

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ "ЛЬВІВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА"**  
**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**

Кваліфікаційна наукова  
праця на правах рукопису

**ПЕЛЬО РОМАН АНДРІЙОВИЧ**

**УДК 629.113.001**

**ДИСЕРТАЦІЯ**  
**ПІДВИЩЕННЯ ПАЛИВООЩАДНОСТІ АВТОТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ**  
**ФОРМУВАННЯМ РАЦІОНАЛЬНИХ ЗАКОНІВ ТА АЛГОРИТМІВ**  
**ПЕРЕМИКАННЯ ПЕРЕДАЧ ТРАНСМІСІЇ**

Спеціальність 05.22.02 – автомобілі та трактори

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

Р.А. Пельо

Науковий керівник  
доктор технічних наук, професор  
Гащук Петро Миколайович

Львів 2019

## АНОТАЦІЯ

**Пельо Р.А. Підвищення паливоощадності автотранспортного засобу формуванням раціональних законів та алгоритмів перемикання передач трансмісії.** - Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.22.02 – автомобілі та трактори. – Національний університет «Львівська політехніка», Львів, 2019.

В роботі проведено аналіз і оцінку вибору моментів перемикання передач у ступеневій механічній трансмісії автомобіля на режимах розгону і сповільнення автомобіля з умов паливної економічності.

Детально розглянуті теоретичні засади організації процесів перемикання передач за допомогою фрикціонів з-за умов нерозривної передачі силового потоку (при замкнутому зчепленні) і одночасного автоматичного корегування швидкісного і навантажувального режимів роботи двигуна внутрішнього згоряння.

Зокрема, детально опрацьовано чотири можливих алгоритми автоматичного корегування режимів роботи двигуна з умов дотримання заданого водієм режиму руху: стабілізації кутової швидкості вала двигуна ( $\omega$ -керування); перехідного режиму роботи двигуна по лінії мінімальної питомої витрати пального у функції потужності двигуна ( $g$ -керування); динамічного перехідного режиму з короткочасними виходами на зовнішню тягову і гальмівну характеристики (так звані, форсовані режими  $N$ - керування); стабілізації обертового моменту двигуна ( $M$ -керування).

Проведені аналітичні дослідження засвідчили найменші значення: витрати палива, відхилення від заданої водієм програми руху та роботи буксування фрикціонів (втрат енергії) під час перемикання передач на тяговому режимі (розгоні) власне при автоматичному корегуванні режимів роботи двигуна згідно алгоритму  $N$  – керування. Застосування динамічного перехідного режиму двигуна має перевагу над іншими алгоритмами керування і при сповільненні (зворотні перемикання) автомобіля.

Разом з тим слід констатувати обмежені можливості реалізації власне форсованих режимів корегування роботи двигуна у граничних зонах (мінімальних чи максимальних) швидкостях обертання вала двигуна, де єдиним можливим, щодо реалізації стає лише алгоритм *M*-керування (не форсовані режими корегування роботи двигуна).

Очевидно, що певний вплив на формування кількісних характеристик алгоритмів управління (корегування) режимів роботи двигуна та роботи фрикціонів (синхронізаторів) матимуть інерційність: спрацювання паливної системи (впорскування і систем допалювання у випадку бензинових двигунів) та обертових мас власне двигуна.

Опрацьовані алгоритми автоматичного керування режимів роботи двигуна у процесі перемикання передач сходячись частоті трансмісії є актуальними і для механічних трансмісій з двома зчепленнями (типу DSG), які при перемиканні передач з використанням синхронізаторів дозволяють забезпечити нерозривність передачі силового потоку.

Автоматичне корегування режимів роботи двигуна у цьому випадку є аналогічним за характером, як у розглянутому варіанті трансмісії з одинарним зчепленням та перемиканням передач двома фрикціонами.

Процес перемикання передач є настільки швидкоплинним, що лінеаризоване відтворення режимів роботи системи «двигун — трансмісія» є цілком природним і таким, що не може спотворити уявлення про оптимальність функціонування системи «двигун — трансмісія».

Проведені експериментальні дорожні дослідження та імітаційне моделювання цих алгоритмів у програмному середовищі MATHCAD і MATLAB (на прикладі автомобіля Toyota Yaris з автоматизованою механічною коробкою передач C551A «Multimode») засвідчили збіжність результатів комп'ютерного моделювання та натурних випробувань у межах 3-6% та ефективність реалізації алгоритмів *N*- та *M*-керування двигуном у процесі перемикання передач (реалізованих за допомогою відповідного перепрограмування електронного блока управління двигуна та коробки передач) як у фазі розгону, так і сповільнення.

Описаний алгоритм оптимального керування трансмісією автомобіля створює підстави формувати вмотивовані настанови щодо вибору моментів перемикання передач і у випадку суто ручного керування автомобілем.

Отримані результати є достатньо загальними, хоча в модель автомобіля вносились суттєві спрощення. Зокрема, взята до уваги схемно дуже проста коробка передач насправді повністю відтворює принципи роботи механічної ступеневої трансмісії будь-якої будови.

Отож, оптимізуючи закони перемикання передач, слід вважати програму руху наперед заданою (підпорядкованою лише водієві), а наслідки вимушеного відхилення від неї в період роботи елементів керування трансмісією слід мінімізувати.

**Ключові слова:** автомобіль, коробка передач, перемикання передач, фрикціони, алгоритми керування, режими роботи двигуна, прискорення, сповільнення, витрата палива.

## СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА

### Стаття у науковому періодичному виданні іншої держави:

1. Hashchuk P. Optimal laws of gear shift in automotive transmissions / P. Hashchuk, R. Pelo // Econtechmod. – 2018. – Vol. 7, № 2.– С. 59–69.

### Статті у наукових фахових виданнях України:

2. Гащук П. М. Взаємозумовленість структури рядів передатних відношень та оптимальних законів перемикання ступеневої трансмісії автомобіля / П. М. Гащук, Р. А. Пельо // Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні та приладобудуванні: Вісник Національного університету «Львівська політехніка». – 2004. – № 515. – С. 74–80.

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

4. Пельо Р. А. Обґрунтування деяких властивостей автомата керування трансмісією автомобіля / Р. А. Пельо // Зб. наук. праць. Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів і поїздів. – 2006. – № 9. – С. 94–98.

5. 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. збірник. – Львів: Національний університет «Львівська політехніка». – 2007. – № 41. – С. 73–80.

6. Гащук П. М. Поняття еквівалентних режимів роботи двигуна при перемикачній передачі механічної трансмісії автомобіля / П. М. Гащук, Р. А. Пельо // Труды Одесского политехнического университета.- Одеса, 2008. – № 2 (30). – С. 92–97.

7. Гащук П. М. Аналіз перехідного процесу при автоматизованому перемикачній ступенів трансмісії автомобіля / П. М. Гащук, Р. А. Пельо // Вісник Національного транспортного університету. – Київ, 2009. – № 18. – С. 32–41.

8. Гащук П. М. Паливовитратна характеристика автомобіля на режимах сповільнення з одночасним перемиканням передач / П. М. Гащук, Р. А. Пельо // Вісник Національного університету «Львівська політехніка». «Динаміка, міцність та проектування машин і приладів». – 2010. – № 678. – С. 25–32

9. Гащук П. М. Ефективні алгоритми керування двигуном внутрішнього згоряння в процесі перемикачній передачі в трансмісії автомобіля / П. М. Гащук, Р. А. Пельо // Машинознавство. – 2011. – № 7-8 (169-170). – С. 34–43.

10. Пельо Р. А. Аналіз паливної характеристики при розгоні автомобіля / Р. А. Пельо // Вісник СевНТУ: Зб. наукових праць. Серія: Машинобудування та транспорт. - Севастополь. – 2012. – № 135. – С. 56–59.

11. Пельо Р. А. Оцінка досконалості роботи фрикційних елементів трансмісії автомобіля із застосуванням єдиного енергетичного критерію / Р. А. Пельо // Вісник Національного університету «Львівська політехніка». Серія «Динаміка, міцність та проектування машин і приладів». – 2016. – № 838. – С. 217–223.

12. Пельо Р. А. Методика вибору раціональних характеристик процесу перемикання у двопотоковій автоматичній трансмісії автомобіля // Вісник Житомирського державного технологічного університету. Технічні науки. – 2016. – № 2(77). – С. 207–213.

13. Пельо Р. А. Взаємообумовленість критеріїв оцінювання якості керування системою «двигун трансмісія» при надлишковому перекритті передач / Р. А. Пельо // Вісник Національного університету «Львівська політехніка». Серія «Динаміка, міцність та проектування машин і приладів». – 2017. – № 866. – С. 211–215.

14. Гащук П. М. Зasadничі принципи теорії синтезу оптимальних законів перемикання передач в сходячій автомобільній трансмісії / П. М. Гащук, Р. А. Пельо // Вісник Львівського державного університету безпеки життєдіяльності. – 2018. – № 18. – С. 23–40.

15. Hashchuk P., Pelo R. Optimal gear shift algorithm in the car transmission during its deceleration // Ukrainian journal of mechanical engineering and materials science. – 2018. – Vol. 4, № 1. – P. 132–144.

#### **Матеріали конференцій:**

16. Гащук П.М., Пельо Р.А. Алгоритми синтезу оптимальних законів перемикання передач у трансмісії автомобіля // тези доп. на 7-му Міжнародному симпозіумі українських інженерів-механіків у Львові. – Львів, 2005- С.67-68.

17. Пельо Р. А. Аналіз суміщення характеристик двигуна і механічного трансформатора при розгоні автомобіля // Тези доп. на 8-му Міжнародному симпозіумі українських інженерів-механіків у Львові. – Львів, 2007.- С. 156-157.

18. Гащук П. М., Пельо Р. А. Концептуальні аспекти синтезу оптимальних законів перемикання у механічній трансмісії автомобіля // 64-а Науково-практична конференція науково-педагогічних працівників, аспірантів, студентів та структурних підрозділів університету. Національний транспортний університет. НКЦ у м. Львові. – 2008. - С. 45—46.

19. Гащук П. М., Пельо Р. А. Енергоощадні програми перемикання сходинок у

трансмисії автомобіля фрикційними засобами // Тези доп. на 9-му Міжнародному симпозиумі українських інженерів-механіків у Львові. — Львів: КІНПАТРИ ЛТД, 2009.— С. 251—252.

20. Пельо Р. А. Аналіз способів керування системою «Двигун-механічний трансформатор» щодо паливоощадності при розгоні автомобіля. // Тези доп. на 10-му Міжнародному симпозиумі українських інженерів-механіків у Львові. — Львів: КІНПАТРИ ЛТД, 2011.— С. 325—326.

21. Пельо Р. А. Оптимальні щодо паливної економічності способи керування системою «Двигун – механічна трансмісія» при відтворенні заданої програми руху автомобіля // Проблеми і перспективи розвитку автомобільної галузі: Матеріали Всеукраїнської науково-практичної конференції молодих учених та студентів: Зб. наук. праць. — Донецьк: ЛАНДОН-XXI, 2011. — С. 62-64.

22. Пельо Р. А. Методика вибору раціональних характеристик процесу перемикання в автоматичній коробці передач автомобіля // Теорія і практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій: Тези доп. на 3-й Міжнародній науково-практичній конференції. — Львів: КІНПАТРИ ЛТД, 2012. — С. 89-90.

23. Пельо Р. А. Обґрунтування вибору законів перемикання східчастою трансмісією при розгоні автомобіля // Тези доп. на 11-му Міжнародному симпозиумі українських інженерів-механіків у Львові. — Львів: КІНПАТРИ ЛТД, 2013.— С. 122—123.

24. Пельо Р. А. Оптимальне керування системою «двигун-механічна трансмісія» при відтворенні заданої програми руху автомобіля // Матеріали VI міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту». 21-23 жовтня 2013 року: Зб. наук. праць. — Вінниця: ВНТУ, 2013. – С. 89-90.

25. Пельо Р. А. Деякі аспекти автоматизації механічної трансмісії автомобіля / Теорія і практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій: Тези доп. на 4-й Міжнародній науково-практичній конференції - Львів: КІНПАТРИ ЛТД, 2014. — С. 103.

26. Пельо Р. А. Обґрунтування щільності ряду передатних відношень автоматичної трансмісії автомобіля // Тези доп. на 12-му Міжнародному симпозиумі українських інженерів-механіків у Львові. — Львів: КІНПАТРИ ЛТД, 2015.— С. 161.

27. Пельо Р. А. Концепції синтезу оптимальних законів перемикання передач в трансмісії автомобіля // Матеріали Всеукраїнської науково-практичної конференції «Автобусобудування та пасажирські перевезення в Україні»: тези доповідей. — Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2015. — С. 47-49.

28. Пельо Р. А. Енергоощадне керування двигуном та фрикціонами механічної трансмісії автомобіля // Матеріали VIII Міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту», 19-21 жовтня 2015 року: Зб. наук. праць. — Вінниця: ВНТУ, 2015. — С. 184-186.

29. Пельо Р. А. Взаємообумовленість критеріїв оцінювання якості перехідних процесів у роботизованих коробках перемикання передач // Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій: матеріали 5-ї Міжнародної науково-технічної конференції. — 2016. — С. 126–127.

30. Пельо Р. А. Особливості добору критеріїв оцінювання якості перемикання передач при заданій програмі руху автомобіля // тези доп. на 13-му Міжнародному симпозиумі українських інженерів-механіків у Львові. — Львів: КІНПАТРИ ЛТД, 2017.— С. 114.

31. Пельо Р. А. Алгоритми оптимального керування механічною ступеневою трансмісією автомобіля // Автомобільний транспорт і автомобілебудування. Новітні технології і методи підготовки фахівців: наукові праці Міжнародної науково-практичної конференції. - Харків. 2017. — С. 241-242.

32. Пельо Р. А. Аналіз систем та алгоритмів керування автоматичних трансмісій автомобіля // Третя всеукраїнська науково-практична конференція «Автобусобудування та пасажирські перевезення в Україні»: тези доповідей. — Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2018. — С. 51-55.

33. Пельо Р. А. Оптимальні закони перемикання передач в автомобільній



трансмисії // Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій: матеріали 6-ї Міжнародної науково-технічної конференції. – Львів, 2018. – С. 153–155.

34. Гоблик Н. М., Пельо Р. А. Моделювання в MATLAB режимів роботи двигуна і трансмісії автомобіля при перемиканні передач // П'ятнадцята відкрита наукова конференція Інституту прикладної математики та фундаментальних наук (ІМФН): збірник матеріалів і програма конференції. – Львів, - 2018. – С. 45–46.

35. Пельо Р. А. Експериментальне обґрунтування доцільності форсованого керування двигуном при перемиканні передач // Тези доп. на 14-му Міжнародному симпозіумі українських інженерів-механіків у Львові. — Львів: КІНПАТРИ ЛТД, 2019.- С. 86-87.

## SUMMARY

Pelo R.A. Increase of vehicle's fuel efficiency by formation of rational laws and algorithms of transmission gear-shift.

Qualification scientific work as a manuscript. Thesis for the degree of Candidate of Technical Sciences in specialty 05.22.02 – cars and tractors. – "Lviv Polytechnic" National University. – Lviv, 2019.

The presented dissertation analyzes and estimates the selection of shift points in a stepped mechanic transmission of a vehicle in acceleration and deceleration operating mode under the conditions of fuel efficiency.

It presents a comprehensive study of theoretical grounds of gear shift processes organization with the help of clutches under the conditions of continuous power flow transmission (with the closed clutch) and a simultaneous automatic correction of speed and loading modes of the operation of an internal combustion engine.

In particular, it has been thoroughly elaborated four possible algorithms of automatic correction of engine operating modes when the driving mode predetermined by the driver is maintained: stabilization of the engine shaft angular velocity ( $\omega$  – control); transitional mode of engine operation according to the line of minimal fuel loss in the

function of engine power ( $g$  – control); dynamic transitional mode with short-term shifts to external traction and braking characteristics (the so called forced modes  $N$  – control); stabilization of engine turning moment ( $M$  – control).

The conducted analytical researches proved the lowest indices: the loss of fuel, the deviations from the operating mode determined by the driver and the work of friction clutch skidding (energy losses) during the gear shift in a traction mode (acceleration) occurring just when the work of the engine operation is automatically controlled according to the algorithm of  $N$  – control. The application of dynamic transitional mode of engine operation also has an advantage over the other modes of driving (reverse shifts) when the vehicle decelerates.

At the same time it should be noted that the possibilities to realize the forced modes of engine operation adjustment proper in the extreme zones of (minimal or maximal) velocity of engine shaft revolution, with the only realizable algorithm  $M$  – control (unforced modes of engine operation correction) are limited.

It is obvious, that the formation of quantitative characteristics of the algorithms of engine operation modes control (adjustment) and the work of clutches (synchronizers) are influenced to some extent by inertia: the operation of fuel system (injection and the system of burn-down in case of oil engines) and the gyrating mass of the engine proper.

The elaborated algorithms of automatic control of the engine operation in the process of the stepped gear transmission shift are also relevant for the mechanical transmissions with dual clutches (of DSG type) which in case of the gear shift by means of synchronizers guarantee the continuity of power flow transmission.

The characteristics of automatic correction of engine operation modes in this case are similar to those defined in the analyzed variant of transmission with single clutch and the shift of gears by means of two friction clutches.

The process of gears shift is so swift that the linear reproduction of “engine – transmission” system operation modes is quite natural and such that cannot distort the conception of optimal functioning of “engine – transmission” system.

The experimental researches carried out on the road and imitating modeling of these algorithms in the program environment MATHCAD and MATLAB (on the example of

Toyota Yaris with automated gear case C551A «Multimode») proved the congruence of the results of computer modeling and natural testing within 3-6% and the efficiency of  $N$  – and  $M$  – engine control algorithms realization in the process of gear shift (which are realized by reprogramming of the electronic block of engine operation control and of the gear case) both in the stage of acceleration and deceleration.

The described algorithm of vehicle transmission optimal control also creates the ground for defining motivated instructions concerning the selection of gear shift moments in case of purely manual control over the vehicle.

The obtained results are rather generalized, however considerable simplifications have been introduced into the model of the automobile. In particular, the schematically considered very simple gear case in fact completely represents the principles of operations pertain to mechanical stepped transmission of any design.

Thus, optimizing the laws of gear shifts, we should consider the program of motion to be predetermined in advance (subjected solely to the driver), whereas the consequences of enforced deviation from this program in the period of transmission control elements operation should be minimized.

**Key words:** automobile, gear case, gear shift, clutches, driving algorithm, engine operation mode, acceleration, deceleration, fuel consumption.

#### **Articles in scientific periodicals of other states:**

1. Hashchuk P. Optimal laws of gear shift in automotive transmissions / P. Hashchuk, R. Pelo. // Econtechmod. – 2018. – Vol. 7, № 2.– С. 59–69.

#### **Articles in scientific specialized editions of Ukraine:**

2. Hashchuk P. M. Vzaiemozumovlenist struktury riadiv peredatnykh vidnoshen ta optymalnykh zakoniv peremykannia stupenevoi transmisii avtomobilia / P. M. Hashchuk, R. A. Pelo. // Optymizatsiia vyrobnychych protsesiv i tekhnichniy kontrol u mashynobuduvanni ta prylobuduvanni: Visnyk NU «Lvivska politekhnika». – 2004. – №515. – S. 74–80.

3. Hashchuk P. M. Osoblyvosti optimalnogo peremykannia peredach u bahatostupenevii transmisii avtomobilia / P. M. Hashchuk, R. A. Pelo. // Visnyk SNU im. V. Dalia. – Luhansk. - 2006. – №7 (101). – S. 45–48.

4. Pelo R. A. Obgruntuvannia deiakykh vlastyvoستي avtomata keruvannia transmisiiieu avtomobilia / P. A. Pelo. // Zb. nauk. prats. Proektuvannia, vyrobnytstvo ta ekspluatatsiia avtotransportnykh zasobiv i poizdiv. – 2006. – №9. –S. 94–98.

5. Hashchuk P. M. Obgruntuvannia vyboru prohramy peremykan v mekhanichnii transmisii avtomobilia pry realizatsii zadanoi prohramy rukhu / P. M. Hashchuk, R. A. Pelo. // Avtomatyzatsiia vyrobnychkykh protsesiv u mashynobuduvanni ta prykladobuduvanni: Ukrainskyi mizhvid. nauk.-tekhn. zbirnyk. – Lviv: NU «Lvivska politekhnika». – 2007. – №41. – S. 73–80.

6. Hashchuk P. M. Poniattia ekvivalentnykh rezhymiv roboty dvyhuna pry peremykanni peredach mekhanichnoi transmisii avtomobilia / P. M. Hashchuk, R. A. Pelo. // Trudy Odesskoho polytekhnicheskoho unyversyteta. - Odesa – 2008. – №2 (30). – S. 92—97.

7. Hashchuk P. M. Analiz perekhidnogo protsesu pry avtomatyzovanomu peremykanni stupeniv transmisii avtomobilia / P. M. Hashchuk, R. A. Pelo. // Visnyk Natsionalnogo transportnogo unyversytetu. – Kyiv. – 2009. – №18. – S. 32—41.

8. Hashchuk P. M. Palyvovytratna kharakterystyka avtomobilia na rezhymakh spovilnennia z odnochasnym peremykanniam peredach / P. M. Hashchuk, R. A. Pelo. // Visnyk NU «Lvivska politekhnika». «Dynamika, mitsnist ta proektuvannia mashyn i prykladiv». – 2010. – №678. – S. 25—32.

9. Hashchuk P. M. Efektyvni alhorytmy keruvannia dvyhunom vnutrishnoho zghoriannia v protsesi peremykannia peredach v transmisii avtomobilia / P. M. Hashchuk, R. A. Pelo. // Mashynoznavstvo. – 2011. – №7-8 (169-170). – S. 34—43.

10. Pelo R. A. Analiz palyvnoi kharakterystyky pry rozghoni avtomobilia / R. A. Pelo. // Visnyk SevNTU: Zb. naukovykh prats. Serii: Mashynobuduvannia ta transport. Sevastopol. – 2012. – №135. – S. 56–59.

11. Pelo R. A. Otsinka doskonalosti roboty fryktsiinykh elementiv transmisii avtomobilia iz zastosuvanniam yedynoho enerhetychnoho kryteriiu / R. A. Pelo. // Visnyk

NU «Lvivska politekhnika». Seriiia «Dynamika, mitsnist ta proektuvannia mashyn i prykladiv». – 2016. – №838. – S. 217–223.

12. Pelo R. A. Metodyka vyboru ratsionalnykh kharakterystyk protsesu peremykannia u dvopotokovii avtomatychnii transmisii avtomobilia // Visnyk Zhytomyrskoho derzhavnogo tekhnolohichnogo universytetu. Tekhnichni nauky. – 2016. – № 2(77). – C. 207–213

13. Pelo R. A. Vzaiemoobumovlenist kryteriiv otsiniuvannia yakosti keruvannia systemoiu «dvyhun transmisiiia» pry nadlyshkovomu perekrytti peredach / R. A. Pelo. // Visnyk NU «Lvivska politekhnika». Seriiia «Dynamika, mitsnist ta proektuvannia mashyn i prykladiv». – 2017. – №866. – S. 211–215.

14. Hashchuk P. M. Zasadnychi pryntsypy teorii syntezy optymalnykh zakoniv peremykannia peredach v skhodynchastii avtomobilnii transmisii / P. M. Hashchuk, R. A. Pelo. // Visnyk Lvivskoho derzhavnogo universytetu bezpeky zhyttiediialnosti. – 2018. – №18. – S. 23–40.

15. Hashchuk P., Pelo R. Optimal gear shift algorithm in the car transmission during its deceleration // Ukrainian journal of mechanical engineering and materials science. – 2018. – Vol. 4, № 1. – P. 132–144.

#### **Conferences materials:**

16. Hashchuk P.M., Pelo R.A. Alhorytmy syntezy optymalnykh zakoniv peremykannia peredach u transmisii avtomobilia. // Tezy dop. na na 7-mu Mizhnarodnomu sympoziumi ukrainskykh inzheneriv-mekhanikov u Lvovi. – Lviv, 2005.- S. 67-68.

17. Pelo R.A. Analiz sumishchennia kharakterystyk dvyhuna i mekhanichnoho transformatora pry rozghoni avtomobilia. // Tezy dop. na na 8-mu Mizhnarodnomu sympoziumi ukrainskykh inzheneriv-mekhanikov u Lvovi. – Lviv, 2007.- S. 156-157.

18. Hashchuk P.M., Pelo R.A. Kontseptualni aspekty syntezy optymalnykh zakoniv peremykannia u mekhanichnii transmisii avtomobilia // 64-a naukovo-praktychna konferentsiia naukovo-pedahohichnykh pratsivnykiv, aspirantiv, studentiv ta strukturnykh

pidrozdiliv universytetu. Natsionalnyi transportnyi universytet. NKTs u m. Lvovi, traven 2008 p.

19. Hashchuk P.M., Pelo R.A. Enerhooshchadni prohramy peremykannia skhodynok u transmisii avtomobilia fryktsiinymy zasobamy. // Tezy dop. na na 9-mu Mizhnarodnomu sympoziumi ukrainskykh inzheneriv-mekhanikiv u Lvovi. —Lviv: KINPATRI LTD. — 2009.— S. 251—252.

20. Pelo R. A. Analiz sposobiv keruvannia systemoiu «Dvyhun mekhanichniy transformator» shchodo palyvooshchadnosti pry rozghoni avtomobilia // Tezy dop. na 10-mu Mizhnarodnomu sympoziumi ukrainskykh inzheneriv-mekhanikiv u Lvovi. — Lviv: KINPATRI LTD. — 2011.— S. 325—326.

21. Pelo R.A. Optymalni shchodo palyvnoi ekonomichnosti sposoby keruvannia systemoiu «Dvyhun – mekhanichna transmisiiia» pry vidtvorenni zadanoi prohramy rukhu avtomobilia / Problemy i perspektyvy rozvytku avtomobilnoi haluzi: Materialy Vseukrainskoi naukovo-praktychnoi konferentsii molodykh uchenykh ta studentiv: Zbirnyk naukovykh prats. — Donetsk: LANDON-XXI. - 2011. — S. 62-64.

22. Pelo R.A. Metodyka vyboru ratsionalnykh kharakterystyk protsesu peremykannia v avtomatychnii korobtsi peredach avtomobilia / Teoriia i praktyka ratsionalnoho proektuvannia, vyhotovlennia i ekspluatatsii mashynobudivnykh konstruktsii: Tezy dop. na 3-tii Mizhnarodnii naukovo-praktychnii konferentsii — Lviv: KINPATRI LTD. — 2012. — S. 89-90.

23. Pelo R. A. Obgruntuvannia vyboru zakoniv peremykannia skhidchastoiu transmissiieiu pry rozghoni avtomobilia. // Tezy dop. na 11-mu Mizhnarodnomu sympoziumi ukrainskykh inzheneriv-mekhanikiv u Lvovi. — Lviv: KINPATRI LTD. — 2013.— S. 122—123.

24. Pelo R.A. Optymalne keruvannia systemoiu «dvyhun mekhanichna transmisiiia» pry vidtvorenni zadanoi prohramy rukhu avtomobilia. // Materialy VI mizhnarodnoi naukovo-praktychnoi konferentsii «Suchasni tekhnolohii ta perspektyvy rozvytku avtomobilnoho transportu», 21-23 zhovtnia 2013 roku: Zbirnyk naukovykh prats — Vinnytsia: VNTU - 2013. – S. 89-90.

25. Pelo R.A. Deiaki aspekty avtomatyzatsii mekhanichnoi transmisii avtomobilia / Teoriia i praktyka ratsionalnogo proektuvannia, vyhotovlennia i ekspluatatsii mashynobudivnykh konstruksii: Tezy dop. na 4-tii Mizhnarodnii naukovo-praktychnii konferentsii — Lviv: KINPATRI LTD. — 2014. — S. 103.

26. Pelo R. A. Obgruntuvannia shchilnosti riadu peredatnykh vidnoshen avtomatychnoi transmisii avtomobilia. // Tezy dop. na 12-mu Mizhnarodnomu sympoziumi ukrainskykh inzheneriv-mekhanikiv u Lvovi. — Lviv: KINPATRI LTD. — 2015.— S. 161.

27. Pelo R.A. Kontseptsii syntezy optimalnykh zakoniv peremykannia peredach v transmisii avtomobilia. // Materialy Vseukrainskoi naukovo-praktychnoi konferentsii «Avtobusobuduvannia ta pasazhyrski perevezennia v Ukraini» : Tezy dopovidei. – Lviv: Vydavnytstvo Lvivskoi politekhniky, 2015. – S. 47-49.

28. Pelo R.A. Enerhooshchadne keruvannia dvyhunom ta fryktsionamy mekhanichnoi transmisii avtomobilia // Materialy VIII mizhnarodnoi naukovo-praktychnoi konferentsii «Suchasni tekhnolohii ta perspektyvy rozvytku avtomobilnoho transportu», 19-21 zhovtnia 2015 roku: Zbirnyk naukovykh prats — Vinnytsia: VNTU, 2015. – S. 184-186.

29. Pelo R. A. Vzaiemoobumovlenist kryteriiv otsiniuvannia yakosti perekhidnykh protsesiv u robotyzovanykh korobkakh peremykannia peredach // Teoriia ta praktyka ratsionalnogo proektuvannia, vyhotovlennia i ekspluatatsii mashynobudivnykh konstruksii: materialy 5-oi mizhnarodnoi naukovo-tekhnichnoi konferentsii. – 2016. – S. 126–127.

30. Pelo R. A. Osoblyvosti doboru kryteriiv otsiniuvannia yakosti peremykannia peredach pry zadanii prohrami rukhu avtomobilia. // Tezy dop. na 13-mu Mizhnarodnomu sympoziumi ukrainskykh inzheneriv-mekhanikiv u Lvovi. — Lviv: KINPATRI LTD. — 2017.— S. 114.

31. Pelo R.A. Alhorytmy optimalnogo keruvannia mekhanichnoiu stupenevoiu transmissiieiu avtomobilia // Avtomobilnyi transport i avtomobilebuduvannia. Novitni tekhnolohii i metody pidhotovtsi fakhivtsiv : naukovi pratsi mizhnarodnoi naukovo-praktychnoi konferentsii. – Kharkiv. - 2017. – S. 241 – 242.

32. Pelo R.A. Analiz system ta alhorytmiv keruvannia avtomatychnykh transmisii avtomobilia // Tretia vseukrainskoi naukovo-praktychna konferentsiia «Avtobusobuduvannia ta pasazhyrski perevezennia v Ukraini»: tezy dopovidei. – Lviv: Vydavnytstvo Lvivskoi politekhniky. - 2018. – S. 51-55.

33. Pelo R. A. Optymalni zakony peremykannia peredach v avtomobilnii transmisii // Teoriiia ta praktyka ratsionalnoho proektuvannia, vyhotovlennia i ekspluatatsii mashynobudivnykh konstruktsii: materialy 6-oi mizhnarodnoi naukovo-tekhnichnoi konferentsii. - Lviv. – 2018. – S. 153–155.

34. Hoblyk N.M., Pelo R.A. Modeliuvannia v MATLAB rezhymiv roboty dvyhuna i transmisii avtomobilia pry peremykanni peredach // Piatnadtsiata vidkryta naukova konferentsiia Instytutu prykladnoi matematyky ta fundamentalnykh nauk (IMFN): zbirnyk materialiv i prohrama konferentsii. - Lviv. - 2018 – S. 45 – 46.

35. Pelo R.A. Eksperymentalne obhruntuvannia dotsilnosti forsovnoho keruvannia dvyhunom pry peremykanni peredach // Tezy dop. na 14-mu Mizhnarodnomu sympoziumi ukrainskykh inzheneriv-mekhanikiv u Lvovi. — Lviv: KINPATRI LTD. — 2019.— C. 86-87.



## ЗМІСТ

ВСТУП.....	19
РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ ПРИНЦИПІВ ТЕОРІЇ СИНТЕЗУ ОПТИМАЛЬНИХ ЗАКОНІВ ТА АЛГОРИТМІВ ПЕРЕМИКАННЯ ПЕРЕДАЧ В СХОДИНЧАСТІЙ АВТОМОБІЛЬНІЙ ТРАНСМІСІЇ .....	24
1.1 Мотивація необхідності оптимізації процесу перемикання передач.....	24
1.2 Керування трансмісією з «фіксованими точками перемикання».....	27
1.3 Поняття мапи програми перемикань.....	30
1.4 Проблема об’єктивного критерію оптимальності.....	34
1.5 Вимушене спотворення оптимальності законів керування .....	40
1.6 Об’єктивно оптимальні закони перемикання передач .....	48
1.7 Алгоритм перемикання, зміни передач.....	51
1.8 Висновки до першого розділу.....	64
РОЗДІЛ 2 ОБҐРУНТУВАННЯ ВИБОРУ ПРОГРАМИ МИТТЄВИХ ПЕРЕМИКАНЬ ПЕРЕДАЧ В МЕХАНІЧНІЙ ТРАНСМІСІЇ АВТОТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ ....	66
2.1 Поєднуваність вимог заданої динаміки руху й енергетичної ощадності у разі вибору закону перемикань передач.....	66
2.2 Про можливість (здійсненність) перемикань передач .....	70
2.3 Алгоритм визначення оптимальних моментів перемикання передач .....	73
2.4 Ранні й пізні перемикання передач.....	76

2.5	Поняття еквівалентних режимів роботи двигуна під час перемикання передач механічної трансмісії автомобіля .....	82
2.6	Аналіз особливостей суміщення режимів роботи двигуна та багатосходинчастого механічного трансформатора.....	92
2.7	Висновки до другого розділу .....	97
<b>РОЗДІЛ 3 ОПТИМАЛЬНІ ЗАКОНИ ПЕРЕМИКАННЯ ПЕРЕДАЧ В АВТОМОБІЛЬНІЙ ТРАНСМІСІЇ .....</b>		
3.1	Програмна умова, що накладається на процес перемикання передач.....	99
3.2	Загальний опис процесу перемикання передач.....	102
3.3	Способи керування двигуном .....	108
3.4	Ефективність законів перемикання передач .....	121
3.5	Паливна характеристика автомобіля при розгоні автомобіля.....	123
3.6	Паливовитратна характеристика автомобіля на режимах сповільнення з одночасним перемиканням передач .....	136
3.7	Алгоритм перемикання передач у разі сповільнення автомобіля.....	140
3.8	Ефективність законів перемикання передач на режимах сповільнення автомобіля .....	145
3.9	Висновки до третього розділу .....	151
<b>РОЗДІЛ 4. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ ПЕРЕМИКАННЯ ПЕРЕДАЧ.....</b>		
4.1	Об'єкт, задачі та результати експериментальних досліджень .....	153
4.2.	Опрацювання результатів математичного моделювання з експериментальними даними .....	159

4.3 Висновки до четвертого розділу .....	179
ВИСНОВКИ.....	181
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ .....	183
Додаток А. Електронний блок керування автомобіля Toyota Yaris.....	197
Додаток Б. Програма моделювання алгоритму <i>M</i> -керування системою «двигун-трансмсія» середовищі MATLAB .....	199
Додаток В 1. Акт про впровадження результатів дисертаційної роботи у .....	205
ТзОВ «Науково-технічний центр «Автополіпром», м. Львів .....	205
Додаток В 2. Акт про використання результатів дисертаційної роботи у навчальному процесі кафедри «Експлуатація та ремонт автомобільної техніки» .....	206
Додаток Г. Список публікацій здобувача за темою дисертації .....	207

## ВСТУП

**Актуальність теми досліджень.** Підвищення ефективності комерційної експлуатації сучасних автотранспортних засобів з одночасним покращенням їхніх паливоощадності та безпеки експлуатації невід'ємно пов'язане з вирішенням проблем автоматизації управління агрегатами автомобілів і, передусім, агрегатами трансмісії.

