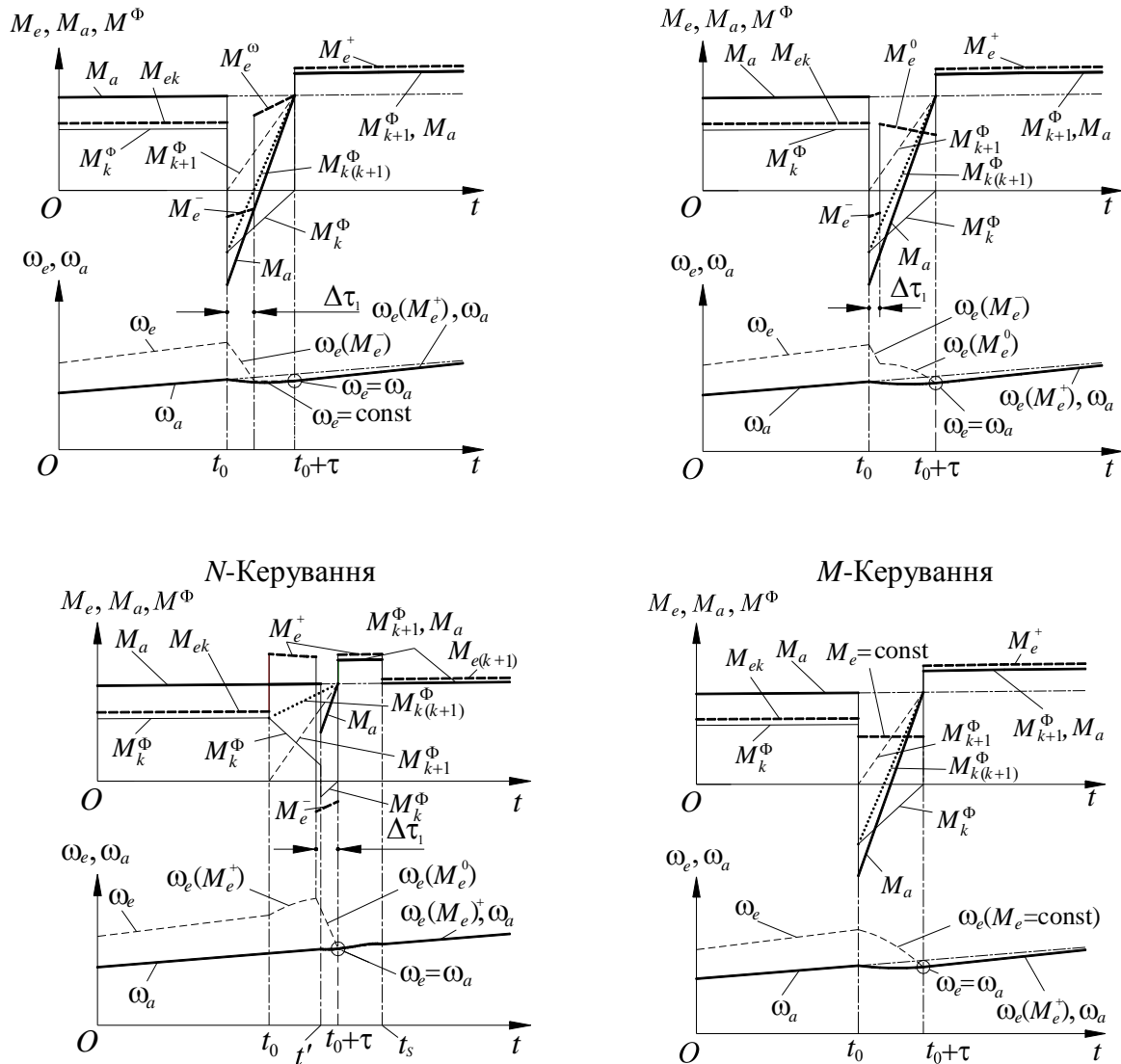


Рис. 5. Програми буксування фрикціонів

Ефективність законів перемикання передач. Об'єктивно обґрунтувати доцільність обрання того чи іншої способу керування двигуном у процесі перемикання передач, коли задані мить його початку $t_i = t_0$ та тривалість роботи фрикціонів $\tau_j = \tau$, можна тільки керуючись спостережуваними значеннями витрати палива $Q_{AB}(t_i, \tau_j)$ у процесі відтворення заданого фрагменту програми $v = V(t)$ руху транспортного засобу. У разі ω -керування тепловим двигуном (рис. 4, а) витрату пального визначатимемо за формулою