Найраціональнішим щодо співвідношення розмірів коробки передач, кількості сходинок і можливості перемикання передач без розривання потоку потужності є застосування роботизованих коробок передач з перемиканням за допомогою індивідуальних фрикціонів чи синхронізаторів.

Сьогодні найпоширеніші планетарні гідромеханічні передачі, що дають змогу, по-перше, знизити динамічні навантаження в системі «двигун-трансмісія» за рахунок забезпечення плавності перебігу перехідних процесів, по-друге, порівняно простими засобами автоматизувати процеси, пов'язані з управлінням передавання потужності від двигуна до ведучих коліс. Завдяки цьому спрощується управління автомобілем, знижується втомлюваність водія внаслідок зменшення обсягу його фізичного навантаження, він має змогу уважніше спостерігати за дорожньою обстановкою. Все це забезпечує підвищення безпеки руху, а також знижує ступінь впливу кваліфікації та індивідуальних особливостей водія на експлуатаційні показники автомобіля.

Однак у гідромеханічних передачах є й суттєві недоліки, такі як наявність гідротрансформатора - вузла, з низьким ККД (коефіцієнтом корисної дії), великими осьовими і радіальними розмірами, тому необхідно використовувати велику кількість робочої рідини для ефективної роботи (стільки ж, скільки на систему мащення та керування). У зв'язку з цим провідні світові виробники автоматичних коробок передач останніми роками намагаються відмовитися від використання

гідротрансформаторів, однак його відсутність призводить до звуження динамічного діапазону коробки передач, тому доводиться збільшувати кількість ступенів.

Ще один напрям розвитку сучасних автоматичних коробок передач - відмова від пристроїв плавного вмикання фрикціонів. Це пов'язано з тим, що сучасна коробка передач повинна відпрацьовувати перемикання в будь-яких дорожніх умовах і бути недорогою. А усі додаткові гідравлічні елементи, такі як пристрої плавного вмикання і, зокрема, гідроаккумулятори значно підвищують металоемність і розміри коробки передач, а отже, і її вартість, зменшуючи надійність.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Тема дисертації відповідає науковому напрямку кафедри експлуатації та ремонту автомобільної техніки «Дослідження і оптимізація експлуатаційних властивостей автомобілів і їхніх систем, технічного обслуговування та транспортних процесів».

Роботу виконано в межах науково-дослідної роботи: «Оптимізація законів та алгоритмів перемикання передач в сходи́нчастих трансмісіях автомобіля» (номер державної реєстрації 0107V009525) та «Аналіз і синтез інтелектуальних систем автомобіля» (номер державної реєстрації 0114U001688).

**Мета і завдання роботи.** Мета дисертаційної роботи — розробити методику синтезу оптимальних законів перемикання передач у системі «двигун — сходи́нчаста (ступенева) механічна трансмісія — автомобіль», в межах якої моменти перемикання вибирають залежно від умов паливної економності, заданого водієм режиму руху та організації процесу перемикання передач за допомогою фрикціонів без розриву силового потоку і відповідного автоматичного корегування режиму роботи двигуна.

Для досягнення мети в дисертаційній роботі поставлено такі завдання:

— здійснити критичний огляд науково-методологічних принципів і критеріїв оцінювання оптимальності/досконалості, якими переважно керуються у пошуках раціональних підходів до автоматизації сходи́нчастих трансмісій автомобіля;

— розробити алгоритми активного керування системами автоматичного одночасно механічною трансмісією і двигуном внутрішнього згоряння під час

перемикання передач з умов максимального дотримання режиму руху, який задає водій;

— розробити методика формування/розрахунку оптимальних моментів перемикання передач східчастої (ступеневої) механічної трансмісії з умов паливоощадності для режиму (програми) руху, який задає водій;

— опрацювати алгоритми автоматичного коригування режимів роботи двигуна внутрішнього згоряння під час і після процесу перемикання передач за допомогою фрикціонів, передбачивши можливе використання короткочасових, так званих форсованих, режимів роботи двигуна з виходом на режими зовнішньої швидкісної характеристики.

**Об'єкт дослідження** - процеси/закони/алгоритми керування параметрами системи «двигун—механічна сходинчаста (ступінчаста) трансмісія» за типових у експлуатації режимів руху.

**Предмет дослідження** — методика синтезу оптимальних законів перемикання передач у сходинчастій трансмісії та алгоритмів організації процесів перемикання передач (прямих – з нижчих передач на вищі, а також зворотних) за допомогою фрикціонів та автоматичного коригування режимів роботи двигуна внутрішнього згоряння.

**Методи дослідження.** Задекларовані завдання виконано на засадах системного підходу з використанням засобів формалізованого аналізу й синтезу на основі ретельно опрацьованих принципів індукції й дедукції. Розв'язування науково-прикладної задачі синтезу оптимальних законів перемикання передач здійснено методами аналітичного моделювання та комп'ютерного й натурного симулювання процесів функціонування системи «двигун — трансмісія — автомобіль» на основі універсальної її розрахункової схеми із залученням теорії диференціальних рівнянь, формалізованих методів апроксимації характеристик системи та її елементів та сучасних засобів експериментування. Методологія дослідження спирається на дослідно ідентифіковану інформацію, що відображає властивості двигуна (універсальну його характеристику) і конкретні параметри автомобіля, та на типову модель динамічної взаємодії автомобіля з дорогою і довкіллям.

**Наукова новизна отриманих результатів дослідження** полягає у формуванні науково-методологічних принципів/засад/алгоритмів синтезу оптимальних законів керування механічною сходиною трансмісією з умов паливної економії, режиму руху, який задає водій, і такої організації процесу перемикання передач фрикціями, щоб недопустити розриву силового потоку, та відповідного автоматичного коригування режимів роботи двигуна під час і після процесу перемикання.

**Практичне значення одержаних результатів**. Дослідження законів та алгоритмів перемикання передач в сходичастих трансмісіях автомобіля виявило приховані резерви підвищення паливоощадності автомобіля, які з тих чи інших причин залишились поза увагою дослідників. Це, зокрема, дає можливість окреслити основні напрямки зменшення енерговитрат при автоматизації транспортних машин з гідродинамічними трансмісіями у режимі роботи із заблокованим гідротрансформатором. А також коробок передач із двома паралельними зчепленнями за схемою DSG.

**Особистий внесок здобувача.** Основні результати, висновки і рекомендації, наведені в дисертаційній роботі, автор отримав самостійно. В опублікованих спільних працях автору належать: розроблення математичної моделі системи «двигун-трансмісія-автомобіль» [1, 15], суміщення характеристик двигуна і трансмісії [3, 4]; аналіз доцільності застосування ранніх та пізніх перемикань [5], побудова паливовитратних характеристик [8, 10]; синтез законів керування двигуном [9]; комп'ютерне моделювання реалізації перемикань та синтезу законів перемикань [11, 13]; розроблення методики проведення експериментальних досліджень і оброблення результатів експерименту [34].

**Апробація результатів дисертації.** Апробацію основних результатів дослідження здійснено на: 7-14-му міжнародних симпозіумах українських інженерів-механіків у Львові (2005, 2007, 2009, 2011, 2013, 2015, 2017 та 2019 рр.); 64-й Науково-практичній конференції науково-педагогічних працівників, аспірантів, студентів та структурних підрозділів Національного транспортного університету (м. Львів, 2008 р.); Всеукраїнській науково-практичній конференції молодих учених та

студентів (м. Донецьк, 2011 р.); 3-6-й міжнародних науково-практичних конференціях: «Теорія і практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій» у Львові (2012, 2014, 2016 та 2018 рр.); 6-й та 8-й міжнародних науково-практичних конференціях «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту» у м. Вінниця (2013 та 2015 рр.); 15-й відкритій науковій конференції Інституту прикладної математики та фундаментальних наук Національного університету «Львівська політехніка» (2018 р.)

**Публікації.** Основні результати досліджень опубліковано у 15 статтях, з них 13 у наукових фахових виданнях України та одна стаття у науковому фаховому виданні України, яке входить до міжнародної наукометричної бази даних Index Scopus, одна стаття у науковому періодичному виданні іншої держави (Польща), а також у 20 тезах доповідей на наукових конференціях.

**Структура та обсяг дисертації.** Дисертаційна робота містить вступ, основну частину, яка складається з чотирьох розділів, висновки, список використаних джерел, який налічує 131 найменування. Повний обсяг дисертації – 211 сторінок, зокрема 165 сторінок основного тексту, вона містить 73 рисунки, 3 таблиці, 3 додатки.



# **РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ ПРИНЦИПІВ ТЕОРІЇ СИНТЕЗУ ОПТИМАЛЬНИХ ЗАКОНІВ ТА АЛГОРИТМІВ ПЕРЕМИКАННЯ ПЕРЕДАЧ В СХОДИНЧАСТІЙ АВТОМОБІЛЬНІЙ ТРАНСМІСІЇ**

## **1.1 Мотивація необхідності оптимізації процесу перемикавання передач**

Поширення в автомобільній техніці трансмісій з механічною сходи́нчастою коробкою передач в своєму складі пояснюється раціональною її будовою, надійністю й довговічністю, вищим коефіцієнтом корисної дії (ККД), задовільним рівнем технології виробництва/обслуговування/ремонту й порівняно низькою вартістю. Тому автоматизація керування трансмісією транспортної чи мобільної машини іншого призначення саме з механічною коробкою передач є важливим напрямом удосконалення конструкції автомобільної техніки взагалі [1, 2]. Але в такому разі було б доцільно відмовитися від звичних синхронізаторів і покластися на фрикційні муфти керування перемиканням передач. Зауважмо, механічні сходи́нчасті коробки передач з фрикційними муфтами перемикавання передач впевнено проникли на трактори [3, 4]. За приклад можна брати гідромеханічні передачі з електронним керуванням [5], фрикційні муфти керування параметрами й структурою в яких визнані незамінними. Гідромеханічні передачі — це, взагалі кажучи, втілення величезного досвіду автоматизації трансмісій мобільних машин, з якого доречно користати й у разі автоматизації суто механічних трансмісій.

Та слід визнати, автоматизація керування силовим агрегатом транспортних машин з механічною сходи́нчастою коробкою передач завжди була складнішим завданням, ніж автоматизація силового агрегату з гідромеханічною трансмісією. І це завдання зазвичай визнає можливість двох підходів: 1) створення систем напівавтоматичного (радше сервоавтоматичного) керування, коли команди на

перемикання передач надходять від водія, а цілком автоматизованим є власне процес реалізації цих команд; 2) створення систем автоматичного керування, в алгоритмі дій яких місця водієві нема. Але, без сумніву, другий напрям раніше чи пізніше має стати єдиним.

В роботі [6] задекларовано, що перехід на тракторах від звичних трансмісій до трансмісій з перемиканням передач під навантаженням призводить загалом до зниження їх ККД на 2...3 %. Мотивування таке: у разі автоматизації трансмісії частота перемикань під навантаженням істотно зростає, що призводить ще до додаткових втрат енергії, а оскільки автоматизація трансмісій стає неперехідною необхідністю, то втрата енергетичної ефективності буде неминучою.

Але «задекларованим переконанням» нема сенсу керуватись, оскільки реальний досвід множення автоматичних коробок передач на автомобілях і тракторах цілком заперечує його. Для об'єктивної оцінки наслідків автоматизації трансмісій потрібні не поверхнево-інтуїтивні, а значно глибшого змісту аргументи.

Свого часу, ігноруючи перестороги щодо втрати енергоощадності, вдалися до використання гідро(динамічно)механічних трансмісій. Переваги й недоліки автоматичних гідродинамічних передач на важких транспортних засобах з позицій початку 1970-х років були прийнятно якісно висвітленні, приміром, в [7]. В той час з чотирьох-п'яти сходинок у звичайних трансмісіях переходили на вісім...шістнадцять — у більшості випадків за допомогою одинарних чи подвійних двосходинчастих передач з простими сервомоторами перемикання. Але незабаром в структуру трансмісії все-таки з меншою кількістю передач впровадили гідродинамічну чи муфту, чи трансформатор, і вона з часом стала цілком автоматичною.

Трансмісія, що здійснює гідродинамічне перетворення механічної енергії, виявляє внутрішній автоматизм, який супроводжує проковзування, а тому принципово завжди є енерговитратнішою. Тож, природно, у міру удосконалення техніки змінювання структури й параметрів (передач) механічна трансмісія знову почала привертати до себе все більшу й більшу увагу.

Віддавна визнано неспростовною необхідністю кероване неперервне й навіть кероване плавне пересилання механічної енергії через трансмісію автомобіля —

зокрема й у періоди перемикання передач [8]. Сучасні автоматизовані механічні коробки передач можуть перебрати на себе вагомі в цьому сенсі переваги автоматичних гідродинамічних трансмісій.

На початку періоду широкого використання гідромеханічних передач (ГМП) простежувалась тенденція замінити коробку передач машини одним-єдиним гідродинамічним трансформатором. З цією метою почали застосовувати багатоколісні гідротрансформатори. Та згодом розвиток ГМП пішов шляхом спрощення їх конструкції і тепер зазвичай застосовують триколісні гідротрансформатори в поєднанні із сходячою механічною коробкою передач.

Гідродинамічному трансформатору (ГДТ) властиві низький коефіцієнт корисної дії та ще й тяга на стопових режимах, що провокує так звану повзучість автомобіля. Аби підвищити ККД і позбутись ефекту повзучості, запропонували [9] замінити ГДТ двосходячою планетарною передачею з ККД 0,98, що вмикається чи блокується фрикційними муфтами на всіх ступенях коробки передач. Планетарна передача має працювати як дільник між сусідніми ступенями коробки передач, а тому її передатне відношення доцільно задавати в межах 1,27...1,4. Принагідно зауважмо, що, взагалі кажучи, гідродинамічна муфта та гідродинамічний трансформатор мають свої механічні аналоги [10].

Над удосконаленням автоматизованих мехатронних систем наполегливо працюють дослідницькі центри провідних світових автомобілебудівних концернів і спеціалізовані фірми, серед яких ZF Friedrichshafen AG (Німеччина), Daimler (Німеччина), Volvo (Швеція), Scania (Швеція), Eaton (США)... Автоматичні (автоматизовані) механічні коробки передач ZF AS-Tronic, Iveco Euro Tronic automated, Mercedes Telligent, Scania Opticruise, Volvo I-Shift, Volvo Geartronic, Eaton Fuller Auto/UltraShift серійно встановлюються на вантажівки, автобуси й автопоїзди, суттєво покращуючи їхні тягово-швидкісні й енергоощадні властивості. Від концерну Daimler AG (Німеччина) відомо: розробка електронно-діагностичної системи Telligent дозволила на 37 % підвищити паливну оощадність вантажних автомобілів Mercedes Benz ACTROS, зменшити зношуваність силового агрегату і значно знизити витрати на обслуговування й ремонт, що пояснюється помітно

вищим ККД механічних трансмісій, упровадженням оптимальних законів і алгоритмів перемикання передач.

## 1.2 Керування трансмісією з «фіксованими точками перемикання»

Однією з найперших була автоматична система керування трансмісією з «фіксованою точкою перемикання», у якій мить перемикання задавалась незалежно від положення  $h$  акселератора тільки швидкістю  $\omega_e$  обертання вала двигуна (можливо навіть однією і тією ж для всіх передач). Задля запобігання роботі в режимі циклічності значення швидкості обертання вала двигуна, відповідні митям перемикання передач з нижчої на вищу  $\omega_e^+$  і, навпаки, з вищої на нижчу  $\omega_e^-$ , мали б не збігатися — гістереза закону перемикань (гістереза за швидкістю  $v$  руху автомобіля позначена як  $\Delta v$ ;  $\omega_{em}$  — максимальна допустима швидкість обертання вала двигуна), рис. 1.1. Очевидно, що система керування проковує двигун працювати зі значними швидкостями обертання вала, а отже — на режимах, яким переважно не властива енергоощадність.

Систему удосконалювали, передбачаючи, приміром, додаткові особливі перемикання Back-off (сповільнення) Step-through (перескакування, через крок). Та зрештою, дійшли висновку, що задаючи миті (формуючи закон) перемикання передач, слід орієнтуватися ще й на положення акселератора. Спрощено це ілюструє рис. 1.2: миті перемикання «Уверх» (на вищу передачу) й «Униз» (на нижчу передачу) визначаються точками на відповідних негоризонтальних прямих  $h - \omega_e$  (взагалі кажучи, ці прямі можна трансформувати й у криві лінії, узагальнюючи тим самим закон перемикання передач).  $\Delta v$

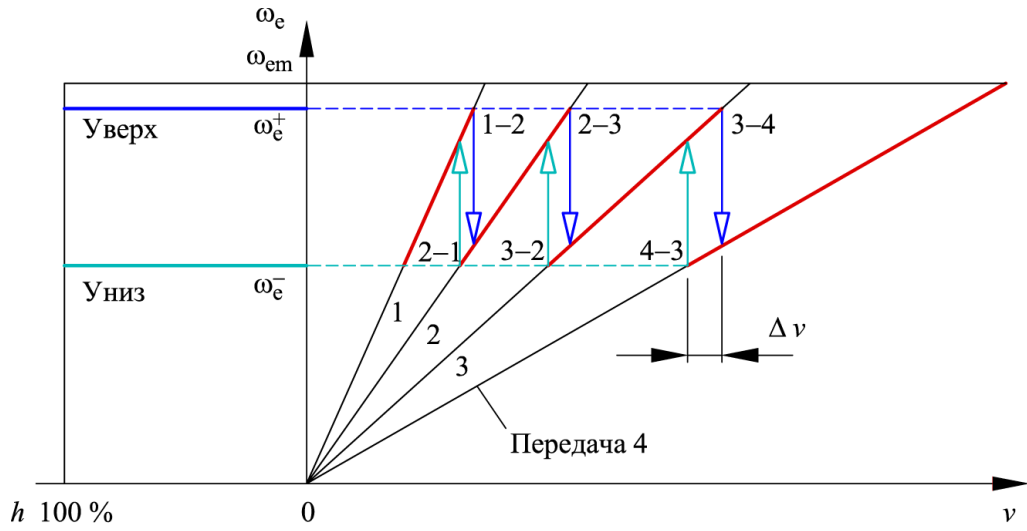


Рисунок 1.1 — Одна з найпростіших характеристик перемикання передач в механічній коробці передач

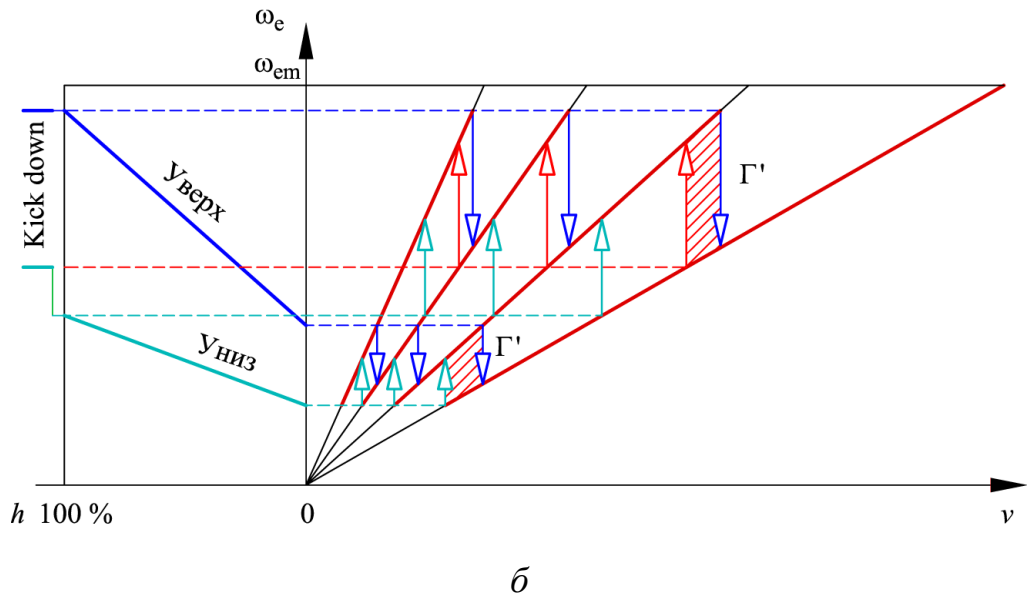
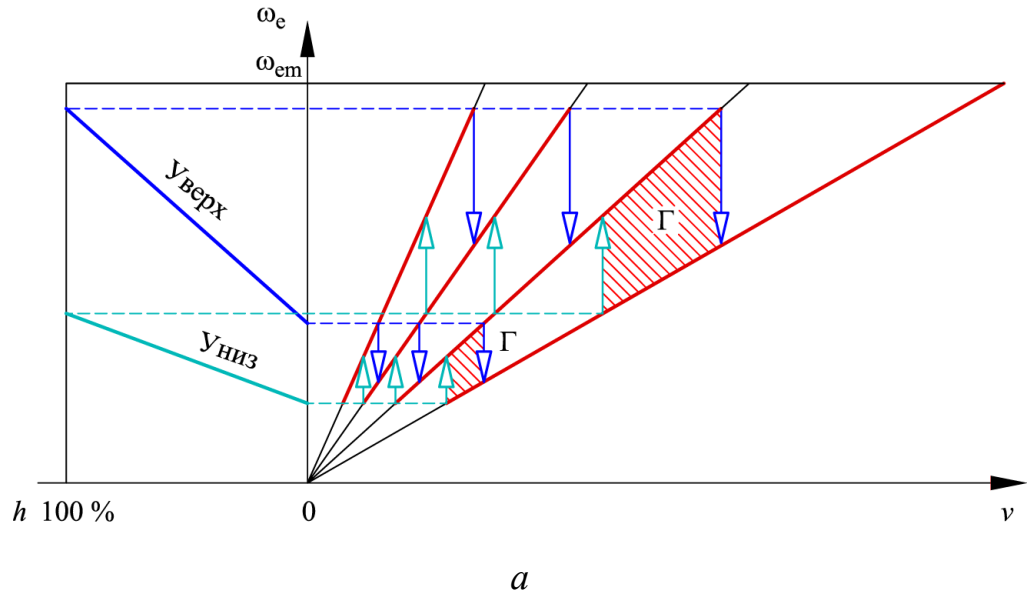


Рисунок 1.2 — Прості двопараметричні характеристики перемикання передач

На рис. 1.2а штрихуванням виділено площу  $\Gamma$ , що її охоплює одна з петель гістерези (яка скерована за годинниковою стрілкою).

У разі руху угору крутим узвозом чи обгоні іншого автомобіля деколи потрібно використати всю наявну потужність. Через необхідність перемкнутися на нижчу передачу (див. рис. 1.2а) доведеться суттєво зменшити швидкість обертання вала двигуна, а відтак і швидкість руху автомобіля, втрачаючи доступ до повної потужності. Ситуацію можна виправити, вдаючись до режиму штибу Kick down, рис. 1.2б: у разі переміщення акселератора до упору, спрацьовує пристрій, що надсилає команду саме на вмикання нижчої передачі, усуваючи в певній мірі гістерезу до якогось прийняттого рівня  $\Gamma'$ .

Характеристику перемикання можна змінити так, рис. 1.3, щоби різниця між кутовими швидкостями, відповідними перемиканням вниз і перемиканням вверх, зменшувалась із переміщенням акселератора.

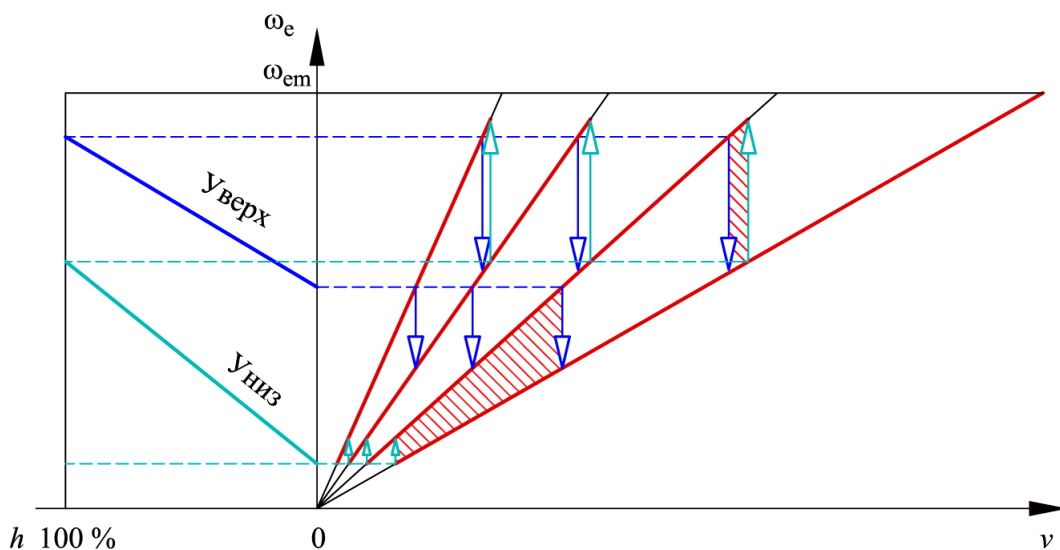


Рисунок 1.3 — Двопараметрична характеристика перемикання передач зі збіжними лініями перемикання

Зменшення гістерези перемикань (за годинниковою стрілкою) в області значних переміщень акселератора (значних навантажень) сприяє збільшенню продуктивності автомобіля, а її зростання (проти годинникової стрілки) в області малих переміщень акселератора (малих навантажень) запобігає надмірно частому перемиканню передач у разі відносно повільного руху автомобіля в умовах міста чи

передмістя. Як задекларовано, приміром, в [11], слід: 1) обов'язково вирізняти робочі режими з великими швидкостями обертання вала двигуна, а відтак з великими витратами пального, та режими часткового навантаження двигуна, тобто з неповним використанням наявної потужності; 2) зважати на те, що у разі надання переваги енергоощадності доведеться змиритися з частішими перемиканнями передач, звідки впливає вимога удосконалення власне самого процесу перемикання.

Описана ідея занадто примітивна, аби задовольнити сучасні об'єктивно нескромні потреби автоматизації автомобіля, через що припинила свій розвиток у майбутнє. Але можна стверджувати, що таким чином утвердилася певна парадигма теорії автоматичного керування автомобілем. Та за бажання її нове втілення можна помітити також і в пізніших тенденціях формування законів перемикання передач, зокрема в автоматичних трансмісіях.

### **1.3 Поняття мапи програми перемикань**

Одним з найцікавіших доведених до серійного втілення кроків на шляху цілковитої автоматизації приводу автомобіля була розробка електронної системи Bosch керування гідромеханічною автомобільною чотириступеневою трансмісією 4HP22 з блокованим гідродинамічним трансформатором фірми ZF [12]. Система керування трансмісією виникла унаслідок розширення функцій мікропроцесорної системи Bosch Motronic, покликаної спочатку лише керувати впорскуванням пального в робочий простір двигуна внутрішнього згоряння та запалюванням пальної суміші. Додатково ж на цю систему було покладено функції оптимального добирання й автоматичного перемикання передач, блокування гідродинамічного трансформатора на 3-й і 4-й передачах (що також можна тлумачити як вмикання-вимикання ще двох додаткових передач) та керування якістю (плавністю) зміни передач.

Повчальним тут є те, що автомобільні мікропроцесорні системи будь-якого призначення можна примусити «поглинати» додаткові функції, раціонально трансформуючи їх в інтегральні системи керування автомобілем загалом.

Перемикання передач система могла здійснювати за бажанням водія відповідно до однієї з трьох програм — динамічної автоматичної, енергоощадної автоматичної та з ручним добором передач. Ручне перемикання передбачалося застосовувати, зокрема, взимку і це дозволяло автомобілю рушати навіть на третій передачі. Отож, в системі перемикання збережено механічний тросовий привід селектора ручного керування.

Впадає у вічі факт протиставлення, визнання несумісності, вимог динамічності, енергоощадності, надійності в звичайних умовах руху та ефективності в особливих умовах.

Найскладнішою було визнано так звану задачу забезпечення плавності перемикання передач. При перемиканні з нижчої передачі на вищу і з вищої на нижчу застосовані як різні закони, так і різні «алгоритми плавності». Варто наголосити на тому, що керування плавною зміною передач здійснювалось одночасною зміною тиску робочої рідини у циліндрі фрикціону, що вмикає нову передачу, та обертового моменту двигуна.

Власне й привертає особливу увагу те, що в системі автоматичного керування втілено принцип активного керування синхронізацією обертових елементів трансмісії за участю двигуна.

Таким чином було суто матеріально доведено можливість електронними засобами суттєво підвищити плавність перемикання передач, зменшення тривалості буксування фрикціонів та підвищення їх довговічності, а також зменшення витрати пального на 3...4 %. А водночас, отриманий досвід став вагомим доказом доцільності розглядати проблему синтезу системи автоматичного перемикання передач як малої підсистеми великої інтегральної системи керування загалом автомобілем. При цьому задача оптимального добору моментів перемикання передач повинна обов'язково розглядатися разом із задачею забезпечення плавності перемикання.



Отож, віддавна методологія синтезу систем автоматичного керування трансмісією автомобіля охоплювала доволі широке поле супутніх оптимізаційних задач. Але разом з тим, не вдалося розробити єдиної теорії синтезу оптимальних систем. Та й тлумачення змісту окремих задач досі залишається непрозорим та внутрішньо суперечливим.

Задекларований в [12] принцип протиставлення вимог динамічності й енергоощадності підтримано в багатьох інших дослідженнях (див., приміром, [13, ...]). Те, що динамічність й енергоощадність в традиційному розумінні цілком різні речі, ілюструє приклад [12] характеристик електронної системи автоматичного перемикавання передач (рис. 1.4:  $n_a$  — частота обертання вихідного вала коробки передач; навантаження двигуна вимірюється положенням дросельної заслінки; « $i-j$ » — позначення лінії перемикавання з передачі  $i$  на передачу  $j$ ; передбачено форсований динамічний режим «Kick down»).

Такого штибу характеристики доречно називати мапами перемикань передач. Отож система оперує (див. рис. 1.4) двома незвідними один до іншого різновидами законів перемикавання передач — енергоощадними й динамічними. Тенденція на енергоощадність в проектуванні трансмісій намітилась наприкінці 1970-х років. І не можна її пов'язувати з особливою «нафтовою» ситуацією, що склалася в кінці 1978 року. Радше щонайпізніше від часу нафтової кризи 1973...1974 рр. відбулося зміщення акцентів щодо розвитку автомобіля від охорони довкілля, що домінувала в 1960-і роки, у бік енергоощадності.

Легко помітити, що відображена на рис. 1.4 характеристика є ніби змістовнішою розгорткою характеристик, відображених на рис. 1.1—1.3. Такого штибу характеристики називають часто програмами перемикань передач.

Довший час ознакою автоматичності трансмісії автомобіля була наявність в її складі гідродинамічного перетворювача механічної енергії — пристрою, як зазначалось, із внутрішнім автоматизмом. Гідродинамічний трансформатор (ГДТ) є достатньо ефективним засобом рушання автомобіля та реалізації початкового етапу його розгону. Далі через надмірні втрати енергії гідротрансформатор доцільно заблокувати фрикційною муфтою, і практично все подальше пересування

автомобіля здійснювати з заблокованим гідротрансформатором, перемикаючи ступені в механічній коробці передач. Звісно, гідротрансформатор не дуже придатний виконувати функцію дільника коробки передач.

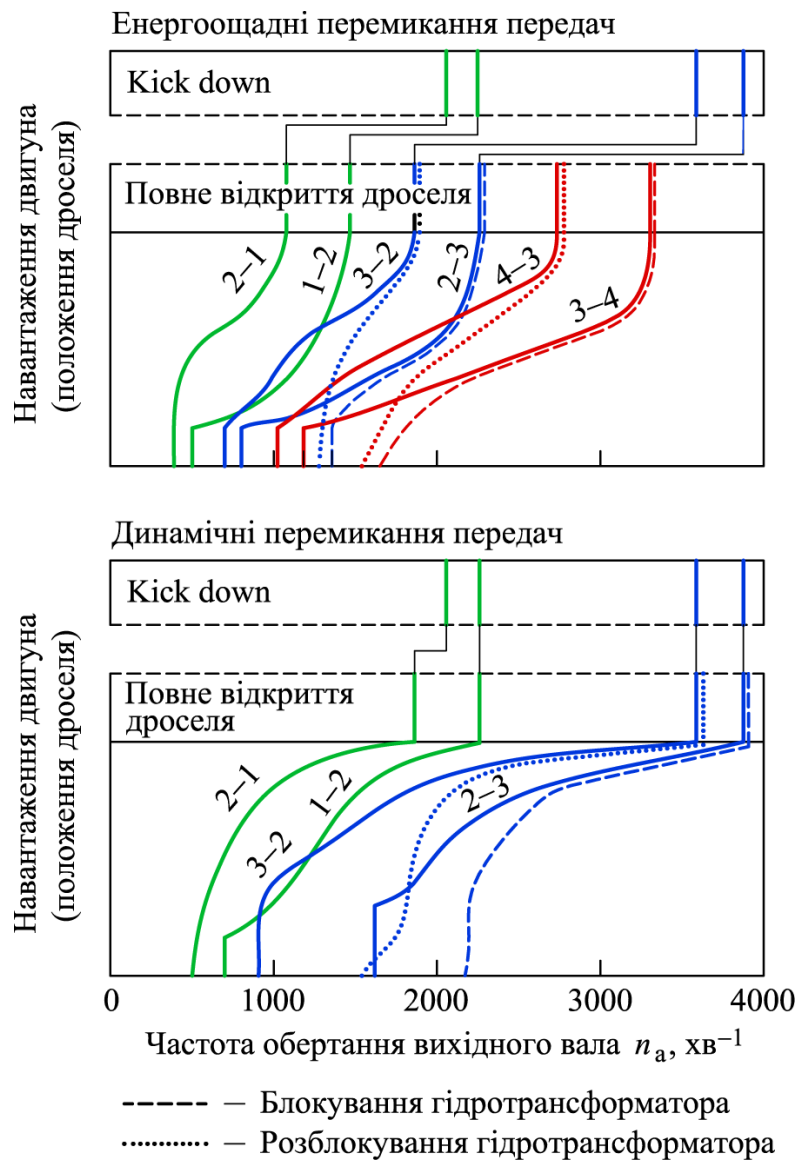


Рисунок 1.4 — Характеристика системи перемикання передач

Тож тривалість роботи гідротрансформатора запрограмовано мала. Та все ж він збагачує структуру трансмісії, і прикро було б цим не скористатись. На рис. 1.5 ( $h$  — положення педалі акселератора,  $v$  — швидкість руху автомобіля) відображено ситуацію реагування автоматичної трансмісії (штибу Tiptronic) на різку (а загалом — не обов'язково різку) зміну водієм положення педалі акселератора, унаслідок чого режим  $R_0$  руху на вищій (для прикладу — п'ятій) передачі

змінюється на режим  $R_1$ , якому автомат не має підстав скерувати на суміжну нижчу (для прикладу — четверту) передачу, та замість неї він залишає ту саму п'яту, але розблоковуючи ГДТ.

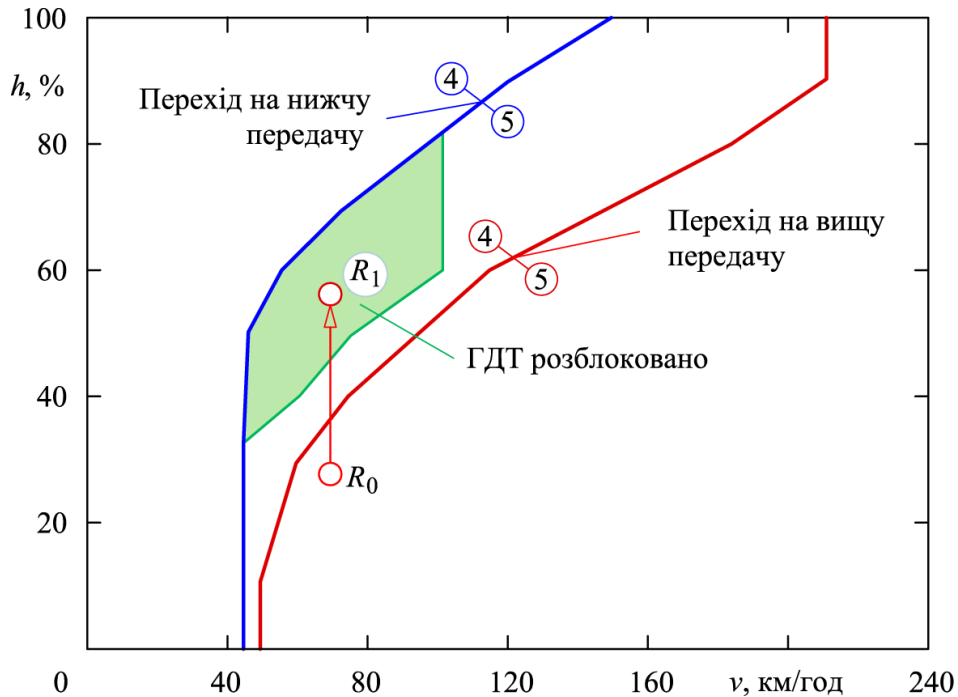


Рисунок 1.5 — Приклад формування проміжної передачі унаслідок розблокування ГДТ в автоматичній трансмісії

Тож додатково до основних передач, що існують в механічному редукторі, гідротрансформатор у разі розмикання муфти блокування створює проміжні передатні сходинок. Внаслідок цього автомобіль стає динамічнішим. Зауважмо, закони перемикавання структури трансмісії тут також відображаються у формі мапи перемикань.

#### 1.4 Проблема об'єктивного критерію оптимальності

Проблема вибору/конструювання об'єктивного критерію оптимальності виникає кожного разу, коли заходить мова про хоч яке удосконалення автомобіля. Часто переконують, що прагнучи віднайти об'єктивно оптимальні конструктивні параметри і синтезувати об'єктивно оптимальні характеристики хоч якого об'єкту

слід брати до уваги якомога більше (часткових) критеріїв оптимальності. Чим більшою кількістю (часткових) критеріїв буде можливість оперувати, тим з більшою достовірністю можна буде оцінити потенційну досконалість проєктованого чи реальну досконалість експлуатованого об'єкту. На багатокритерійність покладаються, приміром, у разі порівняльного аналізу й оцінювання технічного рівня промислової продукції. Але ще жодного разу не вдалося побудувати несуперечливий алгоритм оперування ніби векторним критерієм в рамках проблеми оптимізації властивостей автомобіля.

У 1980 рр. у львівській школі проєктування і виробництва автобусних гідродинамічних передач проведено комплексне дослідження щодо вибору оптимальних моментів перемикавання ГМП та організації процесів перемикань з умов плавності руху (міські автобуси пасажирами, які стоять). Реалізовані дослідження електронною системою автоматики (БУ 47.3761 виробництва Калузького заводу автомобільного електрообладнання) для ГМП моделі ряду 19.17 (автобуси ЛиАЗ 5256 та Ікарус 260/280) [14—17].

Однак механіко-гідравлічна система регулювання паливоподачі та на той час дизельних двигунів КамАЗ 7408 та RABA MAN D 2156 не дозволяла реалізувати автоматику коригування режимів роботи двигуна під час перемикань. Реалізація мікропроцесорного блоку управління на планетарній вітчизняній ГМП мод. 41.17 «Львів 4» (Львівський завод ГМП) на дослідно-промисловому зразку надвеликого міського автобуса Богдан А 231 [17] у 2003 році (де вже були реалізовані так звані ковзні/адаптивні моменти перемикань та імпульсна кореляція/зменшення паливоподачі у момент перемикавання) так і не отримала серійного виробництва через економічну кризу і банкрутства заводів виробників: ВАТ ЛЗГМП, так і дизельних двигунів – ВАТ СМД, м. Харків.

Опрацювання на Харківському тракторному заводі нової конструкції гідрооб'ємно-механічної коробки передач з автоматичним управлінням зумовило появу відповідних досліджень у цій сфері харківської наукової школи [18].

Надзвичайно актуальною завжди була проблема оцінювання/вимірювання енергоефективності автомобіля. Якщо в деяких дослідженнях перевага надавалася

більше прямим методам оцінювання/вимірювання, то, приміром, в [19] залучають для цього штучний вимірник: за критерій енергоефективності запропоновано використовувати так званий коефіцієнт енергоефективності, що поєднує в собі, знову ж, так звані коефіцієнт навантаження і коефіцієнт витрати палива і дає змогу оцінити відношення здійсненої автомобілем корисної роботи до витрати палива в заданих умовах руху.

Вимірникам енергоефективності приділено, взагалі кажучи, дуже багато уваги. Дуже часто цей вимірник трактують як виразник ККД автомобіля [20, 21].

В [22, 23] для порівнювання «погано порівнюваних», взагалі кажучи, процесів керування трансмісією використано такі вимірники: тривалість і середню швидкість долаття ділянки дороги, кількість перемикачів передач, швидкість машини в кінці ділянки дороги, витрату палива, а за основний, ніби комплексний, — так звану питому продуктивність автомобіля

$$W_{pt} = \frac{m_{vn}V_{sr}}{Q_S}, \quad (1.1)$$

де  $m_{vn}$  — маса вантажу;  $V_{sr}$  — середня швидкість пересування;  $Q_S$  — середня шляхова витрата пального. Виявилось, що на підйомі дороги довжиною 900 м кваліфікований водій за питомою продуктивністю переграм автомат, завершивши рух на цій ділянці дороги швидше і з більшими середньою та кінцевою швидкостями, витративши більше пального, здійснивши меншу кількість перемикачів передач. Тож можна вважати, що ергамат став взірцем для автомата. В [24] замість  $Q_S$  беруть натомість середню часову витрату палива  $Q_T$ . Все це ознаки неузгодженості у виборі критеріїв.

Загалом, визначаючи оптимальні моменти перемикачів передач, методологічно часто доречно розрізнити чотири режими руху автомобіля: розгін, рух із сталими або близькими до сталих, майже сталими швидкостями (з відносно малими прискореннями-сповільненнями), накат і гальмування.

Здається очевидним, що у разі пересування автомобіля зі сталою швидкістю

автоматична система керування трансмісією повинна вибирати автомобілю ту передачу, на якій швидкість  $Q_i$  витрачання пального двигуном є найменшою. У разі нахату й робочого гальмування система майже безучасна (не йдеться про гідродинамічну трансмісію).

Цілком іншим має бути ставлення до розгінних та гальмівних режимів пересування автомобілів. Зокрема, екстремальні програми розгону та гальмування мобільної машини — це еталони, які можна втілити тільки у разі достатніх потужностей двигуна та гальмової системи, а також за умови оптимального керування цими потужностями [25]. Інформація про ці режими пересування автомобіля стає в нагоді у разі визначення-обґрунтування оптимальних (раціональних) параметрів та характеристик двигуна, трансмісії, колісного рушія, гальмової системи. До найважливіших параметрів і характеристик двигуна, скажімо, слід віднести номінальну потужність, максимальний обертовий момент, номінальну частоту обертання вала, зовнішні тягову й гальмівну характеристики, енергоперетворювальну характеристику. Властивості трансмісії визначають, перш за все, передатні відношення й закони керування ними — у разі ступеневої коробки передач, навантажувальна та перетворювальна (трансформаторна) характеристики — у разі варіатора. Властивості гальмової системи залежать від характеристик і параметрів гальмових механізмів та алгоритму роботи ABS, а також у деякій мірі — від властивостей системи ASR. Характеристики «крип-зчеплення» визначають властивості колісного рушія. Тож користь від використання інформації про потенційні динамічні властивості автомобіля може бути багатогранною. А ще, якщо розгінною стає не перша (нижча) передача в ступеневій трансмісії, то виникають підстави вважати це доказом нецілковитої відповідності двигуна й трансмісії [26].

Тож один з найдієвіших напрямів підвищення енергетичної ефективності транспортних машин — це оптимізація процесу розгону, який, як засвідчують спостереження, в насиченому перешкодами міському режимі пересування складають навіть 35...45 % від загальної тривалості перебування машини в корисному русі. Проблема енергетичної ефективності безпосередньо пов'язана з тенденцією автоматизації трансмісій машин, зокрема механічних ступеневих, з

метою підвищення/покращення зручності керування, комфортабельності, паливної економності, прохідності, тягово-швидкісних властивостей, надійності та інших експлуатаційних властивостей машини [27, 28].

Здебільшого сходяться на тому, що динамічність розгону слід було б оцінювати тривалістю  $T_r$  і шляхом  $S_r$  розгону. Та виявляється [28—30], за допомогою тільки цих критеріїв бездоганно «виміряти» динамічність розгону неможливо. Натомість в [27] поставлено під сумнів твердження, що «два показники — тривалість  $T_r$  і шлях  $S_r$  розгону — не дають однозначної оцінки» динамічності розгону автомобіля до швидкості  $V_r$ . Та насправді оперування критеріями  $T_r(V_r)$  і  $S_r(V_r)$  дуже часто веде до неоднозначних оцінок динамічності розгону автомобіля, і саме змістовно вмотивована згортка

$$d_r = T_r - \frac{S_r}{V_r}, \quad (1.2)$$

цих критеріїв наводить лад в оцінках [29—31].

Формально можна також ідентифікувати такі особливі швидкості пересування автомобіля, які впливають з балансу сил як потенційно можливі, але досягнути яких реально не вдасться: процес набуття автомобілем цих особливих швидкостей мав би тривати нескінченно довго і здійснюватись на нескінченно довгому шляху, а тому параметри такого процесу розгону автомобіля не підвладні прямому вимірюванню і оцінюванню. Тож якщо різні автомобілі (автомобілі з помітно різними параметрами й характеристиками) мають однакові особливі швидкості, то здається, що розпізнати іманентно динамічніший з них принципово не можливо. Цей висновок вірний доти, поки за інструментарій оцінювання динамічності автомобіля правлять традиційні вимірники. Але, виявляється, примітивні вимірники розгону можна згорнути в один-єдиний критерій динамічності, який набуває тільки скінченних значень — навіть у разі, коли пришвидшення автомобіля в кінці процесу розгону прямує до нуля [32].

Інколи за оцінку розгінних потенцій автомобіля пропонують використовувати комбінацію параметрів, що характеризують швидкісні й потужнісні властивості машини. Наприклад, в [33] за такого ґтибу критерій беруть відношення максимального прискорення машини до максимальної потужності її двигуна. Максимальне ж прискорення машини досягне на розгінній (зазвичай першій чи другій, а інколи ще вищій) передачі. Натомість максимальна потужність двигуна опосередковано оцінює/визначає швидкісні потенції машини (зазвичай на вищій передачі). А от що в змістовному сенсі характеризує відношення цих величин, важко збагнути.

Істотніші суперечності є у дослідників щодо об'єктивності вимірників паливної ощадності процесу розгону. Природним показником енергоощадності є, звісно, витрата палива за період розгону  $Q_r$ . Розгін можна трактувати як процес досягнення заданої більшої швидкості  $V_r$  чи долання заданого шляху  $S_r$  з прискоренням.

Та все ж існують спроби обґрунтувати ефективність також і похідних критеріїв, що комбiнують в собі чотири первинні показники: швидкість в кінці розгону  $V_r$ , тривалість розгону  $T_r$ , шлях розгону  $S_r$ , енерговитратність розгону  $Q_r$ ; частіше величина  $V_r$  править за критерій порівнюваності розгонів (та таку роль може виконувати чи величина  $T_r$ , чи величина  $S_r$ ). Приміром, часом дорожать такими компромісними критеріями як «шляхова витрата пального  $Q_r/S_r$ », «середня ефективна швидкість  $S_r/T_r$ », «витрата пального на одиницю середньої швидкості  $Q_r/(S_r/T_r) = Q_r T_r/S_r$ » та ще багатьма іншими подібного ґтибу [34—36,...].

На рис. 1.6 [27] зображено звичні мапи прямих перемикань в механічній чотиріступеневій коробці передач, оптимальні за різними критеріями. Очевидно, що рисунок ілюструє радше не якісь компроміси, а в більшій мірі те, що кожен один критерій заперечує кожен інший. Та саме в роботі [27] наполегливо відстоюється багатокритерійність.



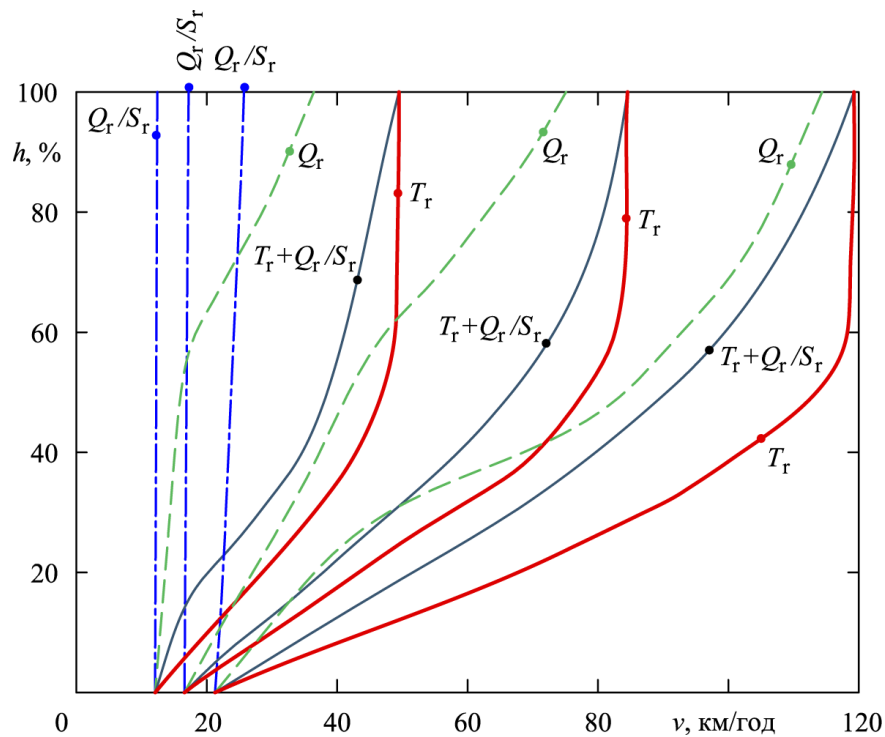


Рисунок 1.6 — Закони прямих перемикань, оптимальні за різними критеріями

Може здатись, що ефективність трансмісії доречно було б оцінювати, оперуючи ніби дуже привабливим поняттям «коефіцієнт корисної дії (ККД)» автомобіля загалом. До цього, по суті, побіжно закликають багато публікацій. Цей критерій ніби мав би бути об'єктивним вимірником енергоощадності або ж навіть змістовним виразником компромісу між вимогами динамічності та енергоощадності. Та виявляється [37], що неможливо цілком об'єктивно, цілком і несуперечливо означити поняття «корисний опір довілля» чи «корисна робота автомобіля».

## 1.5 Вимушене спотворення оптимальності законів керування

Автоматизація автомобільної трансмісії покликана забезпечити високі тягово-швидкісні та паливно-ощадні властивості колісних машин засобами оптимального керування структурою і параметрами приводу, але уникаючи циклічності перемикань, тобто надлишкової чи нераціональної зміни передач з відповідним надмірним зношенням елементів перемикання трансмісії [38-40].

В [41], до прикладу, так звані базові закони перемикання передач і блокування/розблокування гідродинамічного трансформатора в трансмісійному агрегаті «гідродинамічна передача — муфта зчеплення — вальна коробка передач» синтезовано у формі звичної мапи «швидкість руху  $v$  — положення акселератора  $h$ », керуючись критерієм максимальної середньої швидкості пересування мобільної машини. Ці закони ефективні, як стверджується, на так званих квазістаціонарних (псевдостационарних) режимах руху машини, таких як розгін, гальмування, пересування із сталою швидкістю, коли положення педалі акселератора ( $h$ ) або взагалі не змінюється, або ж змінюються достатньо повільно. Існують, проте, умови руху, що спонукають до різкого маніпулювання педаллю акселератора і це призводить до зайвих, нераціональних, циклічних перемикань передач. Аби запобігти цьому, вдаються до внесення в базовий алгоритм особливих умов і правил. Приміром, здійснюють гістерезний зсув законів на мапі перемикань, передбачають затримку виконавчих команд, створюють зони нечутливості (в часі) до помилкових сигналів унаслідок коливних процесів і випадкових дій водія, впроваджують умови для перемикань з пропуском передач, запроваджують тимчасові заборони на керування після фіксації прояву циклічності перемикань, задають кут повороту керма, за якого блокується підвищення ступеня, закладають додаткові умови задля обґрунтованішого підвищення передачі тощо. Все це є спотворенням базових законів керування трансмісією.

Неважко збагнути, що критерії «середня швидкість руху» (який треба максимізувати) і «зайві перемикання ступенів» (який слід мінімізувати або усунути) в коробках передач, що автоматизовано перемикаються без переривання потоку енергії, суттєво суперечать один одному. Швидкі перемикання під навантаженням строго відповідно до умов руху сприяють зростанню швидкості машини. Та не оминути увагою й те, що зайві перемикання з'їдають ресурс трансмісії.

Для дослідження ефективності алгоритмів керування трансмісією за різних обставин і умов пересування колісної машини розроблено навіть метод симулювання періодичних збурень з варіюванням амплітуд, частот і різниці фаз коливань швидкості й коефіцієнта опору рухові машини та оцінюванням їх наслідків

[41]. Метод заснований на тому, аби створити колісній машині ситуації й умови, що з високою вірогідністю спровокують нераціональність і циклічність в діях автоматичної коробки передач, а потім віднайти технічні засоби запобігання цим негативним явищам. Встановлено, зокрема, що найефективнішим є метод розширення/звуження меж перекриття передач на мапі законів керування. Та загалом не усувається протиріччя: інтуїтивно відчутно, що «зайві» перемикання таки існують і їх слід було б позбуватись, але, з іншого боку, система керування повинна бути чутливою до обставин і умов руху автомобіля, бо інакше втратить ефективність, запрограмовану критерієм оптимальності.

Тож вважають за доцільне вдатися до адаптування характеристик перемикання. Зокрема, електронні системи керування коробкою передач можуть визначати доцільну мить перемикання за звичною характеристичною лінією на мапі перемикань, але додатково враховувати ще довгу низку якихось даних, що характеризують поточний режим роботи автомобіля і навіть стиль водіння його. Додаткові дані «затуманюють» ухвалення автоматичною системою рішення щодо вибору й перемикання передач. Відтак впливає ніби характеристика перемикання передач, яку саме й називають адаптивною.

Система могла б розпізнавати різні опори рухові — через долання узвозу, буксирування причепа, дії вітру... Блок керування міг би обчислювати силу опору рухові на підставі інформації про швидкість автомобіля, положення акселератора, швидкість обертання вала двигуна, а вже на підставі отриманих результатів визначати оптимальну мить перемикання. Алгоритм визначення миті перемикання, що бере до уваги водночас манеру роботи водія й умови руху автомобіля, вибудовують, приміром, на засадах нечіткої логіки.

Зокрема швидкість, з якою водій натискає на педаль акселератора, може визначати рівень «спортивності» водіння. Цей рівень використовують для добирання на основі нечіткої логіки (задуманої невизначеності, нечіткої визначеності) певної миті перемикання передач між миттю перемикання, орієнтованою на економну витрату палива, і миттю, орієнтованою на кращі тягові характеристики автомобіля. Це своєрідний алгоритмічний компроміс, в якому

критерії оптимальності фігурують дуже опосередковано, а водій виконує роль експерта.

Зрозуміло, що такий компроміс є спотворенням оптимізаційних зусиль. Напрошується думка: замість того, аби суб'єктивно «розмивати» оптимальність, краще взяти під контроль додатковий параметр, що об'єктивно характеризує режим руху автомобіля і активність водія. За такий параметр доречно взяти прискорення/сповільнення автомобіля.

А ще існує тенденція до «зовнішнього втручання» в керування трансмісією і автомобілем. Фірма BMW, приміром залучила до автоматичного керування автомобільною трансмісією засоби GPS-навігації. Свою версію такого штибу PreVision GPS автоматичного керування із запобіганням нераціональним перемиканням передач запропонували в Zahnrad Fabrik. Система блокує непотрібні перемикання на окремих ділянках маршруту, наприклад, перед підйомами, спусками чи поворотами, а також використовує можливість рухатися накатом, підбирає оптимальну передачу. Адаптивний круїз-контроль Scania Active Prediction розжене автопоїзд перед підйомом і пригальмує перед спуском задля заощадження палива.

Це перші приклади ніби зовнішнього керування автомобілем і його трансмісією з використанням топографічної інформації та паспорту дорожньої мережі.

Але насправді робота системи адаптивного круїз-контролю на законах перемикання передач не повинна б позначатись. Адаптивний круїз-контроль Active Prediction (Scania), скажімо, мав би лише диктувати /пропонувати /прогнозувати бажану /доцільну програму пересування автомобіля. Але ж і дороги мають проектуватися так, аби не обманювались водій і автомобіль.

На військовій, позадорожній, будівельній... машині система керування коробкою передач практично не має потенційних задатків одержувати інформацію безпосередньо про наступну ділянку маршруту. Пересічену місцевість важко занести в навігаційну базу даних на достатньо докладному рівні. Автопілотні системи здебільшого розпізнають своїми камерами тільки особливі для них об'єкти (дорожні знаки, дорожню розмітку, пішоходів, попутний транспорт). Тож

залишаються в арсеналі лише превентивні методи боротьби з нераціональними перемиканнями.

У патенті [42] запропоновано алгоритм керування трансмісією з корекцією моментів перемикання методом послідовного наближення до оптимальних для конкретних поточних умов. Алгоритм адаптації починає діяти тільки у разі появи циклічності після максимального натиснення на педаль акселератора. Після першого циклу перемикань « $i \rightarrow i+1 \rightarrow i$ » (нижча  $i$ -а передача — вища  $(i+1)$ -а — знову нижча  $i$ -а) здійснюється зсув точки  $O$  перемикання на положення 4-го рівня (рис. 1.7:  $P_k$  — потужність на колесі,  $v$  — швидкість колісної машини).

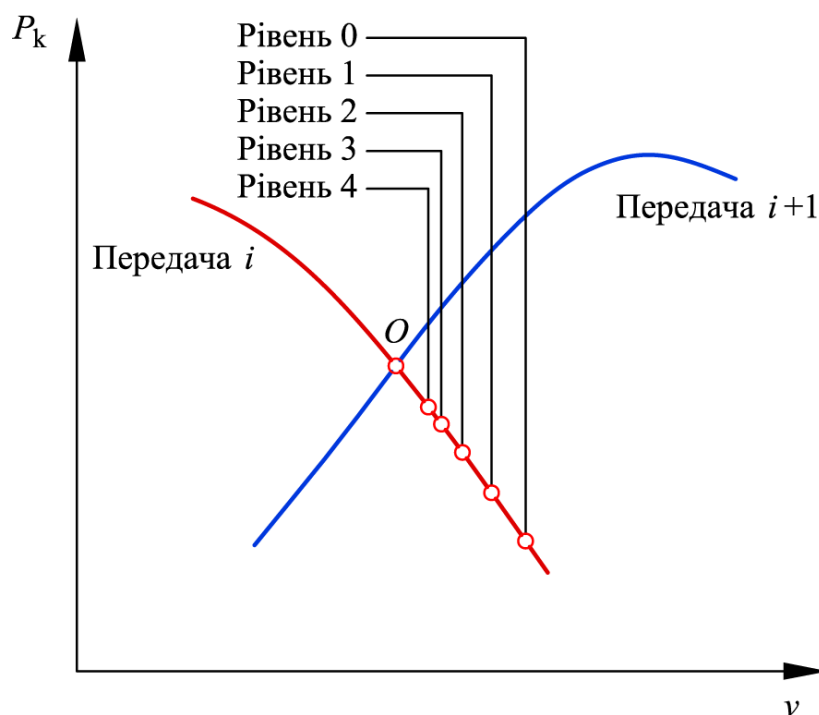


Рисунок 1.7 — Адаптивне зміщення точок перемикання передач відповідно до [42]

Потім оцінюється придатність цієї корекції за показами двох лічильників: кількості успішних і кількості неуспішних перемикань. У разі повторення циклічності точка перемикання зміщується ще далі, до рівня 3, знов повторюється оцінка придатності рівня і так знову-знову, доки повністю не зникне циклічність, або не відбудеться перехід на нижчу за  $i$ -у передачу або ж на вищу за  $(i+1)$ -у. Діапазон швидкостей гістерези розбивається на декілька рівнів (від 0 до 4), які

розмежовуються співвідношеннями кількості успішних і неуспішних перемикань. Таким чином, алгоритм плавно адаптується під зміну умов. На відміну від роботи [39] примусового забуття нового налаштування не передбачено, закон керування змінюється тільки у разі втрати його «успішності», тобто у міру накопичення кількості перемикань.

У патенті [43] запропоновано метод боротьби з циклічністю, заснований на обчисленні ймовірності зворотного перемикання передач. Ця ймовірність є нечітким добутком функцій відповідності прогнозованого прискорення на наступній передачі і поточного опору рухові мобільної машини.

Патент [44] закликає точки (миті) перемикання на вищу передачу коректувати на основі інформації про різницю прискорень (пришвидшень) до і після перемикання. Оптимальним моментом перемикання вважається той, після якого потужність на колесах після перемикання стає трохи більшою, ніж до перемикання. Цей принцип визнає задекларовану в [45] сентенцію про доцільність зміщення точки перемикання вправоруч відносно точки перетину кривих прискорень.

У [46] запропоновано переналаштовувати точки перемикання у процесі командного режиму керування трансмісією — проводячи, так би мовити, «навчання алгоритму» водієм. Метод ефективний, щоправда, тільки у разі тривалої роботи машини в однотипних умовах; якщо ж умови помітно змінюються, налаштування доведеться проводити заново-наново.

Відповідно до настанов патенту [47] у разі прояву циклічності після перемикання « $i \rightarrow i+1$ » на режимі неповного витиснення педалі акселератора алгоритм повинен переходити на точки перемикання, відповідні повній подачі палива, доти, поки не відбудеться перемикання на ще вищу передачу (« $i+1 \rightarrow i+2$ ») або на нижчу передачу « $i \rightarrow i-1$ ». Відтак автоматична коробка передач у разі перемикань « $i \rightarrow i+1$ » тимчасово перестає реагувати безпосередньо на параметр «положення педалі акселератора». Зрозуміло, описаний щойно метод є спрощеним варіантом методу розширення меж законів керування (див. [39]). Такого стибу адаптація алгоритмів керування добре підходить до умов, коли циклічність виникає внаслідок тягових обмежень — вона надає пріоритет нижчим передачам. В

умовах поза тяговими обмеженнями швидкості, наприклад, на асфальтовій дорозі поганої якості, такий алгоритм провокуватиме надмірну витрату палива. По суті, метод не передбачає можливість усувати циклічність у випадку стабільно максимально натиснутої педалі акселератора.

Причиною циклічності може стати також проходження автомобілем поворотів дороги: перед поворотом подачу палива знижують, через що автоматична коробка передач може «здогадатись» перемкнутися вгору, а на виході з повороту — знову на попередній нижчий ступінь через збільшення подачі палива. Тож на звивистій дорозі може відбутися велика кількість зайвих перемикань. Перед поворотом переміщення  $h$  акселератора зменшується не швидко, і відповідно, застосовуване часом блокування підвищення передачі у відповідь на швидке зменшення  $h$  не спрацьовує. У патенті [48] для запобігання такій циклічності пропонують обліковувати в алгоритмі коефіцієнт «звивистості дороги»  $b \cdot db/dt$ , де  $b$  — бокове пришвидшення машини. Запобігання циклічності буде ефективним, якщо маршрут міститиме не менш двох поворотів на невеликій дистанції.

Пропонують також формувати закон перемикання передач з урахуванням поточних маси й опору рухові колісної машини. Маса й опір обчислюються за звичними рівняннями руху колісної машини після підстановки в них фіксованих датчиками значень швидкостей обертання валів автоматизованої коробки передач. Додатково запропоновано ще й метод коректування законів керування, що обліковує початкове й набуте в експлуатації відхилення характеристик двигуна від номінальних.

Окремого ставлення/оцінювання потребує методологія синтезу алгоритмів керування на засадах нечіткої логіки, генетичних алгоритмів, теорії нейронних мереж, експертних систем, технології асоціативної пам'яті. Особливістю такої методології є використання нечітких, розмитих, таких, що важко піддаються строгому математичному опису, даних. Алгоритми на основі словесної неформалізованої чи погано формалізованої логіки не можуть забезпечити справді оптимальне керування через надто вже наближений опис початкових даних і наявність суб'єктивного «експертного» («людського») чинника. Проте відомо, що

багато хто з провідних виробників автоматичних трансмісій застосовують у своїх контролерах саме нечітку логіку [40]. Якщо спробувати перелічити всі можливі дорожні ситуації і взяти до уваги всі з необхідністю контрольовані алгоритмічні параметри, то стає очевидним, що апарат нечіткої логіки — поки єдиний інструмент, що дозволяє за прийнятно короткий час створити алгоритм, пристосований до всього складного різноманіття дорожніх умов. Разом з тим слід пам'ятати, що такого штибу алгоритми — це доказ наукової і інженерної безпорадності, якої завжди хоч якось слід уникати.

Найефективнішим засобом боротьби з нераціональними перемиканнями могло б бути використання топографічно поінформованих навігаційних систем. Та завжди, як вважають, залишатиметься актуальною проблема адаптації законів управління автоматичних трансмісій під змінні зовнішні умови руху за відсутності прямої інформації про майбутній маршрут.

За винятком хіба що патенту [49], присвяченому різким скиданням/натисненням педалі акселератора, ніде не береться до уваги «динаміка» зміни умов руху колісної машини. Не вивчають питання вибору точок перемикань з вищих на нижчі передачі з урахуванням падіння швидкості при перемиканні. Практично не вивчалось питання оптимального перемикання передач «через одну». Це могло б бути актуальним для автоматичних коробок передач з гідродинамічним трансформатором. Щоправда, існує патент концерну Jaguar-Land Rover [50], суть якого у тому, аби підбирати мапи перемикань під кожну модель машини шляхом випробувань.

Методологія синтезу алгоритмів керування автоматичними коробками передач та оптимальної їх адаптації, як виявляється, вимушено загалом оперує не менше як кількома десятками параметрів, що дають змогу розпізнавати доцільну мить перемикання передач. Тож питання, як експериментально хоч в першому наближенні ідентифікувати принципові особливості оптимальних алгоритмів керування трансмісією на початкових стадіях їх розробки, залишається нерозв'язним.



Вважають також [51], що причиною циклічних перемикань передач між нижчою-вищою/вищою-нижчою в короткі періоди натискання чи відпускання водієм педалі подачі палива є інерційність вузлів трансмісії зокрема й машини загалом. Для запобігання такого штибу циклічним перемиканням в алгоритмі керування гідромеханічною коробкою передач запрограмовано оперування вимірниками переміщення педалі подачі палива та напряду цього переміщення, а також вимірниками прискорення вихідного вала коробки передач і напряду цього прискорення.

### **1.6 Об'єктивно оптимальні закони перемикання передач**

Але існує й цілком інше тлумачення оптимальності законів перемикання передач [29, 52, 53]: у разі реалізації обраної водієм програми руху автомобіля може йтися тільки про енергоощадність, а от вимога динамічності — це вже «втручання» в дії водія, «обмеження» свободи вибору, зменшення рівня керованості в системі «водій — автомобіль». Таке тлумачення сенсу автоматизації трансмісії має відповідне теоретичне підґрунтя (див., приміром, [29, 54, 55, 56]). «Динамічність» має підстави для існування хіба як екстремальний режим з-за певних умов руху.