$$\begin{aligned}
 Q_{AB}^{\omega}(t_0, \tau) = & \int_{t_A}^{t_0} Q_t(M_{ek}(t), \omega_{ek}(t)) dt + \int_{t_0}^{t_0 + \Delta\tau_1} Q_t(M_e^-(\omega_e(t)), \omega_e(t)) dt + \\
 & + \int_{t_0 + \Delta\tau_1}^{t_0 + \tau} Q_t(M_{k(k+1)}^{\phi}(t), \omega_{k+1}^{t_0 + \tau} = \text{const}) dt + \int_{t_0 + \tau}^{t_S} Q_t(M_{e(k+1)}^+(t), \omega_{e(k+1)}(t)) dt + \\
 & + \int_{t_S}^{t_B} Q_t(M_{e(k+1)}(t), \omega_{e(k+1)}(t)) dt.
 \end{aligned} \tag{6}$$

У разі g – керування двигуном витрата пального обчислюється за подібною до (6) формулою, але з іншими межами інтегрування (значення величини $\Delta\tau_1$ на рис. 4, а і б загалом не однакові)

$$Q_{AB}^g(t_0, \tau) = \int_{t_A}^{t_0} Q_t(M_{ek}(t), \omega_{ek}(t))dt + \int_{t_0}^{t_0+\Delta\tau_1} Q_t(M_e^-(\omega_e(t)), \omega_e(t))dt + \\ + \int_{t_0+\Delta\tau_1}^{t_0+\tau} Q_t(M_{ek(k+1)}^g(t), \omega_e(t))dt + \int_{t_0+\tau}^{t_S} Q_t(M_{e(k+1)}^+(t), \omega_{e(k+1)}(t))dt + \int_{t_S}^{t_B} Q_t(M_{e(k+1)}(t), \omega_{e(k+1)}(t))dt. \quad (7)$$

Розрахунок витрати палива у разі N – керування ведеться за формулою

$$Q_{AB}^N(t_0, \tau) = \int_{t_A}^{t_0} Q_t(M_{ek}(t), \omega_{ek}(t))dt + \int_{t_0}^{t_0+\Delta\tau_1} Q_t(M_e^+(\omega_e(t)), \omega_e(t))dt + \\ + \int_{t_0+\Delta\tau_1}^{t_0+\tau} Q_t(M_e^-(\omega_e(t)), \omega_e(t))dt + \int_{t_0+\tau}^{t_S} Q_t(M_{e(k+1)}^+(t), \omega_{e(k+1)}(t))dt + \int_{t_S}^{t_B} Q_t(M_{e(k+1)}(t), \omega_{e(k+1)}(t))dt. \quad (8)$$

Коли на гальмівних режимах роботи двигуна надсилання палива в циліндри припиняється, то у виразах (6) та (7) другі доданки мають дорівнювати нулю:

$$\int_{t_0}^{t_0+\Delta\tau_1} Q_t(M_e^-(\omega_e(t)), \omega_e(t))dt = 0; \quad (9)$$

а у виразі (5) дорівнює нулю третій доданок:

$$\int_{t_0+\Delta\tau_1}^{t_0+\tau} Q_t(M_e^-(\omega_e(t)), \omega_e(t))dt = 0 \quad (10)$$

Співвідношення (9) і (10) практично завжди чинні коли йдеться про автомобіль з дизельним двигуном.

У разі реалізації M -керування витрату пального визначатимемо за формулою, яка складається з чотирьох доданків (рис. 4, з),

$$Q_{AB}^M(t_0, \tau) = \int_{t_A}^{t_0} Q_t(M_{ek}(t), \omega_{ek}(t))dt + \int_{t_0}^{t_0+\tau} Q_t(M_{ek(k+1)}(t) = \text{const}, \omega_e(t))dt + \\ + \int_{t_0+\tau}^{t_S} Q_t(M_{e(k+1)}^+(t), \omega_{e(k+1)}(t))dt + \int_{t_S}^{t_B} Q_t(M_{e(k+1)}(t), \omega_{e(k+1)}(t))dt \quad (11)$$

Універсальна паливна характеристика автомобіля. Обираючи один із способів керування двигуном – чи ω -, чи g -, чи N -, чи M -керування – і використовуючи відповідно рівняння чи (6), чи (7), чи(8), чи (11) для будь-якого значення t_i миті t початку і будь-якого значення τ_j тривалості τ буксування фрикціонів можна обчислити відповідні значення абсолютної витрати палива у разі реалізації фрагменту AB програми $v = V(t)$ пересування автомобіля. На підставі цих обчислень в системі координат tOQ_{AB} можна побудувати так звану паливну характеристику сумісної роботи двигуна, скриньки передач (трансмисії) та фрикціонів (рис. 6).