Майже завжди задачу забезпечення плавності перемикання передач розглядають поза основною мотивацією процесу оптимізації законів перемикання передач. Вважають, що плавність перемикання — це лише запорука комфортності та запобігання шкідливих динамічних навантажень в трансмісії. Насправді ж синхронізація обертання елементів трансмісії за участю двигуна безпосередньо пов'язана з пересиланням енергії до рушіїв автомобіля і точністю відтворювання бажаної програми його руху [57]. А тому ефективність синхронізації має оцінюватись за тими самими критеріями, що й раціональність добору передач. Цікаво, що в процесі активного (за участю двигуна) керування синхронізацією трансмісія автомобіля перетворюється на варіатор, який хоча й розвіює енергію у формі тепла, проте потенційно дозволяє двигуну довше працювати на енергетично найощадливіших режимах.

Отже, оптимізацію законів перемикання передач завжди є сенс провадити лише за критерієм енергоощадності. При цьому організація процесу переходу з однієї передачі на іншу має бути підпорядкована також суто вимогам енергоощадності, а не якимось вимогам плавності, що навіть не піддаються чіткій формалізації. А в такому разі особливої ваги набувають алгоритми керування двигуном внутрішнього згоряння в процесі перемикання передач в трансмісії автомобіля (в процесі буксування фрикціонів).

Хай двигун внутрішнього згоряння працює на якомусь режимі  $R$ , рис. 1.8:  $P_e = M_e \omega_e$  — потужність;  $M_e$  — обертовий момент;  $\omega_e$  — швидкість обертання вала двигуна;  $Q_t$  — швидкість витрачання пального; ЗШХ — зовнішня (тягова) швидкісна характеристика; ОПХ — оптимальних режимів характеристика, що ідентифікує режими мінімальної питомої витрати пального  $g_e = Q_t / P_e$ ; режим  $R$  відображено однойменною точкою з координатами  $M_e = M_{e0}$ ,  $\omega_e = \omega_{e0}$  та параметром  $Q_t = Q_{t0}$ .

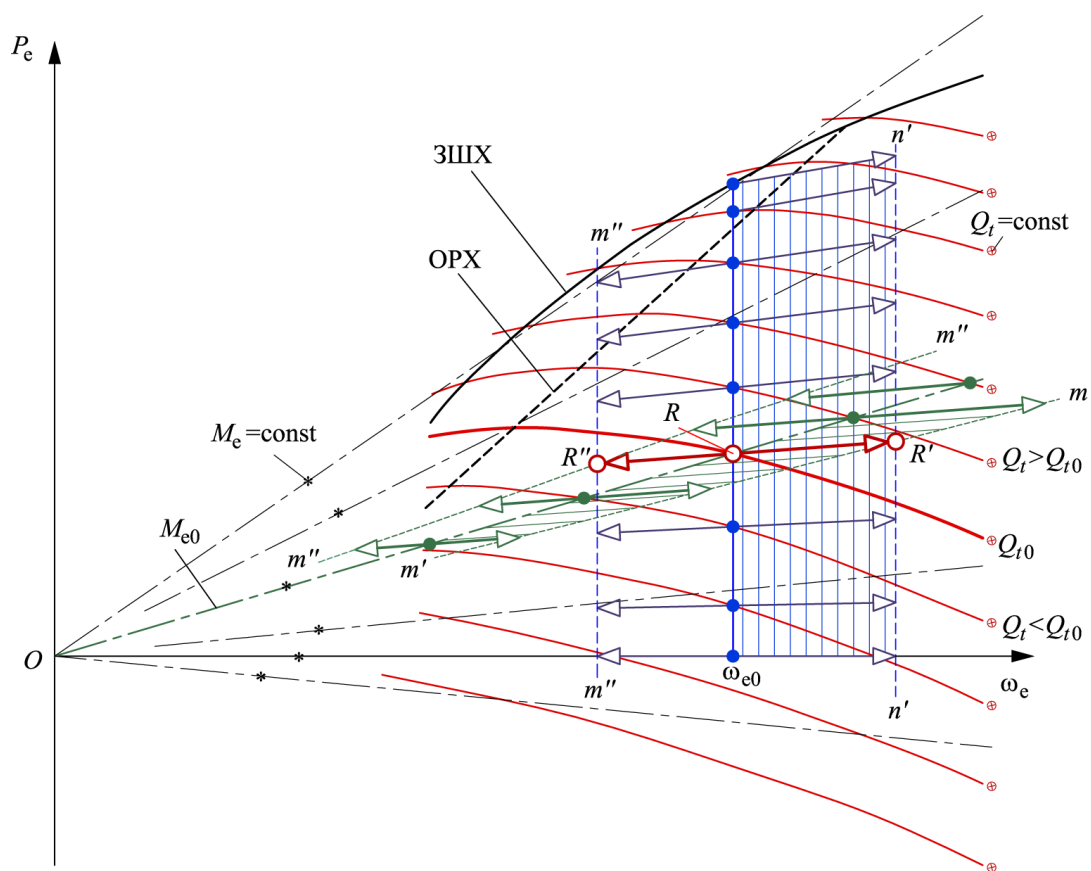


Рисунок 1.8 — Зміна тягових режимів роботи двигуна унаслідок перемикання передач

Нехай потрібно з'ясувати чи доцільно перемкнути трансмісію на суміжну нижчу передачу, ККД якої дещо нижчий за ККД поточної передачі.

Ігноруватимемо інерцію двигуна та сполучених безпосередньо з ним частин трансмісії. Це аніскільки не спотворює суті проблеми синтезу законів керування трансмісією, а навпаки, робить прозорішим розуміння сенсу оптимального суміщення режимів роботи двигуна й трансмісії.

В такому разі, зокрема, перемикання передач «можна здійснити» миттєво, і новий режим роботи двигуна на заданій новій передачі за незмінної програми руху автомобіля відобразатиме точка  $R'$  (режимний перехід відображає вектор, що виринає з заданого режиму і вістря якого впирається в новий режим). Очевидно, див. рис. 1.8, що унаслідок перемикання передач з заданої вищої на задану нижчу швидкість витрати пального зростає:  $Q_t(R') > Q_t(R) = Q_{t0}$ . А отже перемикання передач не доцільне.

Можна перевірити подібним чином доцільність перемикання трансмісії на нижчу передачу у разі роботи двигуна на будь-якому іншому режимі за заданої швидкості обертання вала двигуна  $\omega_e = \omega_{e0}$  (нові режими розташовуватимуться на прямій  $n'-n'$ ) чи будь-якому іншому режимі за заданого обертового моменту  $M_e = M_{e0}$  (нові режими розташовуватимуться на прямій  $m'-m'$ ).

Ситуація може цілком змінитися, коли доведеться оцінювати доцільність перемикання передач із заданої раніше нижчої на задану ж раніше вищу: у разі швидкості обертання вала двигуна  $\omega_e = \omega_{e0}$  нові режими розташовуватимуться на прямій  $n''-n''$ ) а у разі обертового моменту  $M_e = M_{e0}$  нові режими розташовуватимуться на прямій  $m''-m''$ .

Цього разу перемикання передач на вищу є здебільшого енергетично вигідним (якщо, звісно, новий потенційний режим роботи двигуна належатиме множині можливих). Режиму  $R$ , зокрема, буде протиставлений новий, без сумніву, енергоощадніший режим  $R''$  ( $Q_t(R'') < Q_t(R) = Q_{t0}$ ).

## 1.7 Алгоритм перемикання, зміни передач

Отож новітня парадигма розвитку автомобільної техніки не повинна б бачити досконалий автомобіль інакше як майже цілком автоматизований ергамат [58, 59], у якому трансмісія підвладна здебільшого автоматові, а водієві — хіба що опосередковано. Та й цілком автономному (безпілотному) транспортному засобові має знайти значуще місце в майбутньому. Такого штабу транспортні засоби здатні допомогти оптимізувати завантаженість доріг, замінити людину в небезпечних для життя транспортних умовах, збільшити доступність автомобілів для людей з обмеженими фізичними можливостями тощо (див., приміром, [60]).

Чимало досліджень присвячено автоматизації класичних коробок передач із синхронізаторами [61, 62]. І це природно, оскільки відповідає принципу спадковості в розвиткові техніки. Приміром, у разі автоматизації звичайної механічної коробки передач електромеханічний привід системи перемикання ступенів могли б складати [58, 63] два взаємоперпендикулярно розташовані електродвигуни постійного струму, один з яких (селекторний) за командою від електронного блоку керування розпізнавав би потрібну передачу, а другий (силовий) вмикав би її. На таких засадах створені мікропроцесорна система керування NAVI-5 фірми ISUZU, напівавтоматична трансмісія SAMT фірми Eaton США, Toyota Yaris, а також трансмісія MITSUBISHI Colt [65]. Основні переваги такого приводу: простіша будова; використання енергії універсального різновиду (електричної); висока надійність і програмна гнучкість.

Поряд існують і радикальніші ідеї. В [61], зокрема, висловлено сподівання винайти можливість використовувати в системі керування пристрої, здатні активно розганяти/пригальмовувати обертові елементи коробки передач, забезпечуючи перемикання передач муфтами «миттєвого» ввімкнення без залучення інерційно-фрикційних синхронізаторів.

Синхронізатори задля створення умов, що уможливають ефективну зміну передач, в різній повноті втілюють складний трибологічний процес. Виконавчими пристроями, в які цей процес закладено як власне робочий, є фрикціон, зчіпник

(зчеплення), гальмо, у певній мірі муфта вільного ходу. Отож фрикційна взаємодія є важливим чинником, що уможлиблює параметричну адаптацію трансмісії до різноманіття умов руху автомобіля.

Сходинчасті (ступінчасті) механічні трансмісії з фрикційними муфтами керування (згадаймо, приміром, [67, 68]) вирізняються такою бажаною можливістю перемикання передач без переривання потоку енергії поряд з відносною простотою будови, надійністю роботи і вищою корисною дією (вищим ККД) порівняно з безступінчастими трансмісіями. І в методичному сенсі фрикціон (під яким формально можна розуміти також і зчіпник, і гальмо) є дуже зручним модельним засобом виявлення раціонального/оптимального алгоритму змінювання передач — чи з перериванням, чи без переривання потоку енергії.

Звісно механічні трансмісії можуть містити в своєму складі і планетарні передачі, і передачі з нерухомими осями. Звісно, планетарні передачі завжди оцінювали [64] як такі, що у порівнянні з передачами з нерухомими осями працюють у складніших умовах, потребують особливих точності й технології виготовлення, загалом є дорожчими. Та привносять вони у трансмісію надзвичайно велику користь. Керують цими передачами пересічно саме фрикційними елементами — фрикціонами, стрічковими гальмами... Та під кутом зору оптимізації алгоритму перемикання передач тип застосовуваних передатних механізмів принципової ролі не відіграє.

Застосування гідروпривідних, приміром, фрикційних муфт керування в механічній коробці передач не є настільки природним, як в автоматичній трансмісії з гідродинамічним трансформатором, в якому за робоче тіло править плинне середовище — рідина (ATF — Automatic Transmission Fluid), придатна урухомлювати також і бустери фрикціонів (див., приміром, [65]: йдеться про електронно кероване фрикційне перемикання планетарної коробки передач у системі з гідродинамічною муфтою). Перемикання під навантаженням є також природнішим (а радше звичнішим) в планетарних трансмісіях та наражається на деякі труднощі у випадку трансмісій з нерухомими валами. Та ті труднощі не мають жодного стосунку до теорії.

На рис 9 схемно відображено типовий вузол трансмісії з нерухомими валами, перемикання передач в якому здійснюють муфти-фрикціони  $\Phi_k$  нижчої  $k$ -ї і  $\Phi_{k+1}$  вищої  $(k+1)$ -ї передач [66]. Неперервність потоку енергії у разі перемикання передач досягається завдяки так званому перекриттю передач [67]: у процесі перемикання передач під навантаженням потужність трансформується до виходу вузла перемикання двома паралельними потоками (насправді можлива й циркуляція енергії); один потік потужності проходить через увімкнену муфту нижчої передачі, інший — через муфту вищої передачі, що вмикається.

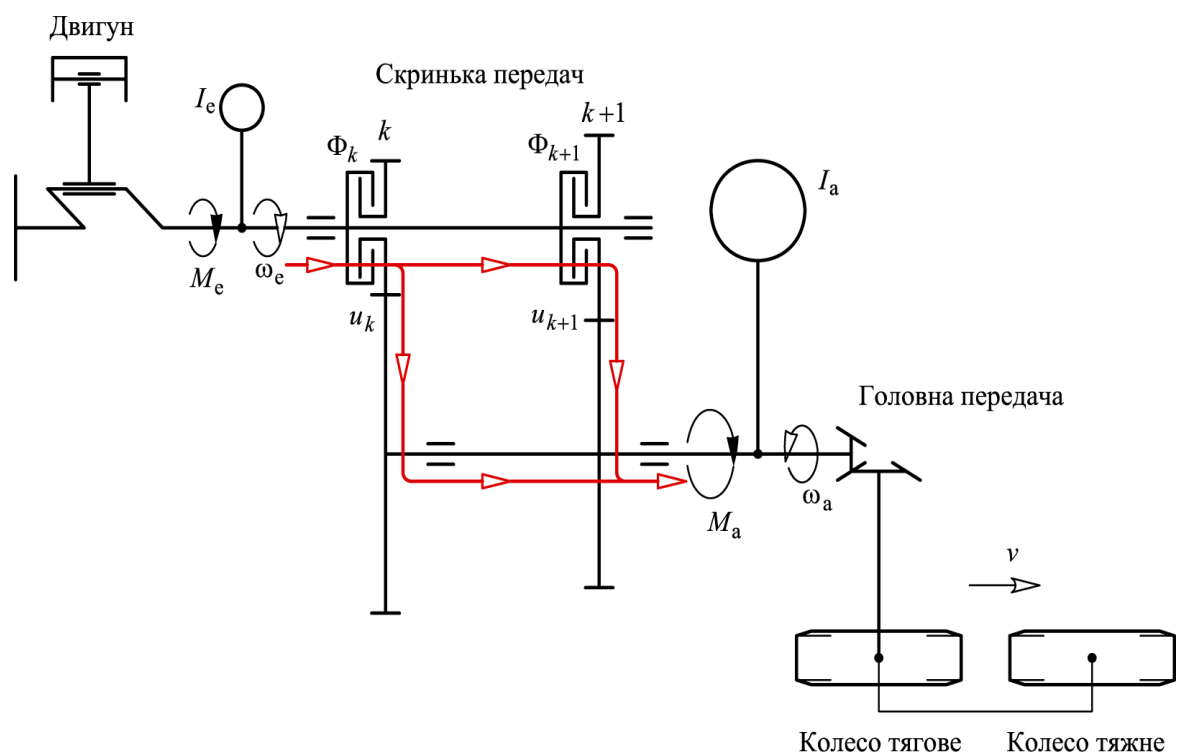


Рисунок 1.9 — Схема перекриття передач в трансмісії автомобіля

Пересилання рушійного обертового (обертального) моменту через коробку передач спрощено відображає рис. 1.10: прийнято, що  $I_e d\omega_e / dt \equiv 0$  ( $t$  — час). Якщо у процесі перемикання трансмісії на вищу передачу буксує лише фрикціон  $\Phi_{k+1}$  саме вищої  $(k+1)$ -ї передачі, розвантажуючи постійно ввімкнутий фрикціон  $\Phi_k$  нижчої  $k$ -ї передачі, то під кінець часового інтервалу  $t_{pk}$  роботи двох передач

одночасно можна створити такі умови, що одночасно величина  $M_k^\Phi$  набуде нульового значення, а величина  $M_{k+1}^\Phi/u_{k+1}$  — значення  $M_a$ .

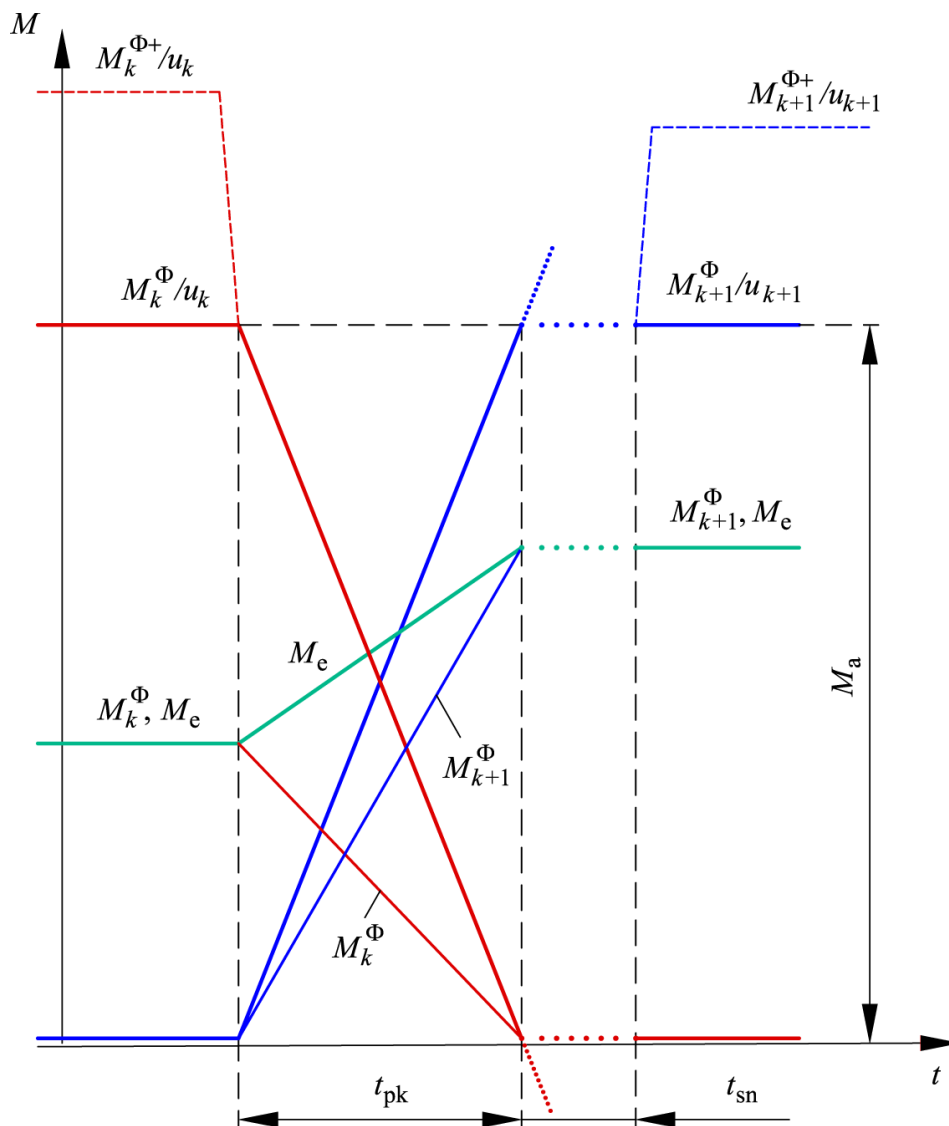


Рисунок 1.10 — Зміна обертових моментів у процесі перемикання передач з нижчої на вищу

Відтак можна було б вважати, що перемикання відбулося. Та наприкінці періоду/інтервалу  $t_{pk}$  перекриття передач фрикціон  $\Phi_{k+1}$  далі перебуватиме в стані буксування, оскільки його відна і повідна частини обертатимуться одна відносно іншої зі швидкістю  $\Delta\omega = \omega_e - \omega_a/u_{k+1}$ . Отже потрібно перебачити ще й

період/інтервал  $t_{sn}$  синхронізації, яку можна здійснювати по-різному (на рис. 1.10 цей процес не зображено).

У період перекриття передач автотранспортний засіб рухається із деякою заданою швидкістю  $v$ , відповідною заданій обертовій швидкості  $\omega_a$ , долаючи задане навантаження  $M_a$ . Тобто автомобіль у цей період не відчуває параметричного переналаштовування трансмісії. І ця обставина ніби дає підстави вважати такий алгоритм керування трансмісією оптимальним [68].

У процес перемикання передач в трансмісії машини можна залучати одночасно й чотири фрикційні муфти  $\Phi_{11}$ ,  $\Phi_{12}$ ,  $\Phi_{21}$ ,  $\Phi_{22}$ , рис. 1.11:  $I_e$ ,  $I_g$ ,  $I_a$  — зведені моменти інерції;  $u_{11}$ ,  $u_{12}$ ,  $u_{21}$ ,  $u_2$  — частинні передатні відношення;  $u_1 = u_{11}u_{12}$   $u_2 = u_{21}u_{22} > u_1$  — загальні передатні відношення нижчої і вищої передач.

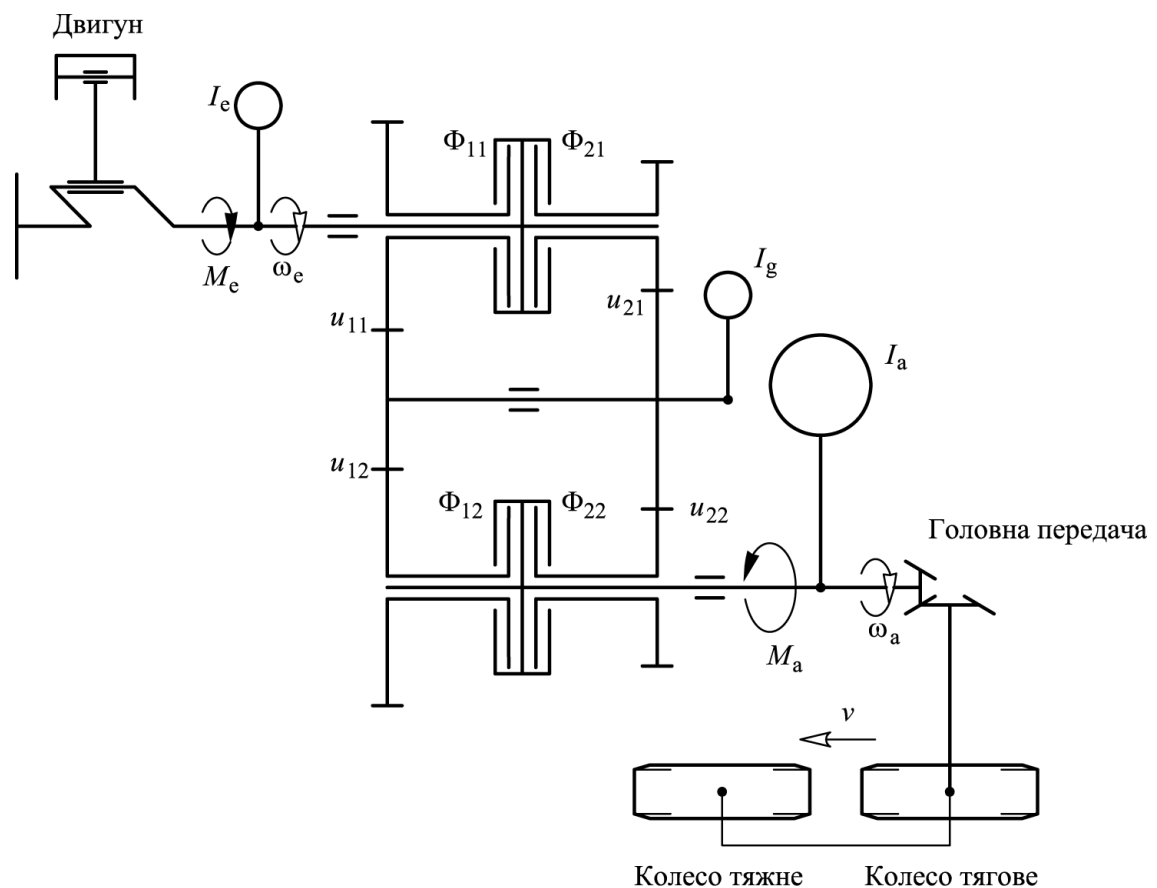


Рисунок 1.11 — Схема коробки передач, перемикання передач в якій змінюється чотирма муфтами перемикання



Процес подвійного перемикання зручно описувати із застосуванням закону збереження моменту імпульсу [69]. Взагалі кажучи, в рамках узагальненої трансмісії можна було б послуговуватись хоч усіма наявними муфтами перемикання, якщо б вдалося довести ефективність такої дії.

Часто кількість передач в трансмісії множать за допомогою доєднання до основної коробки передач додаткових. Якщо передатне відношення нижчої передачі в додатковій коробці достатньо велике, щоби збільшити загальний діапазон трансмісії хоча б вдвічі, її називають «демультиплікатор». Якщо ж вона не дуже збільшує загальний діапазон, а служить для отримання своєрідних «половинок» передач основної коробки, її називають «дільником» (сплітером), маючи на увазі, що вона ділить наявний діапазон на більшу кількість сходинок, ступенів.

Часто до базової коробки (основного редуктора) достиковують спереду і ззаду по додатковій коробці. Тож одна з них є демультиплікатором, інша — дільником.

У дільник (сплітер, Splitter), якщо його розташувати перед головним (стартовим) зчпником, можна вмонтувати фрикційні муфти перемикання ступенів (понад дві) і заставити його перебрати на себе частково функції звичайного стартового зчпника [70]. В такому разі дільник здатен буде у разі використання мультиперемикання (перемикання із залученням більше як двох муфт) ступенів суттєво розвантажити або й цілком замінити головний (стартовий) зчпник.

Але й навпаки, [71] кількість муфт перемикання можна звести лише до двох за будь-якої кількості передач в трансмісії, рис. 1.12. Йдеться про уже згадувану Direct Shift Gearbox — коробку передач з двома зчпниками і синхронізованим вмиканням передач.

Ще в 1939 році французьким винахідником Адольфом Кергесе був запропонований механізм так званого подвійного зчеплення [72]: одне зчеплення встановлювалося в кінематичному колі парних передач, а друге — в колі непарних.

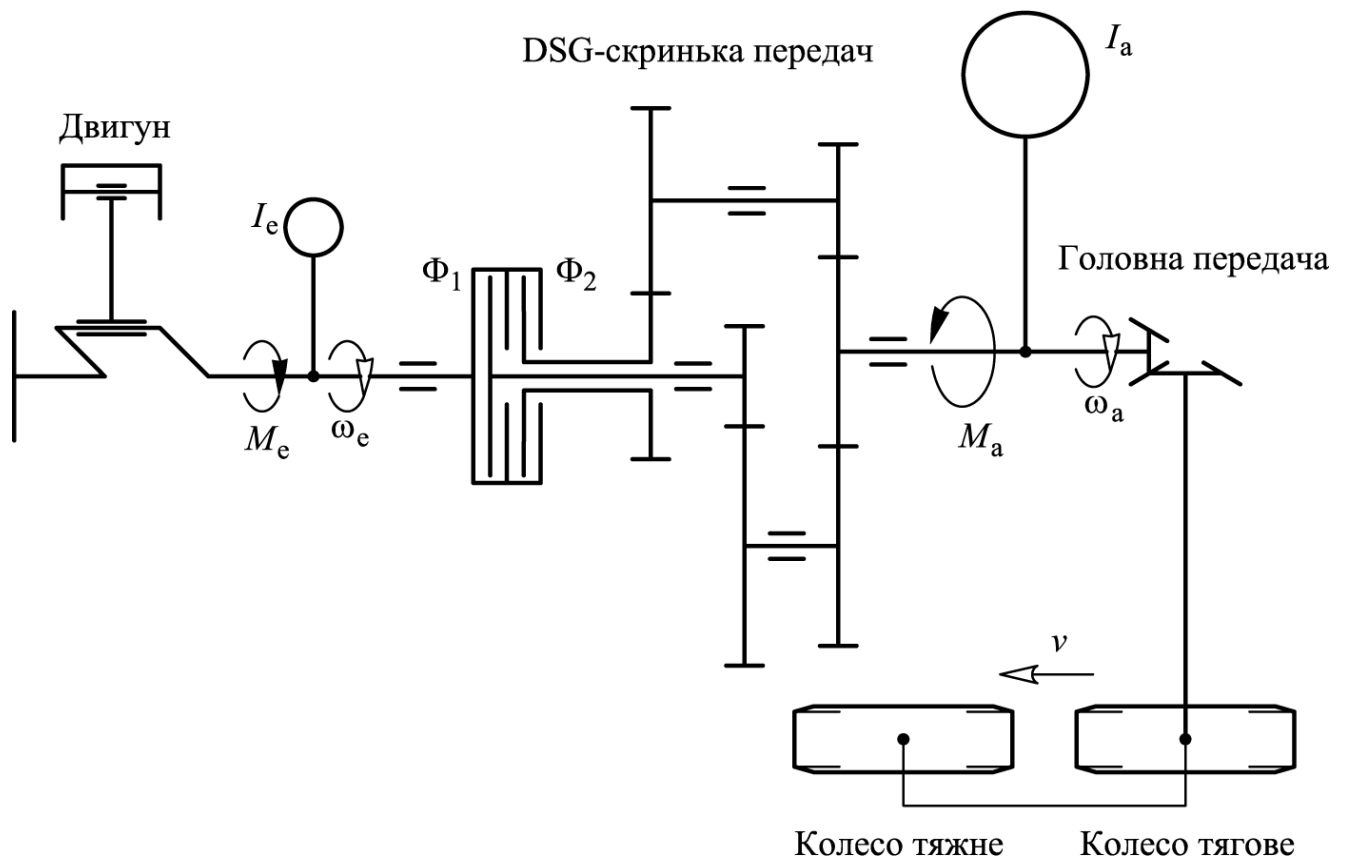


Рисунок 1.12 — Схема коробки передач, перемикання усіх сходинок в якій змінюється лише двома муфтами-фрикціонами

Не зважаючи на цілком різні можливості розпоряджатися корисними властивостями фрикціонів (див. рис. 1.9, 1.11, 1.12), алгоритми оперування ними трактують майже завжди однаково. Оптимізацію процесу перемикання фрикціонів дуже часто розглядають як окрему технічну задачу [68, 73, 74, 75], не беручи до уваги структурні особливості трансмісії, закони керування нею. При цьому чи найбільша увага приділяється питанням забезпечення необхідної якості суто процесу перемикання передач (як такого). За оцінні показники, що характеризують власне якість процесу перемикання передач в трансмісіях мобільних машин з фрикційними муфтами перемикання передач зазвичай беруть: рівень динамічних навантажень в трансмісії; питомі роботу й потужність буксування фрикційних муфт; максимальне значення першої похідної прискорення руху машини в процесі перемикання передач; питому максимальну потужність буксування фрикційних муфт; температуру нагріву фрикційних дисків за час буксування фрикційних муфт. Робота [68], приміром, присвячена власне добуванню аналітичних залежностей,

керуючись якими можна знизити навантаження в механічній трансмісії в процесі перемикання передач під навантаженням, а також синтезові законів керування фрикційними муфтами трансмісії, що забезпечують необхідну якість перебігу цього процесу відповідно до прийнятих оцінних показників.

Задача синтезу закону керування фрикційною муфтою перемикання передач як однозначно самостійна/самодостатня/самовичерпна розглядається, приміром, в [76]. Для побудови закону керування фрикціоном запропоновано вдатися до розв'язування оберненої задачі: наперед описати потрібну/бажану «траєкторію» руху бустера, і вже потім окреслити всі дії над ним, аби він рухався саме цією «траєкторією». Згодом можна буде вдатися до розроблення апаратного й програмного забезпечення мікропроцесорної системи керування транспортною машиною із діагностичними можливостями. Але які такі об'єктивні чинники мали б однозначно підказати потрібну/бажану «траєкторію» руху бустера планетарної передачі, аби якось затінити очевидну суб'єктивність? Плавність (безударність) перемикання передач — це бажана ознака, яка, проте, не веде до однозначності.

Цілком відволікаючись від особливостей структури коробки передач зі здвоєними зчіпниками, раціональні (оптимальні) алгоритми спільної роботи цих зчіпників вишуковують традиційними методами, керуючись традиційними уявленнями й критеріями якості [77, 78, 79].

Відтак сформувалась обмежена система оптимізаційних задач, що стосуються алгоритмів роботи фрикціонів.

У давніших роботах [80] і [81], присвячених вибору оптимальних параметрів процесу керування перемиканням передач під навантаженням, засобами комп'ютерного моделювання в різних експлуатаційних умовах роботи колісного трактора з механічною трансмісією, намагалися визначити раціональне перекриття передач у процесі їх перемикання. Нижню межу цього інтервалу визначали за допустимим динамічним моментом в трансмісії трактора, а верхню — за допустимою питомою роботою буксування фрикційних муфт у процесі їх перемикання. Тож перш за все систему керування пропонували налаштовувати так, щоб реальне перекриття передач знаходилося усередині визначеного моделюванням

інтервалу раціональних перекриттів. Відтак не йшлося про якусь глибоко змістовну оптимальність. А от в роботі [67] наводяться необхідні умови оптимальності інтервалу перекриття передач такі, що дозволяють здійснити рух трактора без зниження швидкості його руху у разі перемикавання трансмісії на вищу передачу за різних моментів опору рухові і темпів наростання моменту тертя в муфті, що вмикається.

Робота [82] репрезентує тракторну гідромеханічну трансмісію з керованим за допомогою електронного блока перемиканням передач під навантаженням. Для визначення оптимальної тривалості перекриття передач в блоці керування задають характеристику двигуна та характеристику ковзання насосного і турбінного коліс гідротрансформатора за різних навантажень в трансмісії. На підставі цієї інформації визначається поточне навантаження під час руху трактора перед перемиканням та вибирається тривалість перекриття передач і темп вмикання фрикційних муфт. Доречно зазначити, що процес перемикавання на нижчу передачу без переривання потоку енергії має істотні відмінності від процесу перемикавання на вищу передачу.

За основний оцінний показник якості роботи електрогідравлічної системи керування перемиканням передач під навантаженням в механічній трансмісії трактора в [83] береться прискорення трактора. Іншим оцінним показником процесу перемикавання передач є питома робота буксування фрикційних муфт. Окрім цих показників оцінюється потужність тепловиділення в буксуючих муфтах і робота тертя за період буксування муфт. В результаті моделювання для всіх передач складаються таблиці, де для кожної передачі, різновиду причепа або плуга і напряму перемикавання задається момент перемикавання залежно від швидкості руху трактора і положення педалі подачі палива, а також формуються закони зміни тиску в муфтах перемикавання й інтервали перекриття передач. Одержані таблиці засилаються в електронний блок керування. Під час руху трактора визначаються його поточні швидкість і положення педалі подачі палива, які періодично порівнюються із заданими табличними величинами в цьому блоці. У разі їх збігу водію видається сигнал дозволу на перемикавання передач.

Вибір раціональних характеристик процесу перемикавання передач без переривання потоку енергії в автоматичній трансмісії автомобіля часом доручають

мікропроцесорному контролеру [84]. Та на стадії «пересилання моменту» від одного фрикціона до іншого відбувалося значне зниження обертового моменту на виході коробки передач. А тому цю обставину може слід безпелеяційно захувати до недоліку алгоритму? Можливо це доказ того, що алгоритм керування не повинен втручатись у програму руху автомобіля.

На основі результатів експериментальних і аналітичних досліджень [85] пробують виснувати універсальні формули для розрахунку роботи буксування фрикційного зчеплення транспортного засобу, що працює в режимі перемикання передач без переривання потоку потужності з різним перекриттям за будь-яких можливих умов навантаження в експлуатації. Та насправді універсальність чинна тільки в рамках заведених припущень.

Тривалість буксування фрикціонів і ступінь перекриття передач часто трактують як основні параметри, що безпосередньо визначають якість процесу перемикання. Приміром, якщо якість перемикання передач в гідромеханічній трансмісії виявиться незадовільною через несприятливі параметри фрикційних елементів або значну різницю між передатними відношеннями перемиканих передач, то її рекомендують підвищити за допомогою керування саме тривалістю буксування фрикціонів чи/та ступенем перекриття передач [86].

У дослідженнях довговічності фрикційних накладок автомобільних зчеплень, за критерій навантаженості пар тертя править часто робота буксування зчеплення [87, 88, 89]. Тому довговічність фрикційних накладок зчеплень в роботизованій коробці передач, оцінювану через роботу буксування, як вважають [90], може правити за критерій оптимальності й у разі пошуку оптимального коефіцієнта перекриття для заданого режиму руху.

Робота муфти в процесі її буксування значною мірою залежить від коефіцієнта тертя, який може змінюватися під впливом багатьох чинників, які практично неможливо належно якісно облікувати. У разі моделювання роботи (процесу буксування) фрикціонів доводиться зважати на суттєво різні значення коефіцієнта тертя у різних фрикційних матеріалів, на те, що фрикційні властивості матеріалів у

статичі й динаміці принципово різні, на те, що динамічний коефіцієнт тертя суттєво (часом втричі) погіршуються у разі тривалої експлуатації фрикціона [91].

Та ніхто не нехтує й плавністю перемикавання. У роботах [92, 93], наприклад, плавність перемикавання передач в гідродинамічній трансмісії визначалася за подовжніми коливаннями кузова автомобіля. В дослідженнях [94, 95] спеціально було проведено кореляційний аналіз можливих оцінок якості перемикавання передач з різною інтенсивністю: на підставі зіставлення 528 суб'єктивних оцінок плавності реально відтворених перемикавань автоматичних коробок передач легкових автомобілів і об'єктивних даних приладів за трьома критеріями було з'ясовано, що найбільш довірчим критерієм є максимальний розмах коливань похідної подовжнього прискорення автомобіля, скоректований за частотою коливання. Було встановлено, що допустимим за плавністю можна вважати таке перемикавання, у процесі якого розмах коливань похідної за часом від подовжнього прискорення кузова автомобіля  $J = da/dt$  (так званий «джерк») є меншим за 3,4 g/c. «Джерк», як відомо, практично повсюдно вважають досконалим вимірником плавності подовжнього руху автомобіля.

Плавність перемикавання передач доречно розглядати разом з так званим процесом перекриття передач [96]. Поточний стан звичної фрикційної муфти перемикавання визначає співвідношення між моментом тертя і моментом навантаги на муфті. Перший залежить від натискного зусилля на фрикційні елементи і проковзування, а другий — від розподілу навантаження на валах трансмісії.

Зменшення тривалості перемикавання передач з одночасним зменшенням динамічних навантажень на елементи трансмісії — не менш важливе завдання, ніж запобігання втомлюваності водія: не повинні втомлюватись ні водій, ні машина. Сподівання покладають систему центральної автоматичної синхронізації.

Ступінь відповідності реального й бажаного передатних відношень в коробці передач доцільно оцінювати на підставі тільки тих параметрів, які безпосередньо можна виміряти — за ковзанням (англ. — Slip) у муфті [97, 98]:

$$s = \omega_m - \omega_{out} u_k, \quad (1.3)$$

де  $\omega_{in}$  і  $\omega_{out}$  — швидкості обертання вхідного і вихідного валів;  $u_k$  — передатне відношення передачі, що вимикається. Навантажувальний момент на фрикціоні, що вимикається, як вважають [96], має забезпечувати таке співвідношення прискорень валів ( $t$  — поточний час):

$$\frac{d\omega_{in}}{dt} = u_k \frac{d\omega_{out}}{dt}, \quad (1.4)$$

Аби реалізувати раціональне перекриття передач у процесі їх перемикання необхідно, поки це можливо, підтримувати фрикціон, що вимикається в замкнутому стані із забезпеченням близького до нуля ковзання, для чого доведеться зменшувати тиск робочого тіла в бустері до появи ковзання, а потім збільшувати його, щоб усунути це ковзання, і так неодноразово.

Підтримувати раціональне перекриття передач, звісно, важко, коли в розпорядженні автоматичної системи перебувають звичні для автоматичних трансмісій з гідродинамічними трансформаторами електрогідравлічні засоби. Та автоматизація механічних трансмісій дозволяє покластися на електромеханічні засоби перемикання, які розкривають нові можливості дуже точного керування.

Перспективною вважають [99, 100, 101, 102] також автоматизацію системи керування трансмісією із звичними сухим фрикційним зчепленням і механічною коробкою передач. Там також є сенс покладатися на електромеханічні засоби перемикання передач [102], піклуючись, звісно, й про плавність процесів. Але ця царина автоматизації трансмісії може у повній мірі спиратися на теорію й досвід автоматизації трансмісії засобами, що використовують фрикціони.

Проведений аналітичний огляд дає підстави охарактеризувати усталене на сьогодні трактування проблеми оптимізації алгоритму суто перемикання (зміни) передач в сходи́нчастій трансмісії автомобіля як надто вузькоутилітарне і таке, що майже ніяк безпосередньо не пов'язане з іншими оптимізаційними проблемами

стосовно автомобіля та його трансмісії. А чи насправді таке тлумачення проблеми є об'єктивним?

Припустімо, що автомобіль за участю водія втілює якусь бажану програму руху, відповідну поточним дорожнім умовам і обставинам. І якщо в якусь мить реалізації цієї програми виникла б потреба перемкнути передачу в трансмісії, то в ідеалі це не мало б позначитися на обраній програмі зміни швидкості руху автомобіля  $v = v(t)$ . Тож якщо програма руху плавна (програма  $v = v(t)$  належно гладка функція), то «слухняна» автоматична система зумовить плавне перемикання передач.

Відхилення від цього принципу можливе хіба що у разі технічної неспроможності системи керування. Зокрема, домагання (з різних майже очевидних міркувань) забезпечити плавне перемикання передач неминуче обумовлює необхідність одночасно маніпулювати режимами роботи двигуна [103]. За орієнтир можна взяти навіть ручне перемикання: аби зменшити динамічні навантаги під час зміни передач, водій зазвичай водночас керує двигуном, здійснюючи подвійне витискання зчіпника, так зване «перегазовування»... Натомість у разі автоматичного перемикання за нерухомої педалі акселератора автомату здебільшого доручають змінити передачу, не впливаючи на двигун. Отже автоматичне перемикання передач має здійснюватись тільки за безпосередньої участі/допомоги двигуна, без переривання потоку енергії, з активною синхронізацією обертання мас трансмісії, з якнайточнішим відтворенням в якомусь сенсі потенційно бажаної програми руху автомобіля.

Ударом в механіці називають дію, наслідком якої є стрибкоподібна зміна прискорення  $a = dv/dt = a(t)$  тіла (тобто удар — це вияв стрибкоподібної зміни сили, з якою впливають на тіло). Якщо стрибком змінюється похідна від прискорення (джерк  $J = \dot{a} = d^2v/dt^2 = da(t)/dt = \dot{a}(t)$ ), то маємо справу з так званим «м'яким» ударом. Якщо ж джерк — неперервний процес, то можна говорити про «дуже м'який» удар. Отже у разі алгоритмізації процесів керування перемиканням передач ніби намагаються уникнути навіть дуже м'яких ударів.



Та не завжди це технічно можливо і не завжди в цьому є потреба. А от якнайменшого відхилення від потенційно бажаної програми руху доречно домагатися принципово і саме вона є підставою для формування раціональних чи оптимальних алгоритмів керування перемиканням передач у системному поєднанні з оптимальними законами перемикання. А вже потім можна буде за доведеної необхідності вдатися до «вигладжування» алгоритмів, домагаючись абсолютної плавності перемикання і керуючись аналізованими раніше засобами. Також було б добре за цих умов ретельно розібратись з розумінням оптимального поєднання миті і тривалості перемикання [104], а також з сенсом оптимального розпорядження енергією в термінах, задекларованих, приміром в [105].

### **1.8 Висновки до першого розділу**

1. Розвиток мікропроцесорних систем автоматики/мехатроніки силового агрегата автомобіля, насамперед усунення жорсткого (однозначного) механічного з'язку положення педалі акселератора у водія і виконавчих елементів – форсунок з електромагнітним приводом, що реалізують момент впорскування і кількість (циклічну подачу) палива у двигун дозволяють констатувати новий рівень конструктивних можливостей, як щодо вибору моментів/митей перемикання передач у сходячій трансмісії, так і організації самого процесу перемикання.

2. Оптимальність законів перемикання передач, за винятком окремого, відомого, як kick-down, формуються вимогами паливоощадності для заданого водієм режиму руху автомобіля. Організація процесу перемикань, що є найбільш проблемним питанням автоматизації механічних коробок перемикання передач, повинна базуватись на мінімальному відхиленні підчас перемикання від заданого водієм положення педалі акселератора швидкісної характеристики руху, а отже і мінімізації/усунення розриву силового потоку, характерного для класичних механічних коробок передач з одним фрикційним зчепленням.

3. Уникнення відхилення від програми руху дозволяє також, окрім відповідного покращення комфортності/плавності перемикань, одночасно і істотно

зменшити пікові динамічні навантаження під час перемикань у трансмісії та покращити ресурсні характеристики вузлів силових елементів механічної трансмісії, за допомогою яких здійснюється перемикання, як критичного на сьогодні етапі елемента трансмісії з умов ресурсу.

4. Очевидно, що одним з реальних напрямів робіт у цій царині є і автоматичне коригування режимів роботи двигуна під час перемикань (без прямої лінійної залежності від положення педалі акселератора), що є можливим у реалізації на сучасному етапі розвитку електронних систем автомобільних двигунів, як дизельних, так і бензинових.

## РОЗДІЛ 2 ОБҐРУНТУВАННЯ ВИБОРУ ПРОГРАМИ МИТТЄВИХ ПЕРЕМИКАНЬ ПЕРЕДАЧ В МЕХАНІЧНІЙ ТРАНСМІСІЇ АВТОТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ

### 2.1 Поєднуваність вимог заданої динаміки руху й енергетичної ошадності у разі вибору закону перемикань передач

Режими руху автотранспортного засобу хоч якого призначення повинні бути цілком підвладними водієві: він добирає режими пересування машини відповідно до конкретної ситуації на дорозі. Отож програму зміни швидкості  $v = v(t)$  ( $t$  — час) руху автотранспортного засобу завжди слід вважати наперед заданою. Ця обставина дозволяє стверджувати, що функції  $j_{k-1}(t)$  та  $j_k(t)$  ( $j(t) = dv(t)/dt$ ), які відбивають в собі можливу зміну пришвидшення автомобіля на суміжних  $(k-1)$ -й та  $k$ -й передачах, належать одній і тій самій функції  $j(t)$  (збігаються з нею).

Хай автотранспортний засіб у разі увімкненої  $(k-1)$ -ї передачі розганяється до швидкості  $V_A$ , а згодом у мить досягнення швидкості  $V_0$  відбувається перемикання передач на суміжну  $k$ -ту. Далі вже рух відбувається на  $k$ -й передачі до деякої швидкості  $V_B$ . Відтак значення швидкостей руху автомобіля  $V_A$ ,  $V_0$ ,  $V_B$  відповідають митям часу  $T_A=0$ ,  $T_0$ ,  $T_B$  та пройденим відстаням  $S_A=0$ ,  $S_0$ ,  $S_B$ . Якщо закони зміни швидкостей  $v = v_{k-1}(t)$ ,  $v = v_k(t)$ ,  $v = v_{k-1}(s)$ ,  $v = v_k(s)$  та прискорень (пришвидшень)  $j = j_{k-1}(v)$ ,  $j = j_k(v)$ ,  $j = j_{k-1}(t)$ ,  $j = j_k(t)$  автотранспортного засобу, відповідно на  $(k-1)$ -й та  $k$ -й передачах задані, то взаємозв'язок між параметрами, які визначають процес розгону можна окреслити таким виразом [106]

$$T_V = \int_{V_A}^{V_0} \frac{dv}{j_{k-1}(v)} + \int_{V_0}^{V_B} \frac{dv}{j_k(v)}, \quad (2.1)$$

де  $T_V$  - тривалість процесу розгону автомобіля у заданому діапазоні швидкостей його пересування  $V_A \leq v \leq V_B$ , яка залежить від значення величини  $V_0$ , що характеризує мить зміни передач в трансмісії.

Аналогічно знаходять тривалість розгону автомобіля у заданому діапазоні переміщень  $0 \leq s \leq S_B$ :

$$T_S = \int_0^{S_0} \frac{ds}{v_{k-1}(s)} + \int_{S_0}^{S_B} \frac{ds}{v_k(s)}. \quad (2.2)$$

Пробіг автомобіля у разі заданих діапазонів швидкості й часу, відповідно, визначають як

$$S_V = \int_{V_A}^{V_0} \frac{v dv}{j_{k-1}(v)} + \int_{V_0}^{V_B} \frac{v dv}{j_k(v)}, \quad (2.3)$$

$$S_T = \int_0^{T_0} v_{k-1} dt + \int_{T_0}^{T_B} v_k(t) dt = T_B V_A + \int_0^{T_0} (T_B - t) j_{k-1}(t) dt + \int_{T_0}^{T_B} (T_B - t) j_k(t) dt; \quad (2.4)$$

Для визначення швидкості розгону у заданому діапазоні часу  $0 \leq t \leq T_B$  може слугувати формула

$$V_T = V_B = V_A + \int_0^{T_0} j_{k-1}(t) dt + \int_{T_0}^{T_B} j_k(t) dt. \quad (2.5)$$

Тож очевидно, що перемикання передач за дотримання умови непорушності вибору водієм програми руху не позначиться на будь-яких оцінках динамічності автомобіля (зокрема, інтенсивності розгону), але може впливати на його паливну ощадність. До того ж, рівність  $j_{k-1}(t_0) = j_k(t_0)$  ( $t_0$  — мить перемикання передач) є ознакою втілення принципу екстремальної динамічності [106].

Іноді рух автомобіля здійснюється з використанням граничних режимів роботи двигуна. Втілення таких режимів може бути вмотивоване, скажімо, бажанням водія якнайінтенсивніше розігнати автомобіль (за найкоротший проміжок часу досягнути якоїсь заданої чи технічно можливої максимальної швидкості). У цьому разі програма руху автомобіля зумовлена суто приймистістю та тягово-швидкісними можливостями автомобіля. Тут  $j_{k-1}(t)$  та  $j_k(t)$  уже не можуть бути ділянками однієї і тієї самої функції  $j(t)$ . Отож у разі роботи двигуна на межі своїх можливостей зникає свобода добору режимів сумісної роботи двигуна й трансмісії, а отже про збільшення паливної ощадності автомобіля йтися не може.

Ще зовсім недавно здавалось, що проблема параметричної оптимізації системи «— двигун — трансмісія — автомобіль —» цілком розв'язна, потрібен лише час, аби довести теорію до потрібних кондицій. Такий оптимізм можна помітити, приміром, у роботі [107] та багатьох попередніх дослідженнях. Зокрема, в [108] наполягалось на тому, що передатне відношення нижчої розгінної передачі слід вибирати з умови максимізації прискорення  $j(t)$  автомобіля, тобто за дуже простою формулою

$$i_r \approx \sqrt{\frac{I_a}{I_e \eta_{tr}}}, \quad (2.6)$$

( $I_e$  — момент інерції двигуна,  $I_a$  — зведений до вторинного вала коробки передач момент інерції автомобіля,  $\eta_{tr}$  — коефіцієнт корисної дії трансмісії), якою хочеться дорожити як цінним здобутком теорії, а передатні відношення решти вищих передач підпорядкувати геометричній прогресії. Цей оптимізм у певній мірі сягнув й у

пізніший час на сторінки підручників і посібників з теорії експлуатаційних властивостей автомобіля [109-115].

Таким чином, коли існує свобода добору режимів сумісної роботи двигуна й трансмісії, оптимальними є моменти перемикання передач, які забезпечують автомобілю найвищу паливну ощадність. При цьому окремо про втілення особливих динамічних властивостей автомобіля говорити нема потреби: умова динамічності справджується у силу заданості програми руху автомобіля. Якщо ж програма руху машини зумовлена обмеженнями приймистості чи тягово-швидкісних можливостей, оптимальними стають моменти перемикання передач, які максимально покращують динаміку автомобіля, а вимога паливної ощадності втрачає сенс.

За такої постановки задачі оптимізації моментів перемикання передач вимоги до динамічності автомобіля і вимоги до його паливної ощадності цілком перестають бути суперечливими. А тому зникає проблема пошуку компромісів.

Звісно, оптимальними за енергетичною ощадністю миті перемикання передач у разі розгону автотранспортного засобу будуть ті, що мінімізують вимірники витрати палива [106]

$$Q_T = \int_0^{T_0} Q_{t(k-1)}(t) dt + \int_{T_0}^{T_B} Q_{tk}(t) dt; \quad (2.7)$$

$$Q_V = \int_{V_A}^{V_0} \frac{Q_{t(k-1)}(v) dv}{j_{(k-1)}(v)} + \int_{V_0}^{V_B} \frac{Q_{tk}(v) dv}{j_k(v)}; \quad (2.8)$$

$$Q_S = \int_0^{S_0} \frac{Q_{t(k-1)}(s) ds}{v_{k-1}(s)} + \int_{S_0}^{S_B} \frac{Q_{tk}(s) ds}{v_k(s)}; \quad (2.9)$$

де  $Q_i$  — швидкість витрачання палива двигуном.

## 2.2 Про можливість (здійсненість) перемикачів передач

Справі автоматизації трансмісії суттєво допомогло б, якби було достеменно з'ясовано вплив на властивості автомобіля параметрів та особливостей перебігу характеристики двигуна [116, 117, 118], визначено тип репрезентативної характеристики, яка б адекватно відображала тягово-швидкісні потенції автотранспортного засобу [119, 120, 121], зідентифіковано об'єктивну цінність/ефективність/оптимальність різних режимів роботи двигуна з множини можливих [122, 123]. Та вичерпно ці завдання ще до кінця не виконані, або ж не можуть бути виконані принципово.

Віддавна здавалось, що чим більша номінальна потужність двигуна, тим більша експлуатаційна витрата пального, а відтак за покращення тягово-динамічних властивостей ніби завжди доводиться розплачуватись більшою витратою пального. Та з'ясувалось, що одним з напрямів зниження витрати палива автомобілем є саме підвищення потужності його двигуна. В [124] зроблено категоричний висновок: для зниження частки механічних втрат в паливно-енергетичному балансі автомобіля необхідно зменшити передатні відношення в трансмісії (в сенсі відношень швидкості на виході трансмісії до швидкості на вході), а щоби компенсувати втрату тягово-швидкісних властивостей необхідно збільшити потужність двигуна, для чого перш за все слід вдатися до збільшення робочого об'єму двигуна і робочого тиску в його циліндрах. Ця сентенція дійсно суперечить класичній теорії автомобіля і, до того ж, не є прозорою і дедуктивно теоретично доведеною, але можна помітити, що реально у процесі вдосконалення автомобіля одночасно зростали і його енергонасиченість, і його енергоощадність.

Розгляньмо, яким режимам роботи двигуна надавала б перевагу автоматична система перемикачів передач, керуючись вимірниками (2.7-2.9).

Первісною інформацією для здійснення процедури синтезу оптимальних законів перемикачів передач є параметри коробки передач та паливна характеристика двигуна  $Q_t = Q_t(M_e, \omega_e)$ , де  $Q_t$  — як і раніше, швидкість витрати пального,  $M_e$  — обертовий момент,  $\omega_e$  — швидкість обертання вала двигуна.

Розгляньмо основні аспекти процесу формування (синтезу) оптимальних законів перемикання передач на прикладі ступінчатої механічної коробки передач у разі реалізації автомобілем заданої програми руху.

В системі координат  $\omega_e ON_e$  паливну характеристику двигуна можна наочно подати у вигляді низки ізоліній  $Q_t(N_e, \omega_e) = \text{const}$ , де  $N_e = M_e \omega_e$  — потужність двигуна (рис. 2.1; лінії  $N_e = N_e^+(\omega_e)$ ,  $N_e = N_e^-(\omega_e)$ ,  $\omega_e = \omega_e^+$ ,  $\omega_e = \omega_e^-$  відображають так звані зовнішні режими роботи двигуна).

Нехай, до прикладу, задана програма руху автомобіля є розгінною і такою, що повністю чи частково її можна втілити, примушуючи двигун працювати на множинах режимів, відображуваних кривими  $N_{(k-1)}$ ,  $N_k$  та  $N_{(k+1)}$  відповідно на  $(k-1)$ -й,  $k$ -й та  $(k+1)$ -й передачах, див. рис. 2.1. В такому разі зміна режиму роботи двигуна внаслідок перемикання передач відобразатиметься стрибкоподібним переходом з однієї кривої на іншу (пунктирні прямі).

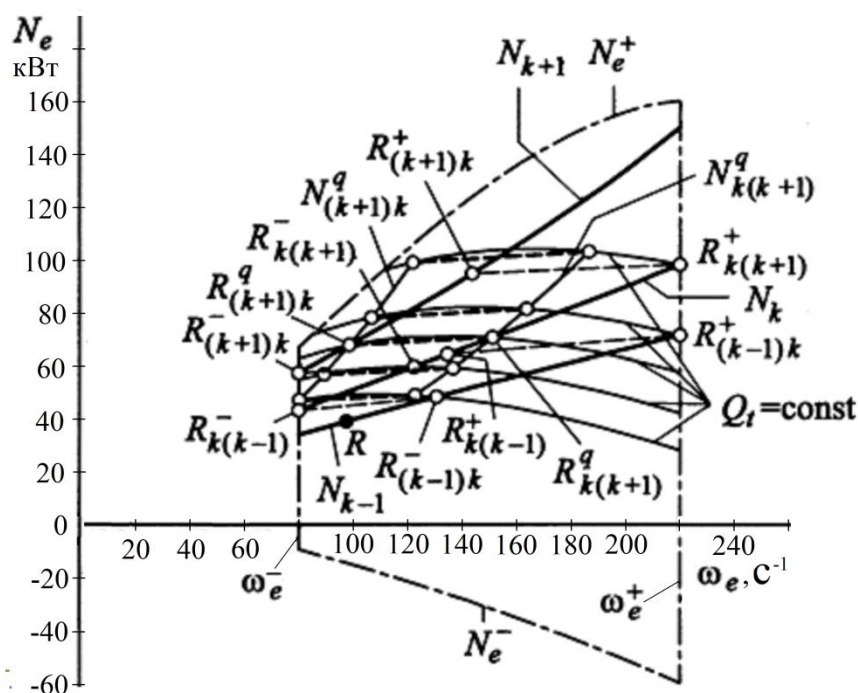


Рисунок 2.1- Алгоритм визначення оптимальних моментів перемикання передач

Перш ніж оцінювати пріоритети передач, керуючись енерговитратністю автомобіля, доречно попередньо виокремити множини тих режимів роботи двигуна,



за реалізації яких перемикання передач в трансмісії є взагалі можливим. Підстави вважати перемикання можливим (але не обов'язково доречним) виникають в тому разі, якщо новий режим роботи знову належатиме множині допустимих і, отже, задана програма руху автомобіля не зазнає спотворення (пришвидшення автомобіля перед і після перемикання будуть однаковими).

Нехай режим  $R$  роботи двигуна на  $(k-1)$ -й передачі відповідно до заданої програми руху автомобіля пересувається вздовж кривої  $N_{k-1}$  вправо у напрямі до режиму  $R_{(k-1)k}^-$  (див. рис. 2.1). Тут і далі у позначеннях точок-режимів нижній індекс містить дві позиції: перша вказує номер увімкненої передачі, а друга — номер передачі, на яку передбачається здійснити перемикання.

Після перемикання трансмісії на  $k$ -у передачу усталиться новий режим роботи двигуна, який відобразить належна лінії  $N_k$  точка. Кінематичні та силові співвідношення, які відображають зміну режиму роботи двигуна внаслідок перемикань з  $(k-1)$ -ої на  $k$ -у передачу мають вигляд

$$\omega_{ek} = \omega_{e(k-1)} \frac{u_{k-1}}{u_k}; \quad (2.10)$$

$$M_{ek} = \frac{u_k}{\delta_{k-1}} \left( \frac{M_{e(k-1)} \delta_k}{u_{k-1}} - \frac{(\delta_k - \delta_{k-1})(G_a \psi + k_n F v^2) u_0 r_k}{\eta_{тр}} \right); \quad (2.11)$$

де  $\omega_{ek}$ ,  $\omega_{e(k-1)}$  — швидкість обертання вала двигуна відповідно на  $k$ -й та  $(k-1)$ -й передачах;  $u_k$ ,  $u_{k-1}$  — передатні відношення на цих суміжних передачах;  $M_{ek}$ ,  $M_{e(k-1)}$  — відповідні обертові моменти двигуна;  $\delta_k$ ,  $\delta_{k-1}$  — відповідні коефіцієнти обліку інерції оберткових мас автомобіля;  $u_0$  — передатне відношення головної передачі;  $G_a$  — вага автомобіля;  $\psi$  — сумарний коефіцієнт опору дороги;  $k_n$  — коефіцієнт опору повітря;  $F$  — площа вітрового опору;  $\eta_{тр}$  — коефіцієнт корисної дії трансмісії;  $r_k$  — радіус кочення колеса. Вираз (2.11) випливає з умови незмінності програми руху автомобіля.

На підставі співвідношень (2.10) і (2.11) можна з'ясувати, що поки режим  $R$  перебуває ліворуч від режиму  $R_{(k-1)k}^-$  перемикання передач є неможливим: режим роботи двигуна після перемикання передач полишає множину допустимих. А от точка  $R_{k(k-1)}^-$  належить лінії  $\omega_e = \omega_e^-$  зовнішніх режимів роботи двигуна, а це свідчить, що перемикання передач у разі роботи двигуна на режимі  $R_{(k-1)k}^-$  стає цілком можливим. Перемикання залишається можливим і для кожного з режимів, відображуваних точками лінії  $N_{k-1}$  праворуч від точки  $R_{(k-1)k}^-$ . Верхній індекс „-” у позначеннях точок-режимів власне і покликаний вирізнити режим саме з тією найменшою частотою обертання вала двигуна, після якої стає можливим перемикання з  $(k-1)$ -ї на  $k$ -у передачу.

Режим  $R_{(k-1)k}^+$  належить множині  $\omega_e = \omega_e^+$  зовнішніх. Він унаслідок перемикання трансмісії на вищій ступінь зміниться на режим  $R_{k(k-1)}^+$ . Верхній індекс «+» вказує власне на те, що цей режим є граничним за максимальною частотою обертання вала двигуна.

Так само відрізок кривої  $N_{k-1}$ , обмежений точками  $R_{(k-1)k}^-$  і  $R_{(k-1)k}^+$ , відображає саме ту множину режимів роботи двигуна, за реалізації яких можна було б здійснити перемикання трансмісії на вищу  $k$ -у передачу.

Подібно можна вирізнити режими роботи двигуна, за яких можливі зворотні перемикання ступенів (з  $k$ -о на  $(k-1)$ -й).

### 2.3 Алгоритм визначення оптимальних моментів перемикання передач

Отож режимам роботи двигуна на  $(k-1)$ -й передачі трансмісії, відображуваним точками відрізка  $R_{(k-1)k}^- R_{(k-1)k}^+$  кривої  $N_{k-1}$ , на підставі співвідношень (2.10), (2.11) можна однозначно поставити у відповідність попарно множину еквівалентних режимів його роботи на  $k$ -й передачі, відображуваних

точками відрізка  $R_{k(k-1)}^- R_{k(k-1)}^+$  кривої  $N_k$ . Подібна відповідність існує між точками відрізків  $R_{k(k+1)}^- R_{k(k+1)}^+$  та  $R_{(k+1)k}^- R_{(k+1)k}^+$  кривих  $N_k$  та  $N_{k+1}$ , коли йдеться про режими роботи двигуна на  $k$ -й та  $(k+1)$ -й передачах.

Оцінімо пріоритети виокремлених з множин  $N_{k-1}$ ,  $N_k$  та  $N_{k+1}$  режимів сумісної роботи двигуна й трансмісії, керуючись тепер уже швидкістю витрати палива  $Q_t$ . Для цього насамперед вирізнамо ізолінії  $Q_t(N_e, \omega_e) = \text{const}$  такі, що проходять через точки  $R_{(k-1)k}^-$ ,  $R_{k(k+1)}^-$ ,  $R_{(k-1)k}^+$ ,  $R_{k(k+1)}^+$  (див. рис. 2.1).

З цього рисунка тепер стає очевидним, що швидкості витрати палива, відповідні режимам роботи двигуна перед і після перемикань передач з  $(k-1)$ -ї на  $k$ -у, співвідносяться так

$$Q_t(R_{(k-1)k}^-) > Q_t(R_{k(k-1)}^-), \quad Q_t(R_{(k-1)k}^+) > Q_t(R_{k(k-1)}^+).$$

Це з огляду на можливість заощадження пального засвідчує доцільність перемикання передач з  $(k-1)$ -ї на  $k$ -у. Ця доцільність справджується для кожного режиму з множини  $R_{(k-1)k}^- R_{(k-1)k}^+$ . А отже під час реалізації заданої програми руху автомобіля  $k$ -а передача має беззастережний пріоритет перед  $(k-1)$ -ю, і як тільки стає можливим перемкнути передачі з  $(k-1)$ -ї на  $k$ -у, цією можливістю потрібно обов'язково скористатися.

Дещо інакше складається ситуація, коли йдеться про перемикання передач з  $k$ -ї на  $(k+1)$ -у. Тут чинними є такі співвідношення:

$$Q_t(R_{k(k+1)}^-) < Q_t(R_{(k+1)k}^-), \quad Q_t(R_{k(k+1)}^+) > Q_t(R_{(k+1)k}^+).$$

Отож, впливає, що серед режимів роботи двигуна на  $k$ -й передачі, належних множині  $R_{k(k+1)}^- R_{k(k+1)}^+$ , існує такий, для якого перемикання на вищу передачу не призведе до зміни швидкості витрати палива. Відповідну різним передачам пару

еквівалентних режимів, які належать одній і тій самій ізолінії  $Q_t$ , відображають точки  $R_{k(k+1)}^q$  і  $R_{(k+1)k}^q$ . Власне для цих режимів справджується рівність  $Q_t(R_{k(k+1)}^q) = Q_t(R_{(k+1)k}^q)$ .

Аналогічні пари точок-режимів можна віднайти і для решти ізоліній  $Q_t(N_e, \omega_e) = \text{const}$  і побудувати лінії перемикачів  $N_{k(k+1)}^q$  та  $N_{(k+1)k}^q$ . Ці лінії стосуються вже всіх можливих програм руху автомобіля, а не тільки заданої конкретної.

На розташуванні ліній перемикачів  $N_{k(k+1)}^q$  та  $N_{(k+1)k}^q$  позначається перш за все те, що ізолінії  $Q_t(N_e, \omega_e) = \text{const}$  мають точки локального екстремуму (локальні максимуми, належні кривій лінії  $N_e = N_e^0(\omega_e)$ ). Цим точкам, як відомо, відповідають мінімальні значення питомої витрати пального  $g_e = Q_t/N_e$  (відтак, і найбільші значення ККД двигуна) на множині різних значень  $Q_t$ . Крива  $N_e^0$  на рис. 2.1 не показана.

Обидві лінії перемикачів ( $N_{k(k+1)}^q$  та  $N_{(k+1)k}^q$ ) в значній мірі відбивають в собі шуканий закон зміни параметрів коробки передач. Перемикачів передач з  $k$ -ї на  $(k+1)$ -у (і навпаки) на режимах роботи двигуна, відповідних цим лініям, не змінюють значень параметрів  $P_T$ ,  $v$  та  $Q_t$ .

З рис. 2.1 видно також, що лінії заданої монотонної програми пересування автотранспортного засобу з лініями перемикачів ступенів трансмісії мають тільки по одній точці перетину, а отже, перемикачів передач з певної  $k$ -ї на певну  $(k+1)$ -у можливе в даному разі тільки один раз (відповідно немає зворотних перемикачів передач).

Задача синтезу оптимальних законів перемикачів передач за швидкістю витрати палива значно спрощується у разі застосування механічної трансмісії з геометричним рядом передатних відношень: одні і ті самі криві перемикачів  $N_{k(k+1)}^q$ ,  $N_{(k+1)k}^q$  будуть чинними для усіх пар суміжних передач.

## 2.4 Ранні й пізні перемикання передач

Дотримання автомобілем заданої програми руху, звісно, накладає обмеження на свободу вибору режимів роботи двигуна. Але з викладеного випливає, що такі обмеження не усувають свободи добору моментів перемикань в трансмісії автомобіля під час реалізації кожної (будь-якої) програми. До того ж, потенціал заощадження пального за рахунок оптимізації моментів перемикання ступенів трансмісії автомобіля практично завжди є доволі вагомим.

Зосередьмося тепер на таких перемиканнях трансмісії, коли унаслідок зміни передач режим роботи двигуна або потрапляє на множину зовнішніх, або полишає її. В першому випадку еквівалентні режими роботи двигуна на суміжних передачах помітимо знаком „-” (ранні перемикання), а в другому — знаком „+” (пізні перемикання).