Паливна характеристика для заданої пари передач відображена парами сімейств кривих $Q_{AB}^N(t_i, \tau_j = \text{const})$ і $Q_{AB}^g(t_i, \tau_j = \text{const})$ – на рис. 6, а, $Q_{AB}^s(t_i, \tau_j = \text{const})$ і $Q_{AB}^\omega(t_i, \tau_j = \text{const})$ – на рис. 6, б та $Q_{AB}^\omega(t_i, \tau_j = \text{const})$ і $Q_{AB}^M(t_i, \tau_j = \text{const})$ – на рис. 6, в (верхні індекси N, g, ω, M позначають відповідно програми N -, g -, ω -, M – керування двигуном; $\tau_i < \tau_{i+1}$). Ці серії кривих належать цілком різним з вигляду поверхням, що ідентифікують витрати пального в процесі різних способів керування двигуном (за параметрами t_i, τ_j, Q_{AB} стоять конкретні числа, які на рисунках задля їх спрощення не відображені).

Стосовно вирізнених режимів (програм, алгоритмів) керування тепловим двигуном при якомусь заданому t_0 для багатьох значень тривалості τ буксування фрикціонів (приміром, для $\tau = \tau_8$, див. рис. 6) справджується нерівність $Q_{\tau_8}^N < Q_{\tau_8}^g < Q_{\tau_8}^\omega < Q_{\tau_8}^M$. Зокрема, легко

з'ясувати, що у разі $\tau = \tau_8$

$$\frac{Q_{\tau 8}^g}{Q_{\tau 8}^N} = 2,47, \quad \frac{Q_{\tau 8}^\omega}{Q_{\tau 8}^N} = 2,63, \quad \frac{Q_{\tau 8}^M}{Q_{\tau 8}^N} = 2,72$$

– спостерігається переконлива перевага N -керування (динамічні режими). При цьому видно, що оптимальні з огляду на питому витрату пального (оптимальні з огляду на коефіцієнт корисної дії двигуна, що – те саме) режими g -керування двигуном за паливною ощадністю (!) суттєво поступаються так званим динамічним (N -керуванням двигуном); а от у порівнянні з іншими (чи з ω -, чи з M -керуванням) g -керування має не таку вже й суттєву перевагу, як мало б здаватися.