Оцінюватимемо зазначені варіанти перемикань передач під час відтворення двох програм розгону автомобіля

$$v = v(t), \quad j = dv(t)/dt > 0$$

(рис. 2.2). Особливістю програм 1 (лінійної) і 2 («опуклої») є те, що за часовим критерієм  $T_v = T_B - T_A$  вони однаково динамічні в інтервалі швидкостей ( $V_A, V_B$ ). Проте шлях  $S_v$  розгону автомобіля різний:  $S_{v1} < S_{v2}$ .

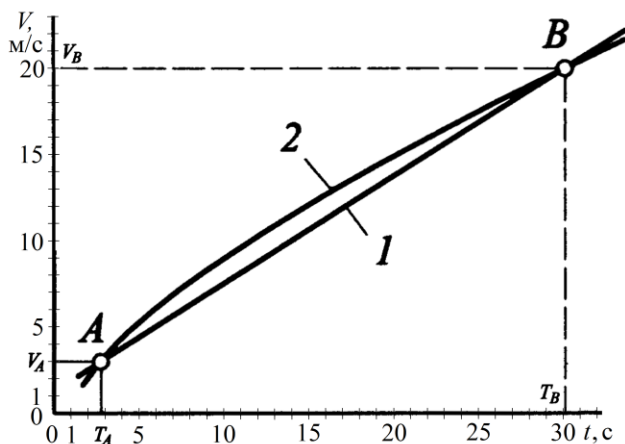


Рисунок 2.2 — Програми розгону автомобіля

Енергоощадність різних варіантів відтворення зображених якісно на рис. 2.2 програм розгону автотранспортного засобу з п'ятиступеневою трансмісією легко можна простежити в системі координат  $\omega_e O Q_t$  за допомогою суміщених характеристик двигуна й трансмісії штибу наведених на рис. 2.3 (програма 1) і рис. 2.4 (програма 2);  $Q_t = Q_t^- \equiv 0$  та  $Q_t = Q_t^+(\omega_e)$  — зовнішні характеристики двигуна. В даному разі йдеться про п'ятиступеневий механічний трансформатор з таким рядом передатних відношень:  $u_2/u_1 = 1,940$ ,  $u_3/u_2 = 1,612$ ,  $u_4/u_3 = 1,634$ ,  $u_5/u_4 = 1,530$ .

За критерії оцінювання оптимальності передатних відношень в трансмісії транспортної машини беруть [125, 126, 127] різні вимірники витрати палива (у міському європейському, магістральному і інших їздових циклах, а також на режимах руху з заданими швидкостями), максимальні підвладний доланню підйом і швидкість руху на горизонтальній дорозі, середня швидкість руху в їздовому циклі, тривалість розгону з місця з перемиканням передач до заданої кінцевої швидкості і на заданій ділянці шляху тощо. Проте багато окремих критеріїв суперечать один іншому, наприклад, зменшуючи витрату палива в міському їздовому циклі, натомість погіршують деякі оцінки тягово-швидкісних властивостей машини.

Тому єдиний вихід із такої ситуації невизначеності, як вважають [127], — це покластися на деякий узагальнений критерій оптимальності, що є адитивною згортокою окремих (скажімо, п'ятнадцяти!) критеріїв енергетичної ефективності з вагами значущості, отриманими одним з експертних методів (методом експертних оцінок, приміром). При цьому на критерії суто тягово-швидкісних властивостей доведеться накласти обмеження щодо прийняттого (допустимого) рівня її можливого зниження.

На рис. 2.3, а та 2.4, а відтворено програми руху з так званими ранніми перемиканнями передач  $R_{12}^- - R_{21}^-$ ,  $R_{23}^- - R_{32}^-$ ,  $R_{34}^- - R_{43}^-$ ,  $R_{45}^- - R_{54}^-$ , а на рис. 2.3, б і 2.4, б, натомість, — з пізніми перемиканнями  $R_{12}^+ - R_{21}^+$ ;  $R_{23}^+ - R_{32}^+$ ;  $R_{34}^+ - R_{43}^+$ ;  $R_{45}^+ - R_{54}^+$ .

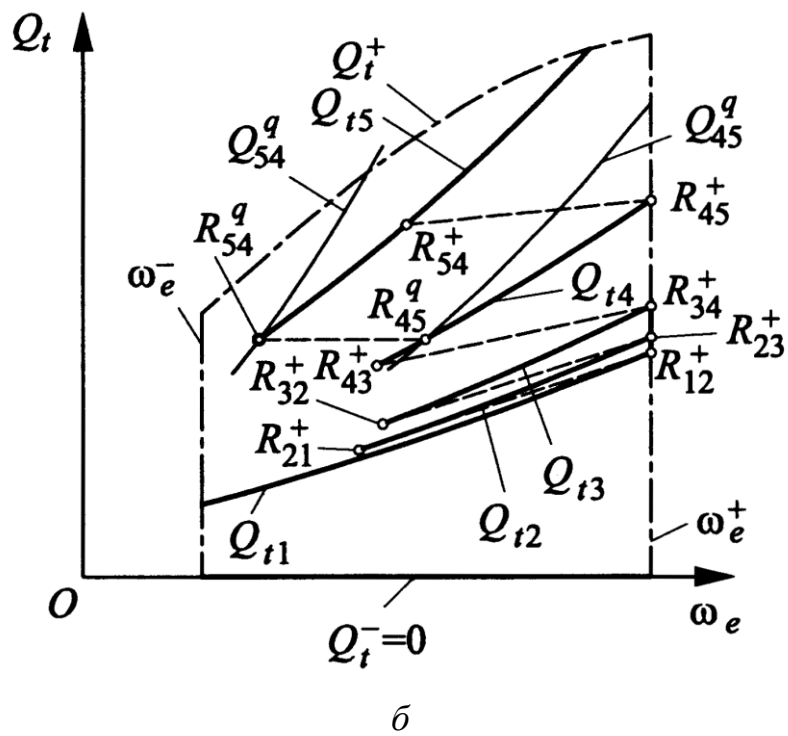
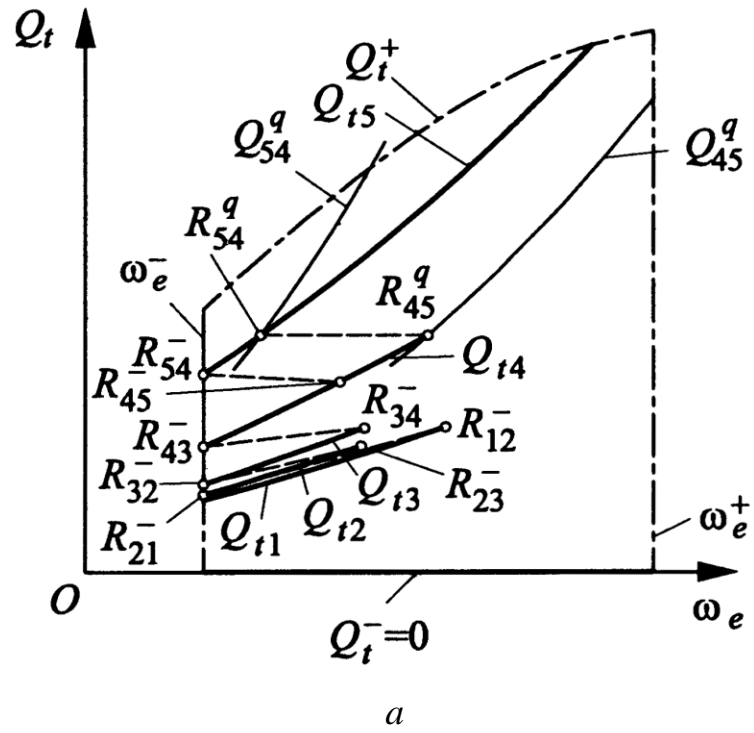
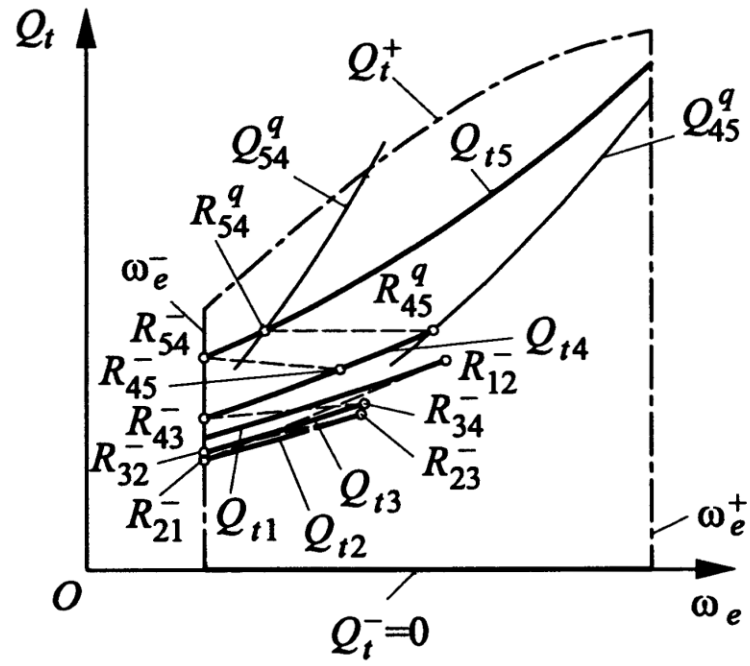
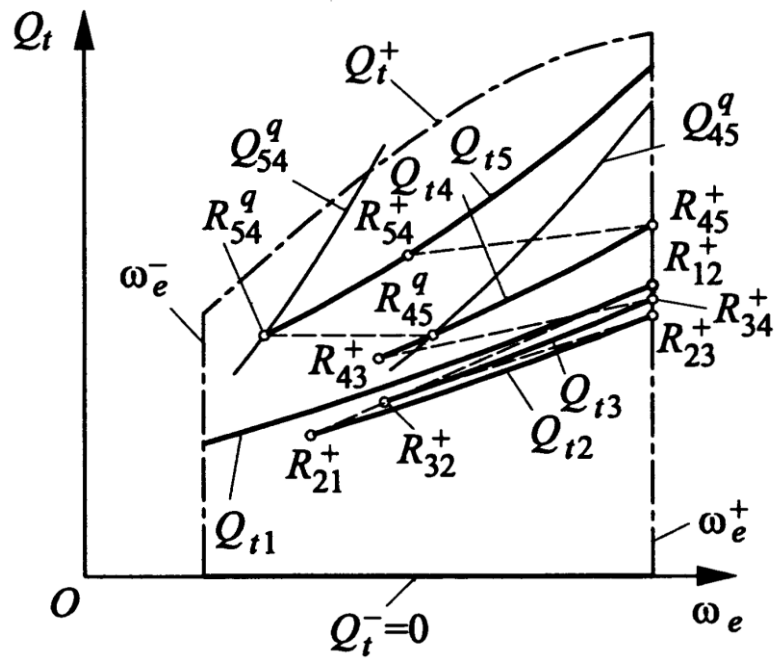


Рисунок 2.3- Діаграми відтворення лінійної програми розгону автомобіля



a



б

Рисунок 2.4 - Діаграми відтворення «опуклої» програми розгону автомобіля



З цих рисунків зрозуміло, зокрема, що всі ранні перемикання супроводжуються зниженням швидкості витрати палива за винятком перемикання трансформатора з четвертого та п'ятий ступінь. Власне зміна  $R_{45}^- - R_{54}^-$  режиму роботи двигуна виявляється переконливо недоречною за критерієм швидкості витрати палива:  $Q_t(R_{45}^-) < Q_t(R_{54}^-)$ . Отож очевидною стає перевага пізнішої оптимальної зміни режимів  $R_{45}^q - R_{54}^q$ , для якої справджується умова  $Q_t(R_{45}^q) = Q_t(R_{54}^q)$ , над ранньою зміною режимів  $R_{45}^- - R_{54}^-$ , яку є тверді підстави вважати тут передчасною.

Натомість, всі (вже без жодного винятку) пізні перемикання передач супроводжуються зниженням швидкості витрати палива, див. рис. 2.3, б та рис. 2.4, б. Складається оманливе уявлення про доцільність пізніх перемикань передач, якщо їх розглядати без озирання на ранні чи на істинно оптимальні. До прикладу, на перший погляд зміну режимів  $R_{45}^+ - R_{54}^+$  слід сприймати цілком позитивно, бо  $Q_t(R_{45}^+) > Q_t(R_{54}^+)$ . Проте остаточний висновок про доречність обрання пізнього перемикання можна зробити тільки порівнявши значення абсолютної витрати палива  $Q_T$  на реалізацію програм 1 та 2 розгону автомобіля. Вираз (2.7) цього разу має вигляд

$$Q_T = \int_{T_1}^{t_{12}} Q_{t1}(t)dt + \int_{t_{21}=t_{12}}^{t_{23}} Q_{t2}(t)dt + \int_{t_{32}=t_{23}}^{t_{34}} Q_{t3}(t)dt + \int_{t_{43}=t_{34}}^{t_{45}} Q_{t4}(t)dt + \int_{t_{54}=t_{45}}^{T_2} Q_{t5}(t)dt; \quad (2.12)$$

де  $T_1, t_{21}, t_{32}, t_{43}, t_{54}$ , — моменти початку процесу руху автотранспортного засобу послідовно на кожній з п'яти передач трансмісії;  $t_{12}, t_{23}, t_{34}, t_{45}, T_2$  — моменти завершення процесу руху автотранспортного засобу на цих передачах. В табл. 2.1 наведено значення параметра  $Q_T$ , а також пробігу  $S_v$  автомобіля та шляхової витрати палива  $Q_s$  для одного з конкретних випадків, відповідних рис. 2.2 - 2.4.

Таблиця 2.1

**Значення параметрів паливної економії автомобіля для двох програм розгону  
за різних моментів перемикання передач**

Програма руху (див. рис. 2.2)	Вимірники	Зміна режимів роботи двигуна			
		$R_{12}^- - R_{21}^-$ ; $R_{23}^- - R_{32}^-$ ; $R_{34}^- - R_{43}^-$ ; $R_{45}^- - R_{54}^-$	$R_{12}^- - R_{21}^-$ ; $R_{23}^- - R_{32}^-$ ; $R_{34}^- - R_{43}^-$ ; $R_{45}^q - R_{54}^q$	$R_{12}^+ - R_{21}^+$ ; $R_{23}^+ - R_{32}^+$ ; $R_{34}^+ - R_{43}^+$ ; $R_{45}^+ - R_{54}^+$	$R_{12}^+ - R_{21}^+$ ; $R_{23}^+ - R_{32}^+$ ; $R_{34}^+ - R_{43}^+$ ; $R_{45}^q - R_{54}^q$
<b>1</b>	$Q_T, \Gamma$	147,274	<b>147,114</b>	156,359	<b>155,081</b>
	$S_v, \text{м}$	290,8			
	$Q_s, \Gamma/\text{м}$	0,5064	0,5059	0,5377	0,5333
<b>2</b>	$Q_T, \Gamma$	151,547	<b>151,295</b>	159,591	<b>157,911</b>
	$S_v, \text{м}$	322,54			
	$Q_s, \Gamma/\text{м}$	0,4699	0,4691	0,4948	0,4896

З табл. 2.1 випливає, що коректувати пізні перемикання доцільно для обидвох програм руху автомобіля. Однак помітно, що ранні перемикання мають перевагу над пізніми, не зважаючи на те, що за ранніх перемикань з четвертого ступеня на п'ятий для обох програм руху автомобіля справджується умова  $Q_t(R_{45}^-) < Q_t(R_{54}^-)$ . Загалом простий аналіз наслідків перемикань тільки за зміною величини  $Q_t$ , без оперування загальними ознаками оптимальності, може приводити до цілком хибних уявлень. Відтак для обидвох програм руху автомобіля є сенс коректувати миті перемикання кривими  $Q_{45}^q$  та  $Q_{54}^q$ .

Подані в табл. 2.1 результати обчислень засвідчують і те, що загалом динамічніший режим розгону (програма 2) є, разом з тим, і енергетично економнішим за показником шляхової витрати палива  $Q_s$ .

## 2.5 Поняття еквівалентних режимів роботи двигуна під час перемикання передач механічної трансмісії автомобіля

Описаний вище підхід до визначення оптимальних митей перемикання передач за критерієм паливоощадності у певній мірі задовольняє не тільки обрані (лінійну й «опуклу») програми руху (див. рис. 2.2). Для того, щоб зробити його універсальним, тобто уможливити застосовувати його до будь-яких програм руху, окрім, звісно, граничних режимів, доцільно ввести поняття - «еквівалентні» режими роботи двигуна на поточній передачі. Хай, приміром, у системі координат  $\omega_e ON_e$  (рис. 2.5) деяка точка  $R_0$  відображає поточний режим роботи двигуна у мить, коли прийнято рішення про перемикання передач.

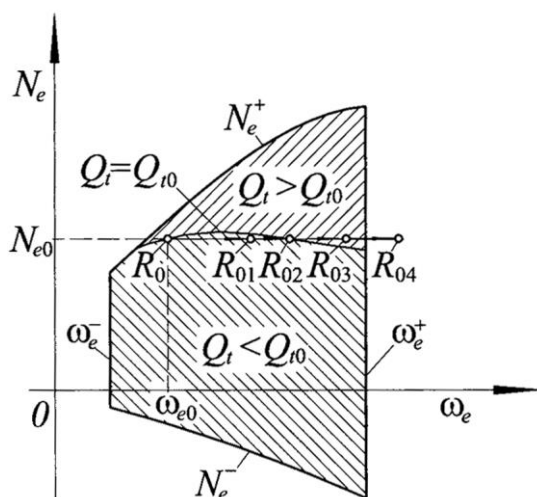


Рисунок 2.5 - Зміна режимів роботи двигуна внаслідок перемикання передач

Відображуваному точкою  $R_0$  режимові роботи двигуна на поточній  $k$ -й передачі хай відповідають певні значення режимних параметрів: потужності  $N_{e0} = M_{e0} \cdot \omega_{e0}$ , кутової швидкості обертання колінчастого вала  $\omega_{e0}$  та швидкості витрати пального  $Q_{t0}$ . Тобто режим на характеристиці двигуна хай належить певній ізолінії  $(Q_t = Q_{t0}(\omega_e, N_e) = \text{const})_{u=u_k}$ , де  $u = u_k$  — передатне відношення увімкненої передачі. Зміну режиму роботи двигуна унаслідок перемикання передач з будь-якої

$k$ -ї на суміжну  $(k-1)$ -у передачу відобразатимуть кінці векторів в точках  $R_{01}$ ,  $R_{02}$ ,  $R_{03}$  та  $R_{04}$ , початок яких є точка  $R_0$ . При незмінному ККД трансмісії до і після перемикання передач усі такі «вектори перемикання» є паралельними до осі абсцис  $O\omega_e$ . Різна довжина цих векторів вказує на те, що ряд передатних відношень в розглядуваній трансмісії не є геометричним. За наявності геометричного ряду усі чотири точки збіглися б в одну. Параметри точок, що відображають роботу двигуна на  $(k-1)$ -й передачі, зокрема, й точки  $R_{01}$ , пов'язані з параметрами точки  $R_0$  такими співвідношеннями:

$$M_{e01} = M_{e0} \frac{u_{k-1}}{u_k}, \quad \omega_{e01} = \omega_{e0} \frac{u_k}{u_{k-1}}, \quad N_{e01} = N_{e0}. \quad (2.13)$$

Зазначмо, що режими, що відображаються точками  $R_{01}$ ,  $R_{02}$  та  $R_{03}$ , є технічно втілюваними, оскільки належать області допустимих режимів, обмеженої граничними лініями  $N_e^+, \omega_e^+, N_e^-, \omega_e^-$ . На відміну від них режим, відображуваний точкою  $R_{04}$ , знаходиться поза межами допустимих режимів роботи двигуна, отже, він не є потенційно можливим через його технічну нереалізованість. Насправді перемикання  $R_0 - R_{04}$  обов'язково призведе до небажаної зміни програми руху автомобіля. Тому до уваги слід брати лише ті режими роботи двигуна, які після перемикання передач обов'язково належатимуть області можливих режимів його роботи — такими власне і є режими, відображувані точками  $R_{01}$ ,  $R_{02}$  та  $R_{03}$ . З рис. 2.5 видно, що такого штибу точки можуть належати двом різним областям множини можливих режимів роботи двигуна внутрішнього згорання, розмежовуваних кривою  $N_e = N_k^Q \equiv N_e(\omega_e, Q_t = Q_{t0} = \text{const})_{u=u_k}$ . Відтак можна виявити такі співвідношення між швидкостями витрати пального в точках  $R_{01}$ ,  $R_{02}$ ,  $R_{03}$  та швидкістю витрати пального в точці  $R_0$ :  $Q_{t01} < Q_{t0}$ ;  $Q_{t02} = Q_{t0}$ ;  $Q_{t03} > Q_{t0}$ . Зауважимо, що тільки зміна  $R_0 - R_{02}$  режиму роботи двигуна внаслідок перемикання з поточної  $k$ -ої на нижчу  $(k-1)$ -у передачу, не призведе до зміни швидкості витрати пального.

Натомість, зміна швидкості витрати пального у бік зменшення, приміром, в точці  $R_{01}$  вказує на те, що перемикання трансмісії на нижчу передачу є технічно можливим і доцільним, а в точці  $R_{03}$  перемикання хоча й можливе, проте не доцільне з точки зору паливної ощадності. Звідси випливає, що за ознакою паливної ощадності можна виокремити такі множини режимів роботи двигуна, які мають незаперечний пріоритет на поточній передачі, та ті, що мають нульовий пріоритет на цій передачі, але незаперечний пріоритет на іншій (вищій чи нижчій) передачі. Розгляньмо загальні принципи суміщення режимів роботи двигуна й механічного трансформатора на двох суміжних ступенях, наприклад,  $k$ -му і  $(k-1)$ -му (рис. 2.6).

На рис. 2.6 *а* множина можливих режимів роботи двигуна на  $k$ -й передачі обмежена кривими  $N_{ek}^+, \omega_{ek}^+, N_{ek}^-, \omega_{ek}^-$ .

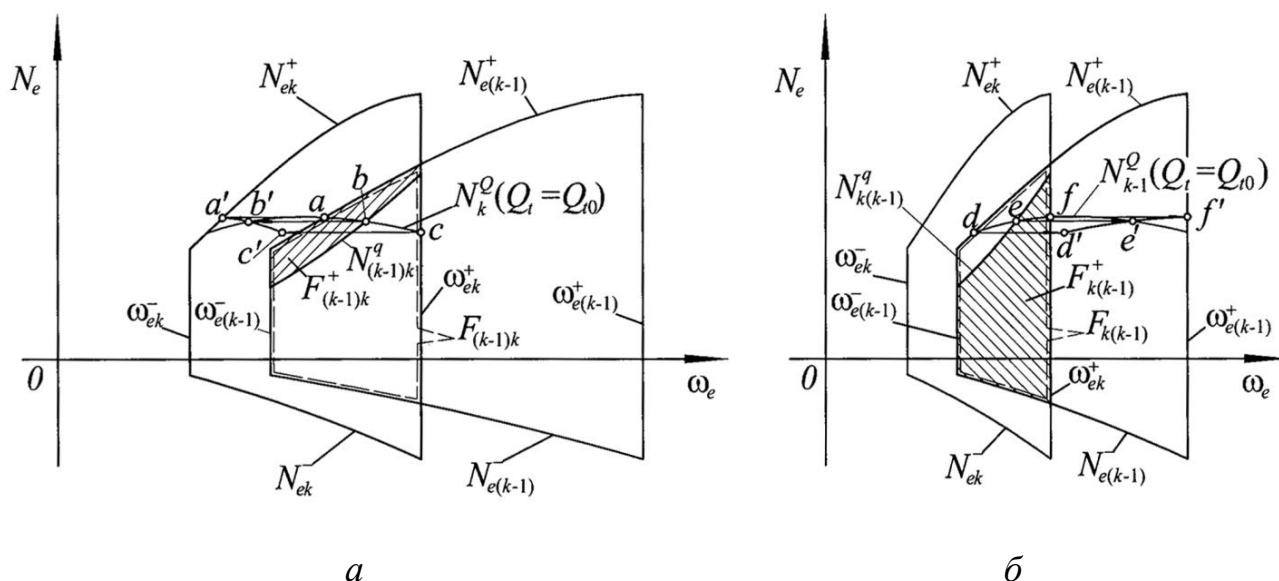


Рисунок 2.6 - Характеристика суміщення двигуна і двох суміжних передач механічного трансформатора

Унаслідок перемикання з поточної  $k$ -ї на  $(k-1)$ -у передачу нові режими роботи двигуна мала б відобразити область, обмежена лініями  $N_{e(k-1)}^+, \omega_{e(k-1)}^+, N_{e(k-1)}^-, \omega_{e(k-1)}^-$ . Але насправді придатною для використання на  $k$ -й

передачі є множина режимів  $F_{(k-1)k}$ , що утворюється накладанням вищевказаних областей і позначена пунктиром.

Аналогічно можна виокремити область  $F_{k(k-1)}$  режимів роботи двигуна, придатних для використання після перемикання трансмісії з  $k$ -ї на  $(k-1)$ -у передачу (рис.2.6 б). Множина можливих режимів роботи теплового двигуна у разі використання поточної  $(k-1)$ -ї передачі обмежена лініями  $N_{e(k-1)}^+$ ,  $\omega_{e(k-1)}^+$ ,  $N_{e(k-1)}^-$ ,  $\omega_{e(k-1)}^-$ .

Перша цифра нижнього індексу у використаних позначеннях вказує на поточну передачу, друга — на передачу, яку саме доведеться ввімкнути. Області  $F_{(k-1)k}$  режимів роботи двигуна (рис. 2.6, а) належить частина ізолінії  $N_k^Q = N_e(\omega_e, Q_t = Q_{t0} = \text{const})_{u=u_k}$  — відрізок  $ac$ . Обравши режими роботи на цьому відрізку за момент перемикання і використавши співвідношення (2.13) можна синтезувати відрізок  $a'c'$ , еквівалентний його роботі на  $k$ -й передачі. З рисунка видно, що ізолінія  $N_k^Q$  і відрізок  $a'c'$  перетинаються в точці  $b'$ , яка належить вектору, що бере початок в точці  $b$ . Швидкість витрати пального для режимів роботи двигуна відображених в точках  $b$  і  $b'$  однакова. Відтак, здійснювати перемикання з множини режимів, яка належать відрізку  $ab$  не доцільно, бо після перемикання на вищу передачу (відрізок  $a'b'$ ) параметр  $Q_t$  збільшується. Однак, обравши за момент перемикання множину режимів відображену відрізком  $bc$ , нові режими роботи (відрізок  $b'c'$ ) виявляються більш ощадними.

Таким чином, відшуковуючи за цим алгоритмом нові пари точок, аналогічні точкам  $bb'$ , для інших значень  $Q_t$ , можна графічно побудувати криву  $N_{(k-1)k}^q$ . Власне вона відображає ті режими роботи двигуна, у разі реалізації яких зміна передач з  $(k-1)$ -ї на  $k$ -у не призведе до зміни швидкості витрачання палива. Аналітично відшукати криву  $N_{(k-1)k}^q$  можна, керуючись співвідношенням

$$Q_t(M_e, \omega_e) = Q_t\left(M_e \cdot \frac{u_k}{u_{k-1}}, \omega_e \cdot \frac{u_{k-1}}{u_k}\right). \quad (2.14)$$

З рис. 2.6, а видно що лінія  $N_{(k-1)k}^q$  поділяє область  $F_{(k-1)k}$  на дві підобласті  $(F_{(k-1)k}^+ \cup F_{(k-1)k}^- = F_{(k-1)k})$ . Зокрема, виокремлена штрихуванням підобласть режимів роботи двигуна  $F_{(k-1)k}^+$  щодо паливної ощадності володіє незаперечним пріоритетом на поточній  $(k-1)$ -й передачі перед  $k$ -ю. Про це вказує верхній індекс “+”. Проте нижче кривої  $N_{(k-1)k}^q$  знаходиться підобласть, яка володіє нульовим пріоритетом на поточній  $(k-1)$ -й перед цією ж  $k$ -ю передачею.

Відшукання області режимів роботи двигуна, яка володіє незаперечними пріоритетом на поточній  $k$ -й передачі унаочнює рис. 2.6,б. Тут області придатній для перемикавання з  $k$ -ї на  $(k-1)$ -у передачу  $F_{k(k-1)}$  ( $F_{k(k-1)}^+ \cup F_{k(k-1)}^- = F_{k(k-1)}$ ) належить частина ізолінії  $N_{k-1}^Q = N_e(\omega_e, Q_t = Q_{t0} = \text{const})_{u=u_{k-1}}$ , а саме відрізок  $df$ . Виконавши перемикавання, аналогічно рис.2.6,а, з відрізка  $df$  на  $d'f'$  знаходять пару точок  $ee'$ , а потім криву  $N_{k(k-1)}^q$ . Умова синтезу цієї кривої така

$$Q_t(M_e, \omega_e) = Q_t\left(M_e \cdot \frac{u_{k-1}}{u_k}, \omega_e \cdot \frac{u_k}{u_{k-1}}\right). \quad (2.15)$$

Нижче лінії  $N_{k(k-1)}^q$  знаходиться виділена штрихуванням шукана підобласть  $F_{k(k-1)}^+$ . Режими роботи двигуна належні їй володіють незаперечним пріоритетом на поточній  $k$ -й передачі перед  $(k-1)$ -ю. Вище кривої  $N_{k(k-1)}^q$  знаходиться підобласть режимів, які володіють нульовим пріоритетом на поточній  $k$ -й передачі перед нижчою  $(k-1)$ -ю.

Наявність двох типів підобластей зумовлено, перш за все, тим, що ізолінії  $Q_t(N_e, \omega_e) = \text{const}$  мають точки локального екстремуму. Цим точкам, як відомо, відповідають мінімальні значення питомої витрати пального  $g_e = Q_t/N_e$  на множині різних значень  $Q_t$ . Через це як початок, так і кінець векторів  $\overline{bb'}$  чи  $\overline{ee'}$  мають можливість одночасно належати одній і тій самій лінії однакової швидкості витрати палива  $Q_t$ . Розрізняти два типи підобластей за пріоритетом не доводилося б тоді, коли б мінімальні витрати пального досягалися на зовнішній швидкісній характеристиці двигуна  $N_e = N_e^+(\omega_e)$ . В такому разі можна було б говорити навіть про абсолютний (беззастережний) пріоритет кожної вищої передачі над кожною нижчою. Неспівпадіння кривої мінімальної питомої витрати пального і кривої  $N_e = N_e^+(\omega_e)$  — це типова властивість двигунів внутрішнього згорання, яку коректувати нема жодного сенсу. Зате, можна ставити питання про закріплення за кожною передачею трансмісії підобласті режимів роботи двигуна в якій, власне вона (поточна передача), володіє незаперечним пріоритетом перед суміжними передачами. Зазначимо, що на процедуру відшукування вищевказаних множин має безпосередній вплив структура ряду передатних відношень трансмісії.

Відомо, що в теорії автомобіля за класичний ряд передатних відношень править геометрична прогресія. В разі її використання пошук вказаних множин режимів (підобластей) і їх закріплення за всіма передачами на цьому б і закінчився. Це означає, що вирізнені штрихуванням підобласті  $F_{(k-1)k}^+$  (рис.2.6, а) і  $F_{k(k-1)}^+$  (рис.2.6,б) є чинними для усіх поточних передач трансмісії з геометричним рядом і показником прогресії

$$q = \frac{u_k}{u_{k-1}} = \frac{\omega_{e(k-1)}^-}{\omega_{ek}^-} = \frac{\omega_{e(k-1)}^+}{\omega_{ek}^+}. \quad (2.16)$$

Відтак підобласть режимів роботи двигуна  $F_{(k-1)k}^+$  щодо паливної ощадності володіє незаперечним пріоритетом на будь-якій нижчій передачі перед будь-якою



вищою. Ця ж особливість поширюється і на підобласть режимів  $F_{k(k-1)}^+$ , у якій режими роботи двигуна володіють пріоритетом на будь-якій вищій передачі механічного трансформатора перед будь-якою нижчою. Звісно, режими двигуна еквівалентні його роботі на першій та останній передачах володіють очевидним пріоритетом у всій без винятку області режимів  $F_{k(k-1)}$  та  $F_{(k-1)k}$ , так як тут перемикання не можливе, відповідно, нижче першої та вище останньої передачі.

Проаналізуємо ситуацію в разі використання коробки передач з рядом передатних відношень, відмінним від геометричного. Для цього розглянемо сумісну роботу дизельного двигуна вантажного автомобіля та коробки передач з таким рядом передатних відношень:  $u_2/u_1 = 1,94$ ,  $u_3/u_2 = 1,612$ ,  $u_4/u_3 = 1,634$ ,  $u_5/u_4 = 1,53$ . На відміну від розглянутих на рис. 2.6 режимів роботи двигуна між двома суміжними ступенями, на рис. 2.7 суміщено характеристику двигуна і трьох передач:  $k$ -ої,  $(k-1)$ -ї та  $(k+1)$ -ї.

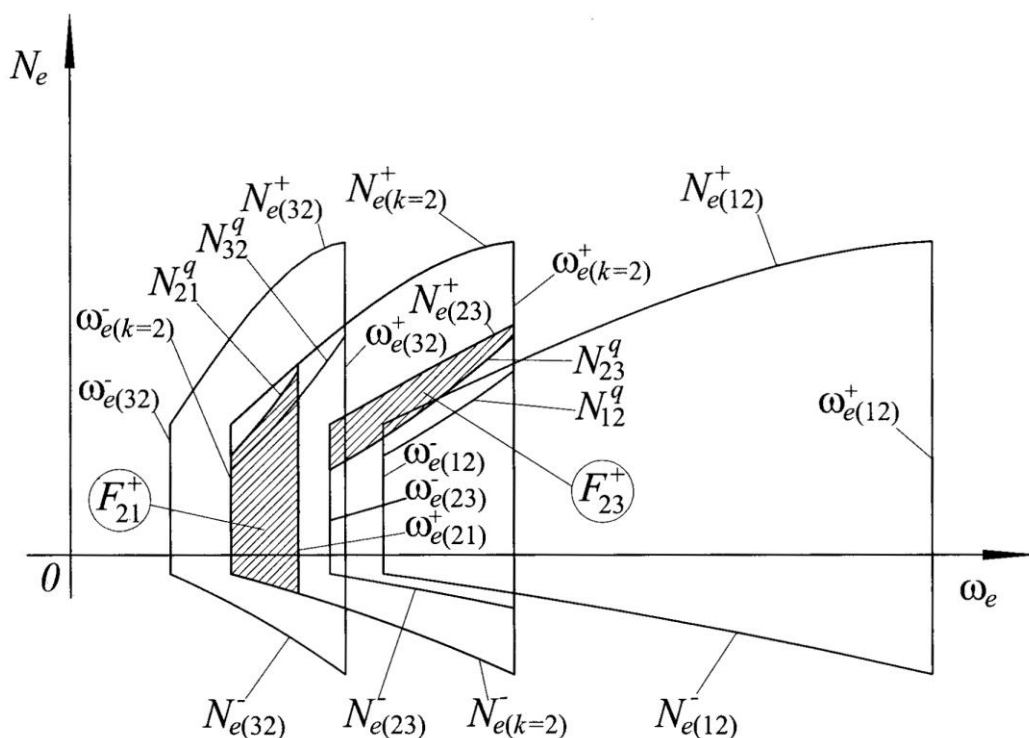


Рисунок 2.7 - Характеристика суміщення двигуна і трьох суміжних передач механічного трансформатора

Зокрема, виокремлені підобласті режимів  $F_{21}^+$ ,  $F_{23}^+$  еквівалентні його роботі на другій передачі ( $k = 2$ ) та володіють незаперечним пріоритетом перед, відповідно, першою та третьою передачами. Аналогічні суміщення характеристик можна здійснити для решта комбінацій перемикачів, прийнявши по чергово  $k = 3$  та  $k = 4$ . Зведене суміщення характеристик двигуна і розглядуваної п'ятиступеневої коробки передач подано на рис. 2.8.

Тут режими роботи двигуна, які на поточних передачах володіють пріоритетом перед вищими передачами знаходяться праворуч і позначені відповідно:  $F_{12}^+$ ,  $F_{23}^+$ ,  $F_{34}^+$  та  $F_{45}^+$ . Ліворуч характеристики виокремлено підобласті режимів, які володіють пріоритетом на поточних передачах перед нижчими ступенями -  $F_{21}^+$ ,  $F_{32}^+$ ,  $F_{43}^+$  та  $F_{54}^+$ . Зазначимо й той факт, що на рис. 2.8 помітне незначне накладання деяких підобластей з однаковими першими цифрами індексу, а саме  $F_{34}^+$  і  $F_{32}^+$  та  $F_{45}^+$  і  $F_{43}^+$ .

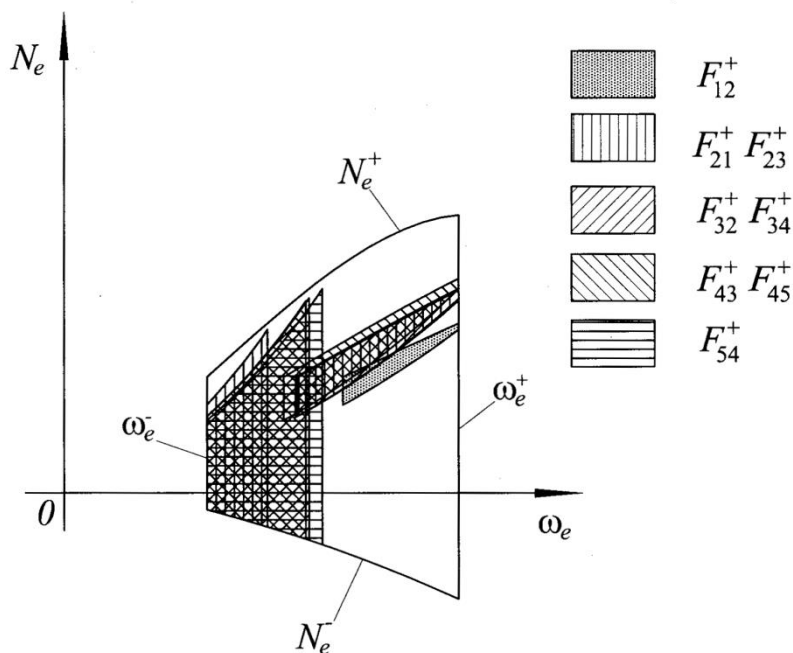


Рисунок 2.8 - Характеристика суміщення двигуна і п'ятисходовної коробки передач

Втілення цих режимів роботи двигуна можуть дещо ускладнити «прочитування» технічними засобами пріоритетів передач, адже вони одночасно належать підобласті  $F_{k(k-1)}^+$  та  $F_{(k-1)k}^+$ . На таких режимах двигуна автомат керування трансмісією повинен блокувати перемикання незалежно від того, яка передача є поточною  $k$ -а чи  $(k-1)$ -а. Тому розглядувана підобласть володіє, так званим, «підсиленням» пріоритетом на поточній передачі.

Підобласть накладання збільшується при зменшенні спеціального кінематичного параметра — щільності (густини) ряду передатних відношень чи параметра геометричної прогресії  $q$  (див. (2.16)). Підобласті з «підсиленням» пріоритетом виникають, якщо виконується умова

$$\sqrt[3]{\frac{\omega_e^+}{\omega_e^-}} < q < \sqrt{\frac{\omega_e^+}{\omega_e^-}}. \quad (2.17)$$

Відсутність накладання (перекривання) підобластей  $F_{k(k-1)}^+$  та  $F_{(k-1)k}^+$  забезпечує (гарантує) умова

$$\sqrt[3]{\frac{\omega_e^+}{\omega_e^-}} < q < \frac{\omega_e^+}{\omega_e^-}. \quad (2.18)$$

Зокрема, для аналізованих тут щільностей ряду передатних відношень в трансмісії автомобіля  $u_3/u_2$ ,  $u_4/u_3$  і  $u_5/u_4$  виконується умова (2.17), а відношення  $u_2/u_1$  задовольняє умову (2.18). Менш щільний ряд передатних відношень може забезпечити абсолютний пріоритет вищої передачі перед нижчою у всіх точках області  $F_{k(k-1)}$ .

Виокремлені множини режимів двигуна  $F_{k(k-1)}^+$  та  $F_{(k-1)k}^+$  зручно відтворювати на тяговій діаграмі автомобіля  $P_T(v)$  (рис. 2.5).

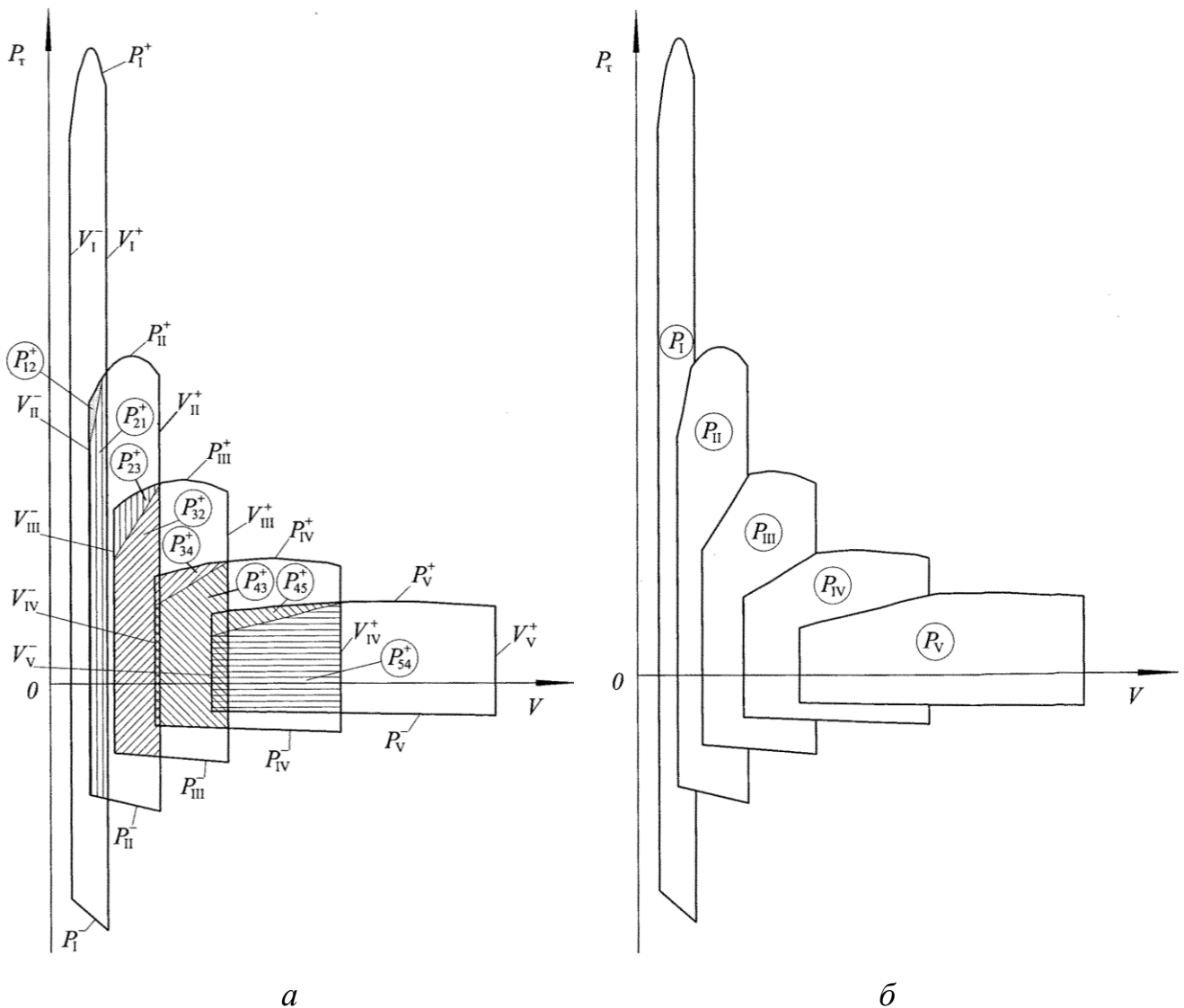


Рисунок 2.9 - Области пріоритетних режимів роботи на тяговій діаграмі автомобіля

На рис. 2.9, а аналізовані підобласті для усіх передач позначено тим самим штрихуванням, як і на раніше поданому рис. 2.8 ( $P_{k(k-1)}^+$  та  $P_{(k-1)k}^+$ ). Ці підобласті доповнюють, або відокремлюють ділянки для кожної передачі на множині придатних для перемикання режимів тягової діаграми. Тим самим за кожною передачею закріплюється область режимів тягової діаграми, робота в якій на

поточній передачі не суперечить критерію швидкості витрати пального  $Q_t$  (див. рис. 2.9, б).

## 2.6 Аналіз особливостей суміщення режимів роботи двигуна та багатосходинчастого механічного трансформатора

Ефективність роботи системи автоматичного перемикання сходовинчастою трансмісією автотранспортного засобу досліджують і оцінюють за якістю (рівнем точності) відтворення кривих-законів, що сигналізують про необхідність перемикання з однієї передачі на іншу (вищу чи нижчу). Намагались якось скоректувати характеристику  $N_e = N_e^0(\omega_e)$  для встановлення абсолютного пріоритету вищої передачі перед нижчою немає жодного сенсу. Зате можна ставити питання про те, як посилюється при збільшенні щільності ряду передатних відношень механічного трансформатора пріоритет вищої передачі перед нижчою, а також питання про таке структурування ряду передатних відношень, за якого постав би власне пріоритет вищої передачі. Аналіз впливу щільності ряду (структурування) передатних відношень механічного трансформатора на пріоритет вищої передачі доцільно розпочати з розгляду геометричного ряду [128].

На рис. 2.10, а зображено суміщення характеристик роботи дизельного двигуна з восьмисходовинчастим механічним трансформатором. Особливістю цієї характеристики є те, що непорушність обраної водієм програми руху зберігається під час перемикання на одну, дві та три ступені для достатньо великої області режимів роботи двигуна, зокрема,  $F_{k-3}$ , обмеженої характеристиками  $\omega_e = \omega_{e(k-3)}^-$ ,  $N_e = N_{e(k-3)}^+(\omega_e)$ ,  $\omega_e = \omega_{e(k)}^+$ ,  $N_e = N_{e(k-3)}^-(\omega_e)$ .

Множини режимів роботи двигуна після перемикань на вищі ступені відповідають областям  $F_{k-2}, F_{k-1}, F_k$ . Усі без винятку точки множини  $F_{k-3}$  володіють нульовим пріоритетом перед суміжною вищою передачею  $F_{k-2}$ .

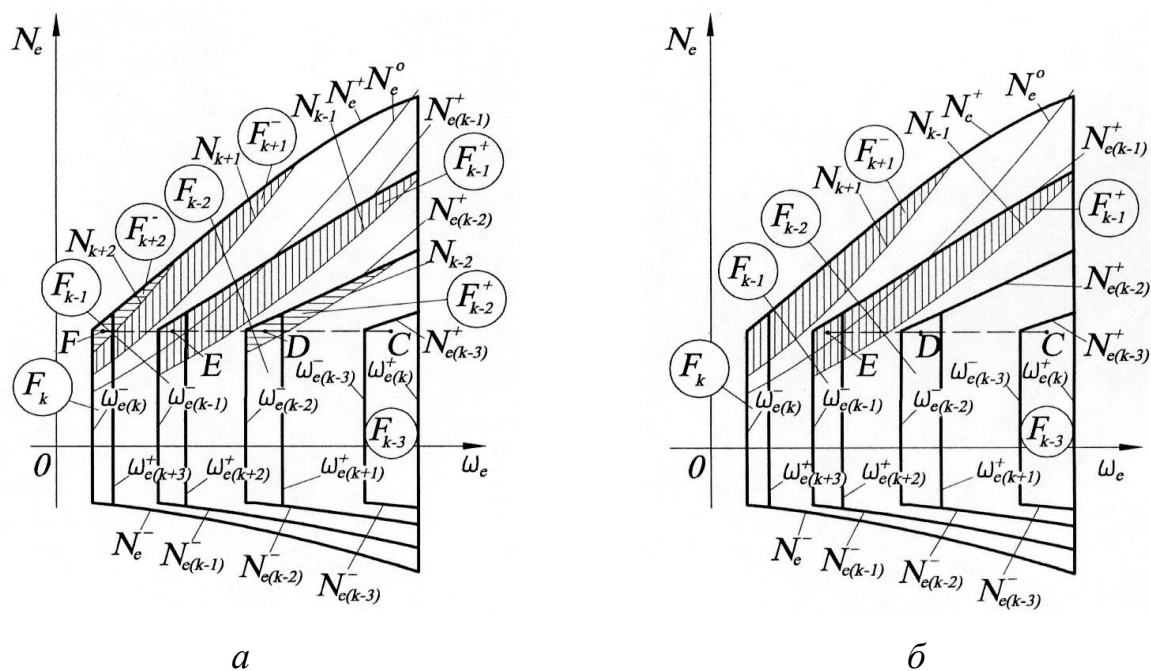


Рисунок 2.10 — Характеристика суміщення двигуна  
і восьмисходинчастого трансформатора

Відтак, перемикання на цей ступінь забезпечать більш ощадний режим за критерієм  $Q_t$  — швидкістю витрачання пального. Проте, область режимів роботи двигуна  $F_{k-2}$ , обмежена характеристиками  $\omega_e = \omega_{e(k-2)}^-$ ,  $N_e = N_{e(k-2)}^+(\omega_e)$ ,  $\omega_e = \omega_{e(k+1)}^+$ ,  $N_e = N_{e(k-2)}^-(\omega_e)$  на відміну від  $F_{k-3}$  такою однозначністю перед вищим ступенем не володіє. Крива  $N_{k-2}$  поділяє її на дві області, більша частина якої все ще володіє нульовим пріоритетом перед вищим ступенем  $F_{k-1}$ . Менша частина області режимів —  $F_{k-2}^+$  (горизонтальне штрихування) володіє очевидним пріоритетом перед областю режимів  $F_{k+2}^-$  (частково належить області  $F_k$ ) і нульовим пріоритетом перед областю  $F_{k-1}^+$  з множини режимів  $F_{k-1}$ .

Унаочнімо вищеописане прикладом. Нехай обраний за момент перемикання режим відповідає точці  $C$ , яка належить області  $F_{k-3}$  (рис.2.10, а). Режимми роботи двигуна після перемикань на усі можливі вищі технічно придатні для перемикання передачі відповідають точкам  $D$ ,  $E$ ,  $F$ . Усі ці точки лежать на горизонталі, тому не важко бачити, що найменш витратним за критерієм  $Q_t$  є режим в точці  $E$  (вона

найближча до кривої  $N_e^0$ ). Ось чому найраціональнішим слід вважати перемикання  $C - E$ . Проте, володіючи нульовим пріоритетом перед вищою передачею  $i$ , маючи здатність виконувати перемикання через один, два ступені тощо, автомат може надати перевагу будь-якій з них. Рівень складності системи автоматичного керування трансмісією впливатиме на те, як легко автомат зможе «прочитувати» пріоритети вищих передач. Припустимо, що спроможність автомата дозволяє йому перемкнутись тільки на суміжну вищу передачу (точка  $D$ ). Вона належить множині області режимів  $F_{k-2}^+$ , яка володіє очевидним пріоритетом перед областю режимів  $F_{k+2}^-$  (точка  $F$ ), але нульовим пріоритетом перед областю режимів зони  $F_{k-1}^+$  (точка  $E$ ). Отже за таких умов перемикання здійснюватиметься так:  $C - D - E$ .

Розглянемо випадок, коли автомат перемикання здатний відтворити будь-яку іншу програму перемикань, зокрема, надав перевагу найвищій, технічно придатній для перемикання, передачі (точка  $F$  — належить області  $F_k$ ). В цьому випадку її подальші дії можна спрогнозувати двояко. По-перше, точка  $F$  належить підобласті  $F_{k+2}^-$ , тому автомат повинен зреагувати на це і перемкнутись в точці  $D$ . Тільки після цього виявиться доцільність в перемиканні в точці  $E$ . По-друге, ця ж точка належить більшій підобласті режимів  $F_{k+1}^-$  (вертикальне штрихування), яка володіє нульовим пріоритетом перед областю режимів  $F_{k-1}^+$ , тому автомат може без зайвих перемикань надати перевагу режиму в точці  $E$ . Отже, за таких умов кількість можливих комбінацій перемикань рівна чотирьом, а саме:  $C - E$ ;  $C - D - E$ ;  $C - F - D - E$ ;  $C - F - E$ . У будь-якому разі досягається бажаний результат — робота двигуна відображена режимом в точці  $E$ . Проте небажаними (зайвими) можна вважати комбінації перемикань  $C - F - E$  і  $C - F - D - E$ , які реалізують перемикання як на вищі так і на нижчі передачі.

Очевидно, що усунувши можливість виконувати автоматом перемикання через один, два і більше ступенів трансформатора і забезпечивши тим самим спроможність перемикання лише на суміжні ступені, з усіх вище наведених

комбінацій перемикачів реалізується одна:  $C-D-E$ . Суміщення характеристик роботи двигуна і такого трансформатора подано на рис. 2.10, б. В цьому випадку вплив на процес перемикачів мають лише виділені зони режимів  $F_{k+1}^-, F_{k-1}^+$ , які утверджують пріоритет, зокрема, в точці  $E$ . Виділені зони режимів  $F_{k+2}^-$  і  $F_{k-2}^+$  (рис.2.10, а), не мають ніякого впливу на процес перемикачів, тобто пріоритет режиму в точці  $D$  щодо точки  $F$  блокується безпосередньо трансформатором. Варто зазначити, що не «прочитуючи» такого пріоритету така система автоматичного керування не усуває його взагалі, а лише робить його «прихованим», тим самим уникає зайвих перемикачів.

Розглянемо тепер особливості суміщення характеристик роботи двигуна і механічного трансформатора більшої кількості ступенів — десятисходінчастого (рис.2.11, а).

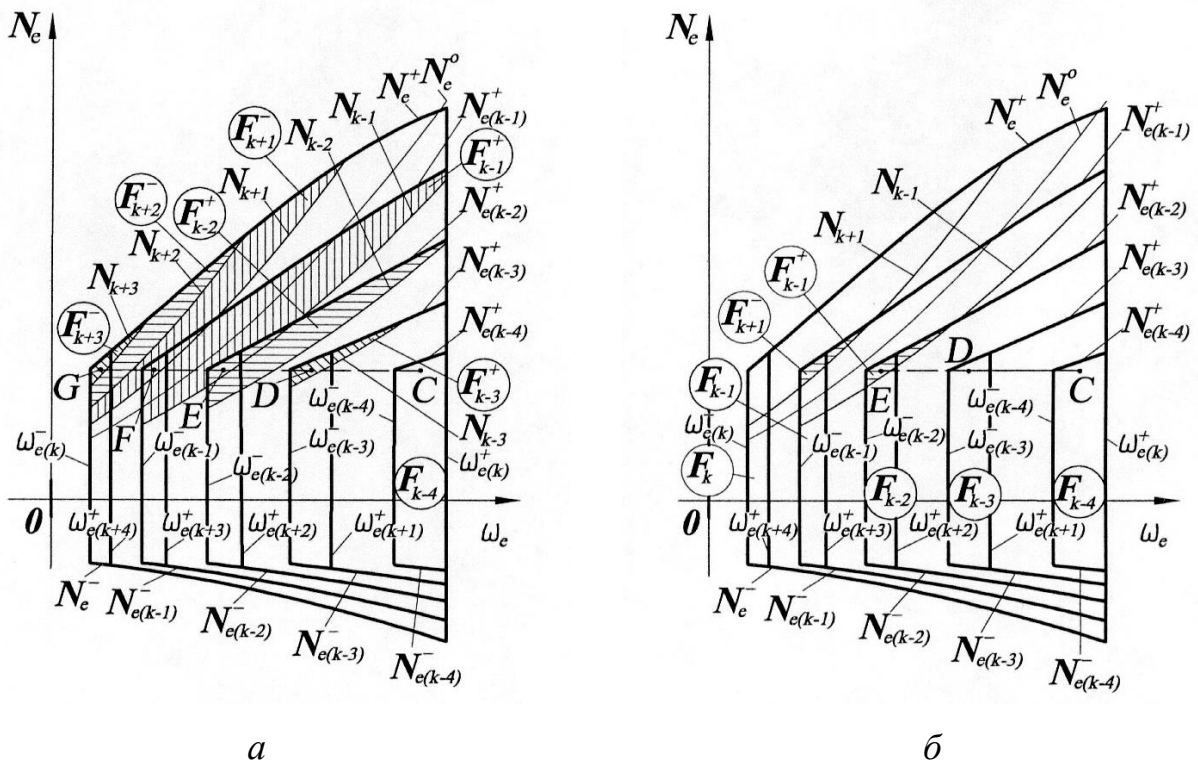


Рисунок 2.11 — Характеристика суміщення двигуна і десятисходінчастого трансформатора.



З рисунка видно, що зі збільшенням кількості ступенів побільшало можливостей щодо перемикань через один, два, три і чотири ступені. Збільшилась відповідно і кількість множин режимів роботи двигуна з очевидним пріоритетом вищих передач  $F_{k-1}^+, F_{k-2}^+, F_{k-3}^+$ . Аналогічно, як на наведеному раніше рис. 2.10 обраний для початку перемикань режим відповідає деякій точці  $C$ , яка належить області  $F_{k-4}$ .

Точки  $D$ ,  $E$ ,  $F$  і  $G$  відображають режими роботи двигуна після відповідних перемикань на вищі передачі. Кількість таких перемикань на одиницю більша ніж у восьмиступеневого трансформатора, проте збільшення щільності ряду передатних відношень призвело до часткового накладання розглядуваних множин режимів двигуна, зокрема,  $F_{k+1}^-$  з  $F_{k-1}^+$ , а також  $F_{k-2}^+$  з  $F_{k-1}^+$  (рис. 2.11, *a*).

Це призводить до появи таких множин режимів, які дещо утруднюють «прочитування» пріоритетів режимів роботи двигуна. Зокрема, очевидний пріоритет множини режимів роботи  $F_{k-3}^+$  (точка  $D$ ) щодо  $F_{k+3}^-$  (точка  $G$ ) легко сплутати з аналогічними за розмірами множинами утвореними накладанням більших за розмірами множин  $F_{k-2}^+$  і  $F_{k-1}^+$ , яким належить точка  $E$ , та накладанням  $F_{k+1}^-$  і  $F_{k-1}^+$ , - т.  $F$ . За таких умов в точці  $E$  система повинна утвердити пріоритет щодо вищої передачі, якій відповідає точка  $F$ . Протиставлення множин режимів, утворених таким накладанням, і тих, яким належать точки  $D$  і  $E$  відповідно, призводить до прояви, так званого, «хибного» пріоритету. Аналогічні множини виникають і на вищих ступенях, зокрема, на тих, яким належать точки  $G$  і  $F$ . Накладання вищевказаних множин режимів крім, так званого, «хибного» породжує й «підсилений» пріоритет. Зокрема, точка  $E$  належить двом множинам очевидного пріоритету  $F_{k-2}^+$  і  $F_{k-1}^+$  щодо двох вищих ступенів, відповідно точка  $F$  і точка  $G$ . Проте, якість «прочитування» такого «підсиленого» пріоритету можна піддати сумніву хоча б тому, що точки  $E$  і  $F$  одночасно належать одній множині режимів  $F_{k-1}^+$ . Як і у 8-схдинчастого трансформатора у 10-схдинчастого покращити якість «прочитування» оптимальних режимів перемикань можна, блокуючи здатність

автомата перемикались через один, два тощо ступені. Володіючи здатністю перемикались тільки на суміжні передачі, система автоматичного керування беззастережно надасть перевагу оптимальному за критерієм  $Q_t$  режимові в точці  $E$ , виконавши перемикання  $C - D - E$  (рис. 2.11, б).

## 2.7 Висновки до другого розділу

1. Для автомобілів з механічними сходящастими коробками передач визначальний вплив у формуванні моментів перемикання передач відіграє їх кількість і, відповідно, щільність передатних відношень суміжних передач. Остання формує своєрідну тенденцію до ранніх (пріоритет вищої передачі з моменту появи можливості руху на ній), або пізніх перемикань (максимальне використання нижчої з суміжних передач) – і все це з умов паливної ощадності і заданого водієм режиму руху.

2. Продемонстрований алгоритм пошуку законів перемикання ступенів у механічній трансмісії автомобіля, забезпечує однаковість перед і після перемикання тягового зусилля на колісному русії (чи прискорення автомобіля) та швидкості споживання двигуном палива. При цьому режим роботи двигуна змінюється так, щоби власне і забезпечити дотримання щойно зазначених умов. Тільки у такому разі керування трансмісією дозволяє дотриматись програми руху автомобіля, яку задає водій.

3. При визначенні оптимальних моментів перемикання передач в сходящастих механічних трансформаторах та синтезі алгоритмів керування трансмісією автомобіля не виникає жодної потреби протиставляти одне одному динамічність та паливну ощадність. Окреслений тут підхід до оптимізації алгоритмів перемикання передач є загальним за суттю, а зроблені з метою унаочнення викладу окремі припущення не позначаються на визначальних принципах оптимізації. Рівень складності системи автоматичного керування трансмісією зумовлюється тим, наскільки важко буде «прочитувати» технічними засобами пріоритети передач при роботі двигуна на різних режимах. Звісно, система автоматичного перемикання

передач була б технічно найпростішою, коли б існував цілковитий пріоритет кожної вищої передачі над кожною нижчою. Але таке трапляється лише в окремих випадках, наприклад, — у разі належно «розрідженого» ряду передатних відношень.

4. Збільшення щільності ряду передатних відношень у механічному трансформаторі підсилює, з одного боку, спроможність автомата керування здійснювати перемикання без зміни програми руху через суміжні передачі, з другого, послаблює пріоритет вищої передачі перед нижчою. Проблема утвердження абсолютного пріоритету вищої передачі для таких трансформаторів, насправді, є вирішуваною. Для цього достатньо обмежити спроможність системи автоматичного керування трансмісією, а саме дозволити їй реалізувати прямі перемикання лише на суміжні передачі.

## РОЗДІЛ 3 ОПТИМАЛЬНІ ЗАКОНИ ПЕРЕМИКАННЯ ПЕРЕДАЧ В АВТОМОБІЛЬНІЙ ТРАНСМІСІЇ

### 3.1 Програмна умова, що накладається на процес перемикання передач

Для здійснення процедури синтезу оптимальних законів перемикання передач, визначальною інформацією є, як відомо, параметри коробки передач та паливна характеристика двигуна  $Q_t = Q_t(M_e, \omega_e)$ . Особливості процесу синтезу оптимальних законів перемикання передач без переривання потоку потужності доцільно відстежувати на прикладі простої механічної коробки передач з фрикційними засобами керування (рис. 3.1) у разі реалізації автомобілем заданої, знову ж таки — простої, програми руху транспортної машини.

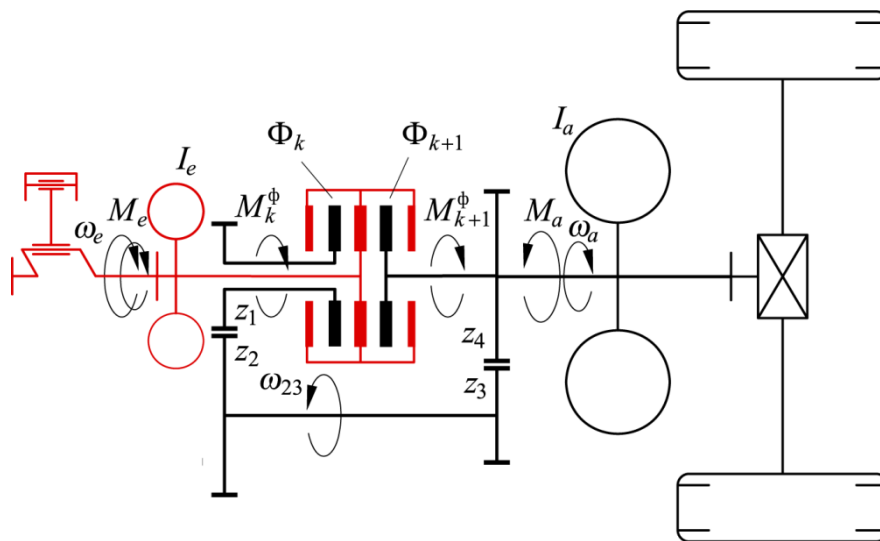


Рисунок 3.1 — Схема поєднання в трансмісії автомобіля двох ступенів, один з яких — пряма передача

Хай потрібно відтворити в деякому інтервалі  $[t_A, t_B]$  часу  $t$  фрагмент  $AB$  програми  $v = V(t)$  руху автомобіля зі сталим прискоренням (рис. 3.2:  $v$  — швидкість

пересування автомобіля). Припущення щодо лінійності програми  $v = V(t)$  є цілком вмотивованим [129]: процес перемикання передач — швидкоплинний, тож рух автомобіля упродовж дуже малого відтинку часу у період перемикання передач цілком доречно лінеаризувати.

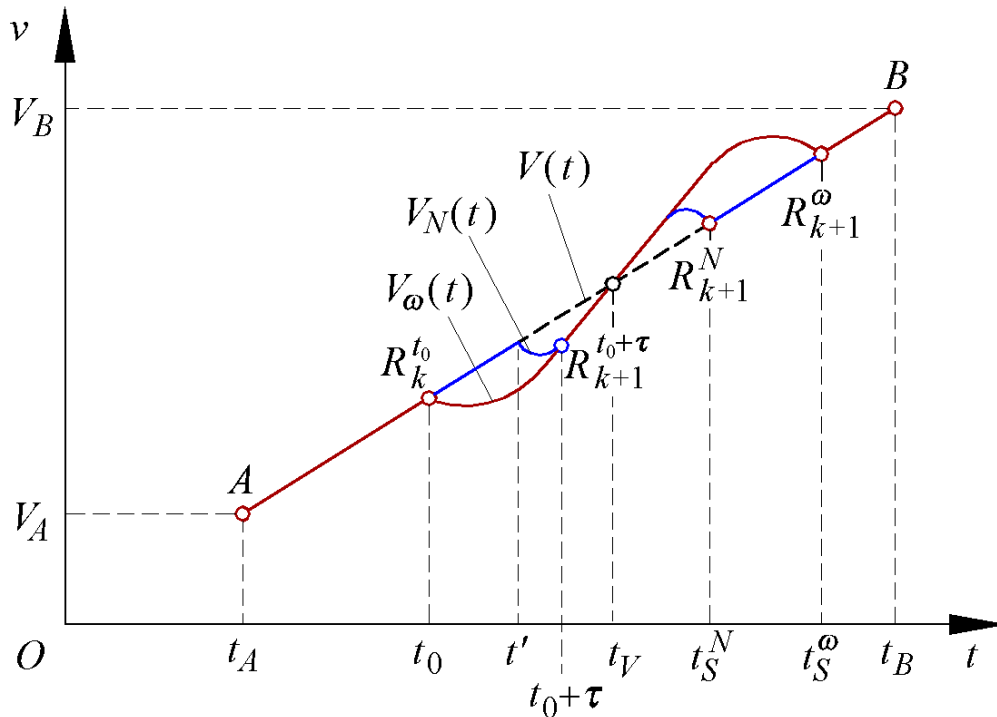


Рисунок 3.2 — Фрагменти програм розгону автомобіля

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  $\omega_e$  обертання його вала на певних  $k$ -й і  $(k+1)$ -й передачах (рис. 3.3). 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 усю множину можливих режимів роботи двигуна.

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. 3.2). В такому разі обрану програму  $v = V(t)$  руху автомобіля можна буде реалізувати, використовуючи обов'язково дві передачі трансмісії. Перемикання передач з  $k$ -ї на  $(k+1)$ -у має відбуватися, коли двигун досягне при увімкненій  $k$ -й передачі якогось режиму  $R_k^{t_0}$  на лінії  $N_{ek}(\omega_e)$ , див. рис. 3.3.