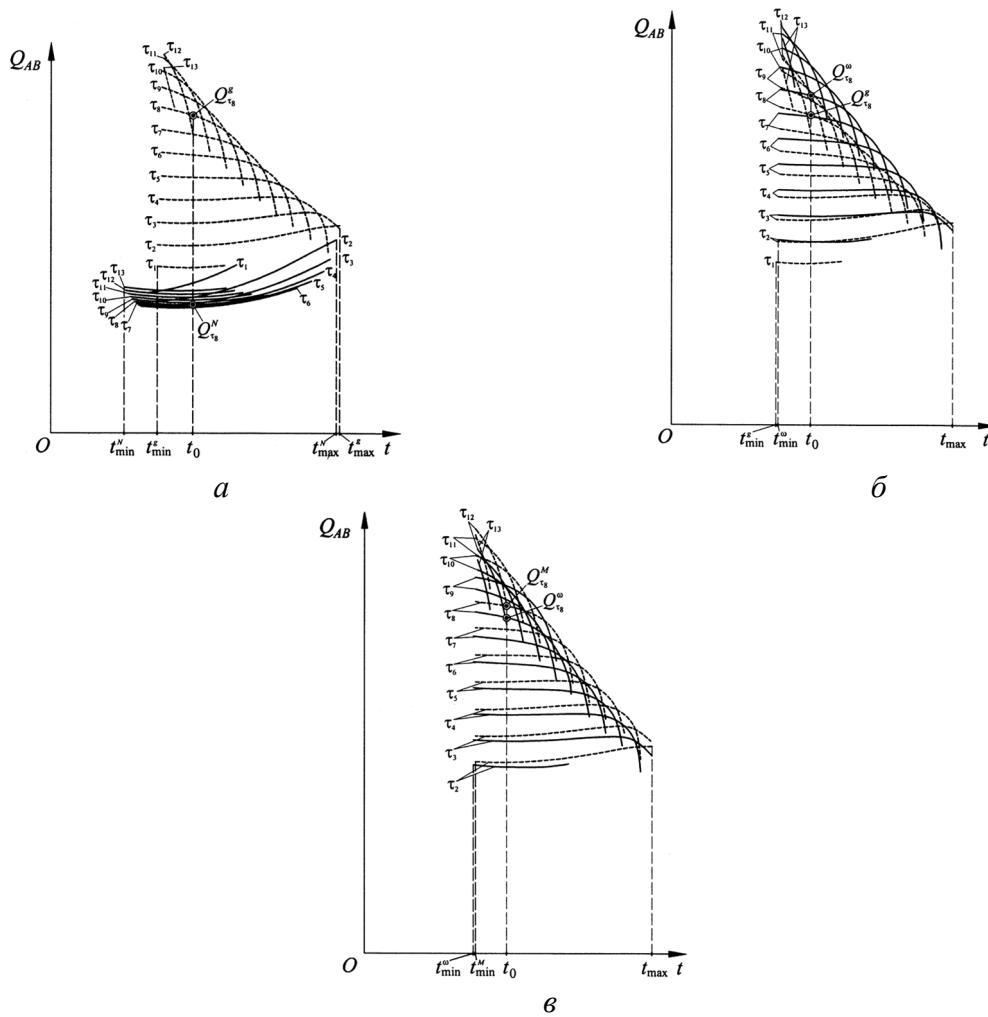


Рис. 6. Паливна характеристика автомобіля

Отже, форсовані способи керування двигуном мають незаперечну перевагу над нефорсованими. Але, аналізуючи паливовитратні характеристики легко бачити, що поверхні Q_{AB}^M і Q_{AB}^ω взаємоперетинаються (див. рис. 6, в). Також мають лінію взаємоперетину поверхні Q_{AB}^ω і Q_{AB}^g (див. рис. 6, б). Це вказує на те, що існують такі поєднання допустимих значень параметрів t_i та τ_j , для яких витрата пального або більшою, або меншою, а також однаковою – такою, що зникають підстави надавати перевагу суто g - чи ω -, або ω - чи M -способові керування. Отож, беззастережного загального висновку про доцільність застосування чи тільки g -, чи тільки M -, чи тільки ω -керування тепловим двигуном в процесі перемикання передач роботи не можна. Виявляється, що при збільшенні значення параметра τ_j (тривалості

буксування фрикціонів), діапазон добору допустимої миті перемикання t_i для всіх без винятку способів керування двигуна, спочатку зростає, а потім спадає.

Загалом можна помітити, що на тлі інших різновидів керування вибір миті початку та тривалості перемикання в процесі N -керування не надто суттєво позначається на витраті палива. Цей висновок слід сприймати як позитивний. Але все ж, приглядаючись до рис. 6, а, можна помітити, рис. 7, що беззаперечно існують оптимальні значення величин $t_0 = t_0^*$ і $\tau = \tau^*$ – координати точки мінімуму на поверхні $Q_{AB} = Q_{AB}^N(t, \tau)$. Тож час буксування фрикціонів не обов'язково має бути якомога меншим.

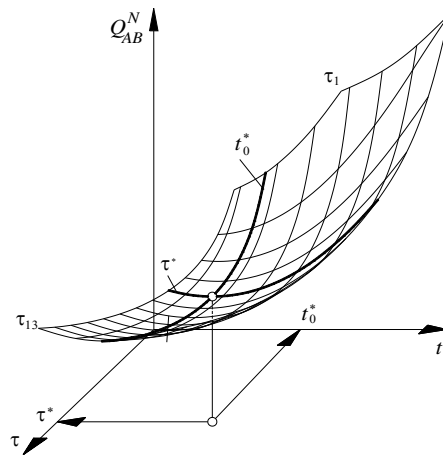


Рис. 7. Оптимальні параметри процесу перемикання передач у разі розгону автомобіля

Сповідуючи принцип (глобальної, але не завжди локальної) непорушності обраної водієм програми руху автомобіля, не доводиться розрізняти динамічні та енергоощадні закони перемикання передач. Справді, яку б програму не обрав водій система оптимального керування трансмісією зобов'язана вести себе так, аби мінімізувати витрату пального, в жодному разі не переймаючись тим, як діє водій (не заважаючи йому). А отже водію ніщо не завадить обрати за потреби й екстремально динамічну програму руху автомобіля, а в такому разі у системи керування трансмісією не буде вже можливості заощадити пальне. З цих міркувань випливає, що проблема закладання в систему керування сходиною (ступеневою) трансмісією різних програм-алгоритмів керування (зокрема, динамічної та енергоощадної) – цілком надумана. При цьому легко збагнути, що критерії енергоощадності і динамічності аж ніяк не суперечать один одному.

Резюме. Підбиваючи підсумки виконання задекларованих тут «принципових» завдань, можна стверджувати, що висунута наукова гіпотеза загалом справдилася:

1. Існує певна оптимальна тривалість буксування фрикціона (чи будь-якого іншого пристрою перемикання передач) і тому нема підстав рекламувати швидкодію системи перемикання як ознаку досконалості трансмісії. Через це перспективи використання, приміром, кулачкових муфт перемикання можна вважати дуже хисткими (особливо поза спортом). Перемикання передач кулачковими муфтами без використання зчіпника (як на мотоциклі) за якихось 0,15...0,20 с навряд чи дає переваги навіть коли йдеться про динамічність розгону – існують вагоміші чинники (а загалом це питання потребує окремого ретельнішого вивчення). А от недовговічність цих муфт загострює, серед іншого, навіть проблему екологічності.

2. Оптимальні закони перемикання передач ідентифікуються на підставі не настільки великої кількості інформації, аби через це можна було остерігатися надмірної складності мікропроцесорної системи керування трансмісією.

3. Нема жодних підстав для протиставлення енергоощадних і динамічних (спортивних) законів перемикання передач. Отже мотивація поліалгоритмічності керування в доскональній трансмісії насправді надумана.

4. Реакція «кікдаун» на акцію водія «педаль акселератора – у підлогу» не належить до особливих режимів керування, вона радше – лише один з режимів динамічного керування трансмісією. А оскільки динамічність не є альтернативою енергоощадності, то й помічати потребу в «кікдауні» взагалі нема підстав.

5. Звісно, не слід ігнорувати ту обставину, що час від часу (зокрема й тепер) примітивні механічні з ручним керуванням трансмісії в тій чи іншій мірі відновлюють свої позиції на ринку. А причина полягає не стільки в уподобаннях агресивних драйверів (автоспортсмени, приміром, прихильні саме до мануальних трансмісій), а в тому, що не існує гармонії між обіцяними рекламою властивостями, надійністю, ціною і вартістю експлуатації. З іншого боку, навіть якщо водій уподобав собі ручне керування чи уподобання мотивоване низькою ціною примітивної трансмісії, то це в жодному разі не є підставою для «підігрavanja» такого уподобанням: якщо ручне керування далеке від оптимального, то за «уподобання» окремого водія опосередковано сплачує усе суспільство через ресурсну і екологічну проблемність нераціональної автомобілізації. Вартість перестане особливо турбувати, якщо виробництво роботизованої трансмісії набуде належного рівня масовості.

Покладаючись на принципи проектного менеджменту можна стверджувати, що ситуація з ринковим та когнітивним сприйняттям досконалості трансмісій нелогічно складна. Нелогічність можна зауважити навіть у методі побудови назви трансмісії. Віддавна гідромеханічні трансмісії «перебрали» на себе назву автоматичних. Але ж автоматизувати (роботизувати) можна механічну, гідравлічну, гідромеханічну, електричну трансмісії... А чому не можна автоматизувати (роботизувати) варіатор? Майже очевидно, що на передній план має висуватись принцип перетворення енергії – механічний, гідродинамічний, гідростатичний (гідрооб'ємний), гідромеханічний (чи динамічно-, чи об'ємно-гідромеханічний), електромеханічний... А вже потім можна говорити про принцип керування – чи мануальний (з великим ступенем ергатичності системи керування), чи автоматичний (з малим ступенем ергатичності). Коли створювались класичні тепер автоматичні трансмісії, навіть натяку на можливість автоматизувати механічну скриньку передач не було. А от тепер – жодних клопотів, і ситуацію доведеться виправляти.

Мовою проектного менеджменту є підстави говорити, що портфель проектів, який є містиною множини трансмісій, занадто глибокий. В ньому не повинно бути місця принаймні механічним трансмісіям з ручним керуванням, вони повинні втратити шанси утриматись на ринку як привабливий продукт. Вивільнені матеріальні, часові та інтелектуальні ресурси мають перетекти у сферу розробки раціональніших проектів – варіаторних та автоматизованих (роботизованих) механічних трансмісій, у яких відсутні зайві (паразитні) алгоритми керування. Удосконалити механічну трансмісію можна, впроваджуючи принципи оптимального суміщення режимів роботи її і двигуна, оптимальні закони керування, засоби підвищення еластичності – всього того, чим приваблива автоматична трансмісія. Викладене тут – також проект: впровадження викладеної тут ідеології у свідомість розробників та замовників автомобільних трансмісій впорядкує запити і пропозиції на ринку, зробить їх умотивованішими. Автомат має стати настільки досконалим, аби цілком усунути водія від керування трансмісією, перетворюючи ергатичну систему керування з «натяками» на автоматизм у справді автоматичну [10].

Список літератури:

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. Айтцетмюллер X. Функциональные свойства и экономичность тракторной и специальной техники с трансмиссиями VDC / Механика машин, механизмов и материалов. – 2009. – № 1 (6).– С. 20–24.
4. Гащук П.Н. Энергетическая эффективность автомобиля.– Львов: Світ, 1992.– 208 с.
5. Гащук П.М., Пельо Р.А. Взаємозумовленість структури рядів передатних відношень та оптимальних законів перемикування ступеневої трансмісії автомобіля// Оптимізація

виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні та приладобудуванні: Вісник Національного університету "Львівська політехніка", 2004.– № 515.– С. 74–80.

6. Гащук П.М., Пельо Р.А. Особливості оптимального перемикання передач у багатоступеневій трансмісії автомобіля// Вісник СНУ ім. В. Даля.– №7 (101).– Луганськ, 2006.– С.45–48.

7. Пельо Р.А. Обґрунтування деяких властивостей автомата керування трансмісією автомобіля// Зб. наук. праць. Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів і поїздів.– 2006.– Вип. 9.– С. 94–98.

8. Гащук П.М., Пельо Р.А. Обґрунтування вибору програми перемикачів в механічній трансмісії автомобіля при реалізації заданої програми руху// Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні: Український міжвід. наук.-техн. збірник.– Львів: Національний університет «Львівська політехніка», 2007.– Вип. 41.– С. 73–80.

9. Гащук П.М., Пельо Р.А. Аналіз перехідного процесу при автоматизованому перемиканні ступенів трансмісії автомобіля// Вісник Національного транспортного університету.– Київ.: НТУ, 2009. – Випуск 18. – С. 32–41.

10. Гащук П.Н. Оптимизация топливно-скоростных свойств автомобиля.– Львов: Вища школа, 1987.– 168 с.

П.М. Гащук, Р.А. Пельо

СОВЕРШЕНСТВО АВТОМОБИЛЬНОЙ ТРАНСМИССИИ В СИСТЕМЕ ОЦЕНОК ПРОЕКТНОГО МЕНЕДЖМЕНТА

Исходя из позиций проектного менеджмента, анализируется уровень совершенства автомобильных трансмиссий. Оценивается влияние момента начала переключения передач на эффективность разгона транспортного средства (на расход топлива при заданном уровне динамичности). Изучаются различные программы переключения передач при различных значениях продолжительности буксования фрикциона. Приводятся аргументы в пользу того, что процессы переключения передач должны быть оптимально быстротечными. Подчеркивается, что между законами переключения передач, оптимальными по топливной экономичности и оптимальными по динамичности, не существует никаких отличий. На основании полученной информации делается вывод о том, что разнообразие предложений на рынке трансмиссий является необоснованно чрезмерным и даже вредным.

Ключевые слова: автомобиль, трансмиссия, совершенство трансмиссии, проектный менеджмент, портфель проектов, оптимальные законы переключения передач.

P.M. Hashchuk, R.A. Pelio

THE PERFECTION OF MOTOR-CAR TRANSMISSION IN EVALUATIONS SYSTEM OF PROJECT MANAGEMENT

The analysis of level of perfection of motor-car transmissions was provided from the point of view of project management. The influence of instant gear shift of vehicle (on fuel consumption at the set level of dynamics) on efficiency of vehicle acceleration was estimated. The different programs of gear changing at the different values of duration of friction slipping were studied. It was proved that processes of gear changing should not be too fleeting. It was emphasized that there are no differences between the laws of gear change, which are optimal either in terms of fuel thrifty or in terms of dynamics. On the basis of information gathered it was concluded that the variety of offers on the market of transmissions is groundless and even harmful.

Keywords: car, transmission, perfection of transmission, project management, portfolio of projects, optimal laws of gear change.