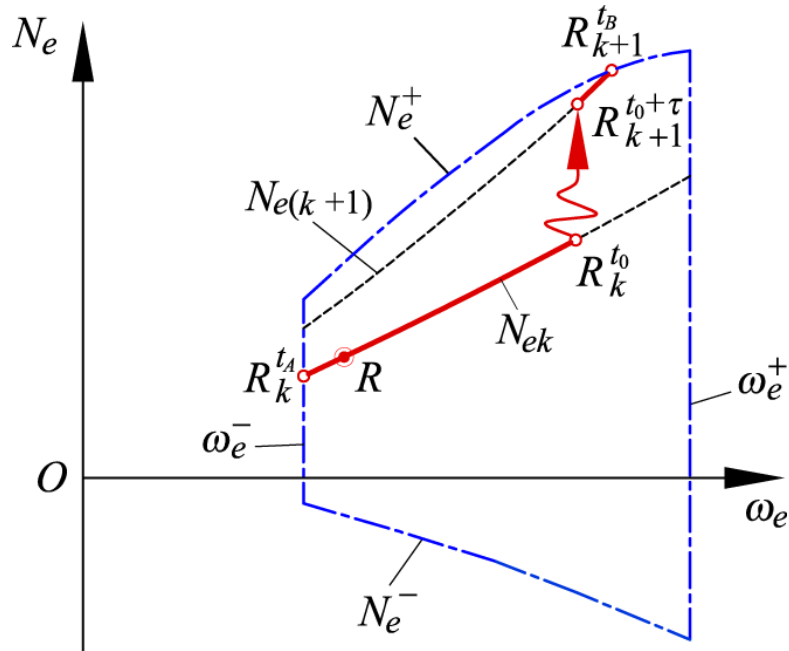


Рисунок 3.3 — Множини можливих режимів роботи двигуна перед зміною передач і безпосередньо після неї

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. 3.2) 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  $t_S^* = t_S^N$ ), після перемикання передач наслідків відхилення програми руху не можна було віднайти. А це означає, що в цю мить мають справдитися умови

$$v(t_S^*) = V_*(t_S^*) = V(t_S^*), \quad (3.1)$$

$$S = \int_{t_0}^{t_S^*} V_*(t) dt = \int_{t_0}^{t_S^*} V(t) dt. \quad (3.2)$$

Саме в такому разі буде дотримано одного з визначальних принципів оптимального керування системою «двигун — трансмісія» автомобіля, відповідно до якого зміна передач якнайменше має позначитися на програмі пересування автомобіля, добір якої підвладний лише водієві.

### 3.2 Загальний опис процесу перемикання передач

Хай поточний режим  $R$  роботи автомобільного двигуна (див. рис. 3.3), пересуваючись 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. 3.2. Власне в мить  $t_0$  розпочинають працювати фрикціони  $\Phi_k$  і  $\Phi_{k+1}$  — пристрої, що здійснюють перемикання (рис. 3.1;  $I_e$  — момент інерції мас трансмісії, пов'язаних з первинним валом коробки передач;  $I_a$  — зведений момент інерції мас трансмісії між коробкою передач та головною передачею), та так, щоб через деякий фіксований час  $\tau$  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;  $\tau$  — тривалість процесу перемикання передач (в сенсі суто перемикання-буксування фрикціонів).

Процес (показаний на рис. 3.3 символічно) зміни режиму роботи двигуна внаслідок перемикання впродовж проміжку часу  $\tau$  передач фрикціонами  $\Phi_k$  і  $\Phi_{k+1}$  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.

Фрикціони  $\Phi_k$  і  $\Phi_{k+1}$  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 доволі 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. 3.1,

$$M_e - I_e \frac{d\omega_e}{dt} = M_k^\Phi + M_{k+1}^\Phi = M_{k(k+1)}^\Phi, \quad (3.3)$$



де  $M_e = M_e(t)$  - ефективний обертовий момент двигуна знаходимо з виразу

$$\frac{M_k^\Phi}{u_k} + M_{k+1}^\Phi = M_a, \quad (3.4)$$

де  $M_k^\Phi$  і  $M_{k+1}^\Phi$  — обертові моменти, створювані фрикціонами  $\Phi_k$  і  $\Phi_{k+1}$ ;  $M_k^\Phi \omega_e \geq 0$ ,  $M_{k+1}^\Phi \omega_e \geq 0$ ;  $u_k$  — передатне відношення ( $k$ -а передача). Оскільки програма руху автомобіля є заданою, то відомою в кожен мить часу є й величина (див. (3.4))

$$\frac{M_k^\Phi(t)}{u_k} + M_{k+1}^\Phi(t) \equiv M_a(t). \quad (3.5)$$

Обертальні моменти підпадають під умови (рис. 1)

$$\frac{z_4}{z_3} \frac{z_2}{z_1} M_k^\Phi + M_{k+1}^\Phi = M_a, \quad (3.6)$$

звідки

$$M_k^\Phi = \frac{\begin{vmatrix} M_e & 1 \\ M_a & 1 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} 1 & 1 \\ \frac{z_4}{z_3} \frac{z_2}{z_1} & 1 \end{vmatrix}} = \frac{M_e - M_a}{1 - \frac{z_4}{z_3} \frac{z_2}{z_1}} = u_k \frac{M_e - M_a}{u_k - 1}, \quad (3.7)$$

$$M_{k+1}^{\Phi} = \frac{\begin{vmatrix} 1 & M_e \\ \frac{z_4}{z_3} \frac{z_2}{z_1} & M_a \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} 1 & 1 \\ \frac{z_4}{z_3} \frac{z_2}{z_1} & 1 \end{vmatrix}} = \frac{M_e \frac{z_4}{z_3} \frac{z_2}{z_1} - M_a}{\frac{z_4}{z_3} \frac{z_2}{z_1} - 1} = \frac{M_e - M_a u_k}{1 - u_k}, \quad (3.8)$$

де

$$u_k = \frac{z_3}{z_4} \frac{z_1}{z_2}. \quad (3.9)$$

Розгляньмо алгоритм синтезу оптимальних законів керування сходячою механічною трансмісією транспортної машини, не беручи до уваги втрати енергії на тертя в зубчастих зачепленнях та підшипниках валів. До того ж, дозволимо собі покласти в (3.3)

$$M_k^{\Phi} + M_{k+1}^{\Phi} = M_{k(k+1)}^{\Phi}(t) = at + b, \quad (3.10)$$

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 (10) своєрідно відображає програму сумісної роботи двох фрикціонів в процесі перемикування передач з  $k$ -ї на  $(k+1)$ -у. Зокрема, обравши за

мить початку роботи фрикціонів мить  $t_1$ , а закінчення —  $t_2$  ( $t_i=t_1$  ;  $t_i + \tau_j=t_2$ ), коефіцієнти  $a$  і  $b$  визначають зі системи рівнянь

$$\begin{cases} M_{ek}^{t_1} - I_e \frac{d\omega_{ek}^{t_1}}{dt} = at_1 + b; \\ M_{e(k+1)}^{t_2} - I_e \frac{d\omega_{e(k+1)}^{t_2}}{dt} = at_2 + b. \end{cases} \quad (3.11)$$

Таким чином, співвідношення (3.5) і (3.10) разом однозначно визначають програми  $M_k^\Phi = M_k^\Phi(t)$  і  $M_{k+1}^\Phi = M_{k+1}^\Phi(t)$  роботи фрикціонів  $\Phi_k$  і  $\Phi_{k+1}$  (через параметри  $a$ ,  $b$ ,  $u_k$ , час  $t$  та функцію  $M_a = M_a(t)$ ):

$$M_k^\Phi = \frac{M_a(t) - at - b}{1 - u_k} u_k, \quad (3.12)$$

$$M_{k+1}^\Phi = \frac{at + b - M_a(t)u_k}{1 - u_k}. \quad (3.13)$$

Функція  $M_a = M_a(t)$  (програма навантаження в системі «двигун — трансмісія — автомобіль») вважається відомою (заданою), оскільки вона однозначно визначається через програму руху автомобіля в заданих експлуатаційних умовах (за винятком, звісно, того відтинку часу, коли діють технічні обмеження):

$$M_a(t) = \frac{r_k u_0}{\eta_{\text{тр}}} \left( G_a \psi + k_{\text{п}} F v^2(t) + m_a \delta \frac{dv(t)}{dt} \right), \quad (3.14)$$

Відтак закони керування фрикційними елементами з урахуванням співвідношення (3.14) можна подати у вигляді програм

$$M_k^\Phi(t) = \frac{u_k}{u_k - 1} \left( b + at - \frac{r_k u_0}{\eta_{\text{тр}}} \left( \psi m_a g + m_a \delta u_0 u_k r_k \frac{d\omega_e}{dt} + k F r_k^2 u_0^2 u_k^2 \omega_e(t)^2 \right) \right), \quad (3.15)$$

$$M_{k+1}^\Phi(t) = -\frac{1}{u_k - 1} \left( b + at - \frac{r_k u_0 u_k}{\eta_{\text{тр}}} \left( \psi m_a g + m_a \delta u_0 u_k r_k \frac{d\omega_e}{dt} + k F r_k^2 u_0^2 u_k^2 \omega_e(t)^2 \right) \right). \quad (3.16)$$

Слід зазначити, що точне дотримання заданої програми руху продовж всього часу перемикання передач можливе тільки за виняткових умов.

Швидкості проковзування (буксування) фрикціонів  $\Phi_k$  і  $\Phi_{k+1}$  (див. рис. 3.1) визначаються за формулами відповідно

$$\omega_{sk} = \omega_e - \omega_1 = \omega_e - \frac{z_4 z_2}{z_3 z_1} \omega_4 = \omega_e - \frac{z_4 z_2}{z_3 z_1} \omega_a; \quad (3.17)$$

$$\omega_{s(k+1)} = \omega_e - \omega_4 = \omega_e - \omega_a, \quad (3.18)$$

де  $\omega_1$ ,  $\omega_4$  — швидкості обертання шестерень з кількостями зубів  $z_1$ ,  $z_4$ ;  $z_2$  і  $z_3$  — кількості зубів на шестернях проміжного вала (швидкість обертання якого —  $\omega_{23}$ ).

Вважатимемо, що  $M_a > 0$  (тобто про гальмування автомобіля двигуном не йдеться). Тому повинні справджуватись також умови  $\omega_e > 0$ ,  $\omega_a > 0$ ,  $\omega_{s(k+1)} = \omega_e - \omega_a \geq 0$  (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

$$\omega_{sk} = \omega_e - \omega_a / u_k \quad (u_k < 1) \quad (3.19)$$

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

$$M_k^\Phi \omega_{sk} = M_k^\Phi \left( \omega_e - \frac{\omega_a}{u_k} \right) \geq 0, \quad (3.20)$$

$$M_{k+1}^\Phi \omega_{s(k+1)} = M_{k+1}^\Phi (\omega_e - \omega_a) \geq 0, \quad (3.21)$$

що формально заперечують можливість надходження механічної енергії ззовні (насправді ж фрикціони можуть тільки розвіювати енергію).

### 3.3 Способи керування двигуном

Керування двигуном упродовж перемикання передач полягає у відтворенні деяких програм  $M_e^*(t)$  і  $\omega_e^*(t)$  на відтинку часу  $t_i - t_i + \tau_j$ . Особливий інтерес (як в теоретичному, так і практичному сенсах) представляють чотири принципово різні способи керування двигуном. Для визначеності розглядатимемо спочатку розгін автомобіля.

В процесі реалізації заданої програми руху і 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. 3.4).

При цьому двигун «зобов'язаний» реалізовувати на початку роботи фрикціонів (від якоїсь миті  $t_i = t_0$ ) форсовані режими (ділянки  $ab$ ) належні зовнішнім гальмівним режимам двигуна

$$N_e^-(\omega_e) = M_e^-(\omega_e) \omega_e = a_\Gamma \omega_e + b_\Gamma \omega_e^2 \quad (3.22)$$

де  $a_\Gamma$  і  $b_\Gamma$  — коефіцієнти, що характеризують характер перебігу так званої зовнішньої гальмівної характеристики двигуна внутрішнього згорання  $M_e = M_e^-(\omega_e)$

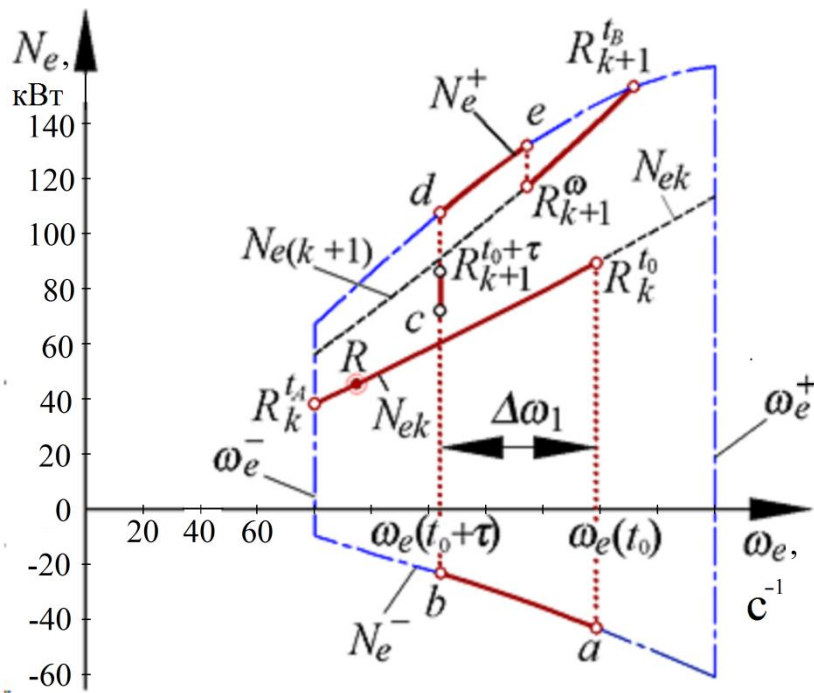


Рисунок 3.4 —  $\omega$ -Керування двигуном при перемиканні «вгору»

Однак реалізація завершальної стадії керування (ділянки  $c R_{k+1}^{t_0+\tau}$ ) «вимагає» від двигуна забезпечити сталу кутову швидкість  $\omega_e = \text{const}$ . Тож керування двигуном складається з двох фаз: перша фаза — форсовані гальмівні режими двигуна; друга — нефорсовані тягові. Такий спосіб керування двигуном назвимо  $\omega$ -керуванням (зважаючи на ознаку  $\omega_e = \text{const}$ ). З рівняння (3.1) знаходимо закон першої стадії керування двигуном (ділянка  $ab$ ) розв'язанням диференціального рівняння за початкових умов  $\omega_e(t_0) = \omega_{ek}(t_0)$

$$a_{\Gamma} + b_{\Gamma} \omega_e(t) - I_e \frac{d\omega_e}{dt} = at + b. \quad (3.23)$$

З миті закінчення процесу буксування фрикціонів  $t_0 + \tau$  знову втілюються форсовані (ділянка  $de$ ) режими  $N_e^+(\omega_e)$ . Другий спосіб керування двигуном ілюструє крива  $R_k^{tA} - R_k^{t_0} - a - b - c - R_{k+1}^{t_0+\tau} - d - e - R_{k+1}^g - R_{k+1}^{tB}$  на рис. 3.5. При цьому способі, як і у разі  $\omega$ -керування, двигун «зобов'язаний» реалізовувати 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  $de$ ). Реалізація завершальної стадії  $c R_{k+1}^{t_0+\tau}$  керування «вимагає» від двигуна внутрішнього згоряння забезпечити належність поточного режиму його роботи лінії мінімальної питомої витрати палива  $N_e = N_e^0(\omega_e)$ .

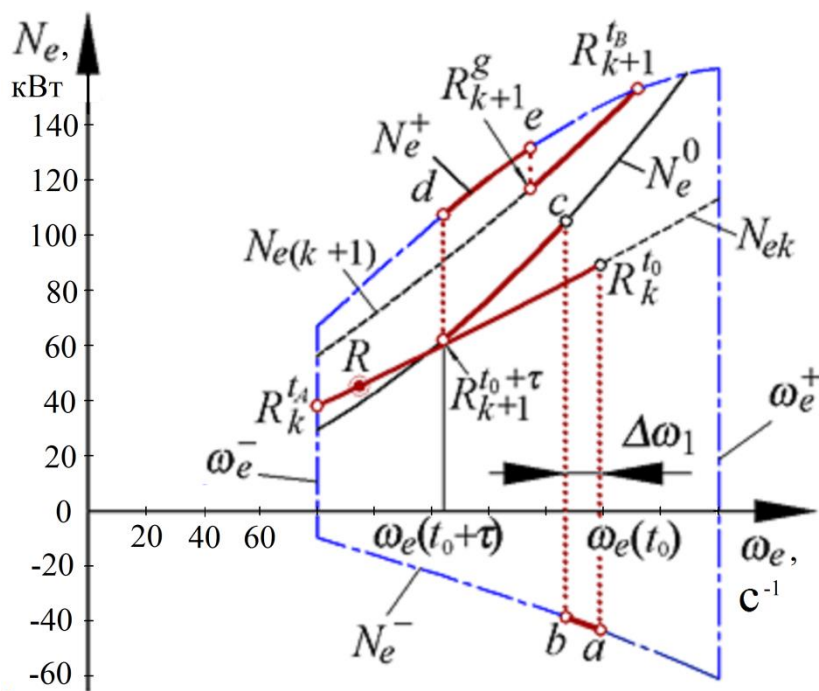


Рисунок 3.5 —  $g$ -Керування двигуном при перемиканні «вгору»

Другий спосіб керування називатимемо  $g$ -керуванням (за тією ознакою, що режимам двигуна на лінії  $N_e^0$  відповідають мінімальні значення питомої витрати пального  $g_e = Q_t / (M_e \omega_e)$ ). Залежність швидкості витрати палива від швидкості обертання вала двигуна і його обертового моменту попередньо апроксимовано функцією

$$Q_t(\omega_e; M_e) = b_0 + b_1 \omega_e - b_2 M_e + b_{12} \omega_e M_e + b_{11} \omega_e^2 + b_{22} M_e^2, \quad (3.24)$$

де  $b_0, b_1, b_2, b_{12}, b_{11}, b_{22}$  - коефіцієнти апроксимації.

З рівняння

$$\frac{\partial Q_t}{\partial \omega_e} \omega_e - \frac{\partial Q_t}{\partial M_e} M_e = 0 \quad (3.25)$$

можна виснувати залежність обертового моменту від швидкості обертання вала двигуна на режимах мінімальної питомої витрати палива:

$$M_e^0(\omega_e) = \frac{0,25 \left( b_2 - \sqrt{b_2^2 + 8b_1 b_{22} \omega_e + 16b_{11} b_{22} \omega_e^2} \right)}{b_{22}}. \quad (3.26)$$

Таким чином, перебіг в часі завершальної стадії  $c R_{k+1}^{t_0+\tau}$  описуватиме розв'язок диференціального рівняння

$$\frac{0,25 \left( b_2 - \sqrt{b_2^2 + 8b_1 b_{22} \omega_e(t) + 16b_{11} b_{22} \omega_e^2(t)} \right)}{b_{22}} - I_e \frac{d\omega_e}{dt} = at + b \quad (3.27)$$

за початкових умов  $\omega_e(t_0 + \tau) = \omega_{e(k+1)}(t_0 + \tau)$ .

Третій спосіб керування двигуном у процесі перемикання передач унаочнює лінія  $R_k^{tA} - R_k^{t0} - a - b - c - R_{k+1}^{t0+\tau} - d - e - R_{k+1}^N - R_{k+1}^{tB}$  на рис. 3.6. Як і разі двох перших способів керування, від миті  $t_0$  початку буксування фрикційних елементів двигун реалізовує форсовані тягові режими з множини  $ab$ , потім форсовані гальмівні режими з множини  $c R_{k+1}^{t0+\tau}$ , а з якоїсь миті  $t_0 + \tau$  — знову форсовані тягові з множини  $de$ . Третій спосіб керування двигуном доречно назвати  $N$ -керуванням або динамічним керуванням — керуючись ознакою належності втілюваних режимів роботи двигуна суто множині граничних/форсованих/зовнішніх режимів  $N_e = N_e^+(\omega_e)$  та  $N_e = N_e^-(\omega_e)$ .



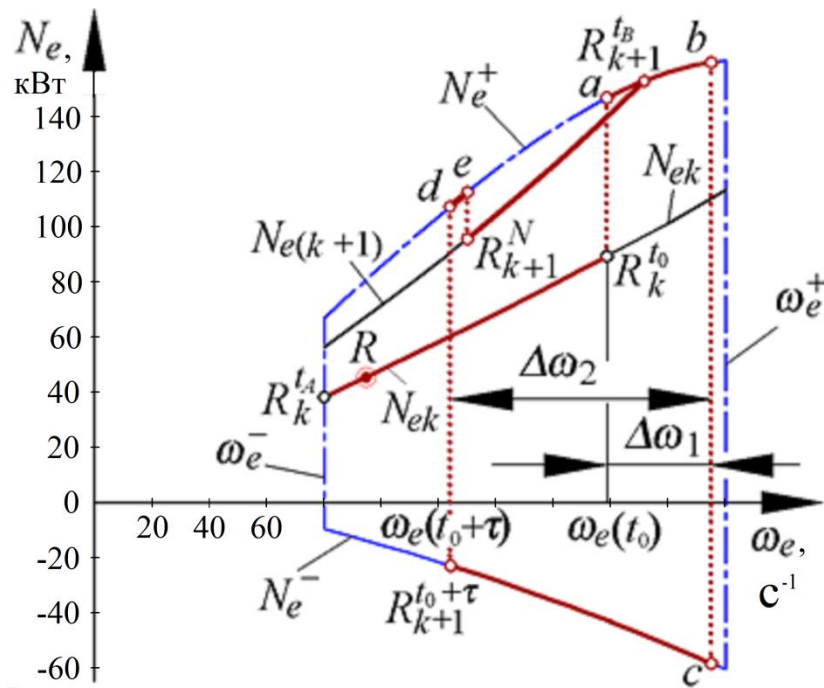


Рисунок 3.6 —  $N$ -керування двигуном при перемиканні передач «угору»

При цьому ділянку  $ab$  множини зовнішніх режимів роботи двигуна описує рівняння

$$a_0 + a_1\omega_e(t) + a_2\omega_e(t)^2 - I_e \frac{d\omega_e}{dt} = at + b, \quad (3.28)$$

де  $a_0$ ,  $a_1$ ,  $a_2$  - коефіцієнти, що характеризують перебіг кривої  $M_e = M_e^+(\omega_e)$ .

В щойно описаних трьох варіантах керування вимагатимемо, щоб загальна тривалість роботи фрикціонів була однаковою —  $\tau$ . Тому в миті, відповідну режимові  $R_{k+1}^{t_0+\tau}$ , буксування фрикціонів припиняється, але перемикання передач умовно можна вважати ще не завершеним.

На рис. 3.7 показано ще один варіант керування двигуном внутрішнього згоряння  $R_k^{t_A} - R_k^{t_0} - a - R_{k+1}^{t_0+\tau} - b - c - R_{k+1}^M - R_{k+1}^{t_B}$ . В цьому випадку двигун одразу від миті початку роботи фрикціонів «зобов'язаний» реалізовувати сталий обертовий момент. Такий спосіб керування двигуном за даних параметрів  $t_0$  і  $\tau$  не залучає зовнішні режими, а відтак, не належить до форсованих.

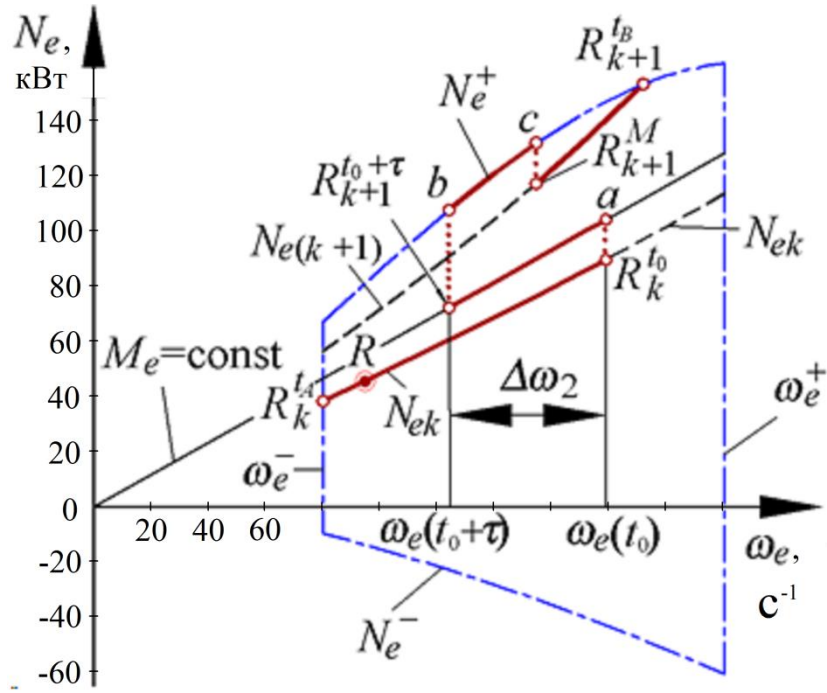


Рисунок 3.7 —  $M$ -керування двигуном при перемиканні передач «угору»

Називатимемо його за ознакою  $M_e = \text{const}$   $M$ -керуванням. З рівняння (3.1)

можна знайти:

$$\int_{t_0}^{t_0+\tau} -\frac{1}{I_e} (b - M_{\text{const}} + at) dt = \omega_{e(k+1)}(t_0 + \tau) - \omega_{ek}(t_0), \quad (3.29)$$

$$M_{\text{const}} = \frac{I_e}{t_0 - (t_0 + \tau)} \left( \omega_{e(k+1)}(t_0 + \tau) - \omega_{ek}(t_0) + \frac{(t_0 - (t_0 + \tau))(2b + a(t_0 + (t_0 + \tau)))}{2I_e} \right)$$

або

$$M_{\text{const}} = -\frac{I_e}{\tau} \left( \omega_{e(k+1)}(t_0 + \tau) - \omega_{ek}(t_0) - \frac{\tau(2b + a(2t_0 + \tau))}{2I_e} \right), \quad (3.30)$$

$$\omega_e^M(t) = -\frac{(b - M_{\text{const}} + at)^2}{2aI_e}. \quad (3.31)$$

Відтак слід перевіряти чи знаходяться значення цих параметрів в області допустимих значень:

$$M_e^-(\omega_e) \leq M_{\text{const}} \leq M_e^+(\omega_e), \quad (3.32)$$

$$\omega_e^- \leq \omega_e^M(t) \leq \omega_e^+. \quad (3.33)$$

У разі дотримання умов (32) і (33) за  $M$ -керування беруть саме величини  $M_{\text{const}}$  та  $\omega_e^M(t)$  на відтинку часу  $t_0 + \tau$ .

Але  $M$ -керування можна організувати навіть більш динамічно. Для цього достатньо на завершальній стадії керування обрати зовнішні гальмівні режими двигуна  $M_e^-(\omega_e)$ . На рис. 3.8 показано реалізацію в часі двох варіантів  $M$ -керування: нединамічне (рис. 3.8,а, що відповідає рис. 3.7) та динамічне (рис. 3.8,б).

Очевидно, що на ділянці  $R_k^{t_0} a$  (див. рис. 3.8,а) та  $R_k^{t_0} a b$  (див. рис. 3.8,б) одночасно виконуються умови  $\omega_e - \omega_a / u_k < 0$  і  $\omega_e - \omega_e^* / u_k > 0$ . Тому знак моменту  $M_k^\Phi$  на фрикціоні  $k$ -ої передачі має багатократно змінюватися. Відтак таке (загалом особливе) керування фрикціонами можна було б навіть вважати ковзним [17, 29].

Зворотне перетікання обертового моменту через фрикціон нижчої передачі призводить, окрім вище сказаного, до корекції фактичної миті закінчення синхронізації ведучих і ведених елементів фрикціонів. Адже від миті  $t_0$  справджується співвідношення  $\omega_a(t) \neq \omega_a^*(t)$ . Для усіх способів керування двигуном мить закінчення синхронізації настане дещо пізніше від розрахункової миті  $t_0 + \tau$ , а саме — у мить  $t_\Phi = t_0 + \tau'$  (див. рис. 3.8). Загалом виконується умова  $\tau < \tau'$ . Цю мить слід сприймати, як таку, що визначається законом керування фрикційними елементами  $\Phi_k$  і  $\Phi_{k+1}$ . Адже програма (3.3) перемикає фрикціонів не зазнає змін за будь яких способів керування двигуном.

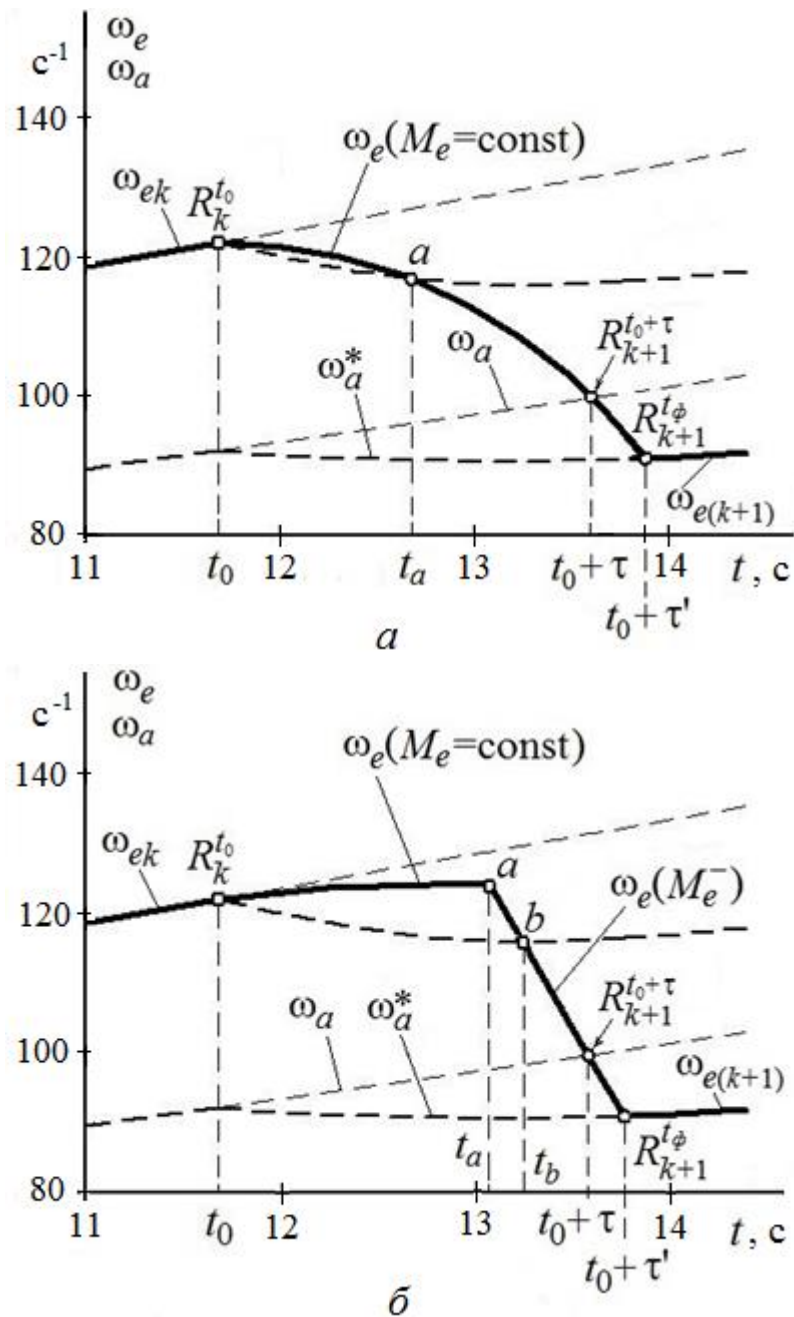


Рисунок 3.8 — Нединамічне (а) та динамічне (б)  $M$ -керуванням двигуном у часі

Цією обставиною не можна нехтувати. Нагадаємо, що система автоматичного керування перемиканням передач повинна забезпечити плавне (без поштовхів і ударів) перемикання фрикційних елементів. З рис. 3.8 видно, що в мить закінчення фактичної синхронізації, значення обертових моментів фрикціонів  $\Phi_k$  і  $\Phi_{k+1}$  не відповідають умові закінчення процесу перемикання:  $M_k^\Phi = 0$  та  $M_{k+1}^\Phi = M_a$ . Адже у мить  $t_0 + \tau$  фрикціон  $\Phi_k$  повністю вимикається, а  $\Phi_{k+1}$  продовжує буксувати до миті  $t_\Phi = t_0 + \tau'$ . Відтак в цю мить система автоматичного керування фрикційними

елементами повинна забезпечити різке увімкнення фрикціона  $\Phi_{k+1}$ . В іншому випадку, власне, відбуватиметься ударне (з поштовхом) вмикання передачі. З огляду на сказане доречно розрізняти тривалість керування фрикціонами  $\tau$  і фактичну тривалість синхронізації  $\tau'$ . Об'єктивно можна відшукати такі закони керування фрикціонами (мінімальні значення  $\tau_{\min}$ ), при яких виконуватиметься ще й умова  $t_0 + \tau = t_0 + \tau_{\min}$ . За ознакою плавності перемикавання ці закони можна вважати оптимальними.

Зауважмо, тривалість  $\Delta\tau_1$  (рис. 3.9 — 3.11) проходження ділянок  $ab$  (див. рис. 3.4, 3.5) та ділянки  $c - R_{k+1}^{t_0 + \tau}$  (див. рис. 3.6) є малими у порівнянні з тривалістю  $\tau$  всього процесу роботи фрикціонів. Відтинку часу  $\Delta\tau_1$  відповідають ділянки падіння кутової швидкості двигуна  $\Delta\omega_1$ . Відстежити перебіг процесів саме буксування фрикціонів в період  $[t_0, t_0 + \tau]$  легше, звертаючись до рис. 3.13—3.16.

З рис. 3.13, 3.14 та 3.16 видно, що для  $\omega$ -;  $g$ - та  $M$ -керування впродовж усієї тривалості перемикавання для фрикціонів  $\Phi_k$  та  $\Phi_{k+1}$ , відповідно, виконуються умови:  $\omega_{sk} = \omega_e - \omega_a / u_k < 0$ , та  $\omega_{s(k+1)} = \omega_e - \omega_a > 0$ . Зокрема, при  $\omega$ -керуванні програма  $v = V(t)$  руху автомобіля на відтинку часу від  $t_0$  до  $t_0 + \tau$  зазнає змін (див. рис. 3.2 — 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  $t_S^\omega$ , коли наслідки такого керування буде усунено (точка  $R_{k+1}^\omega$ ). На відміну від  $\omega$ -керування, при  $N$ -керуванні спостерігається незначне відхилення від програми  $V(t)$  (крива  $V_N(t)$  на рис. 3.2). Це пояснює той факт, що на початку перемикавання швидкість буксування фрикціона  $\Phi_k$  спочатку додатна (до миті  $t'$ ), а тільки згодом від'ємна (див. рис. 3.15).

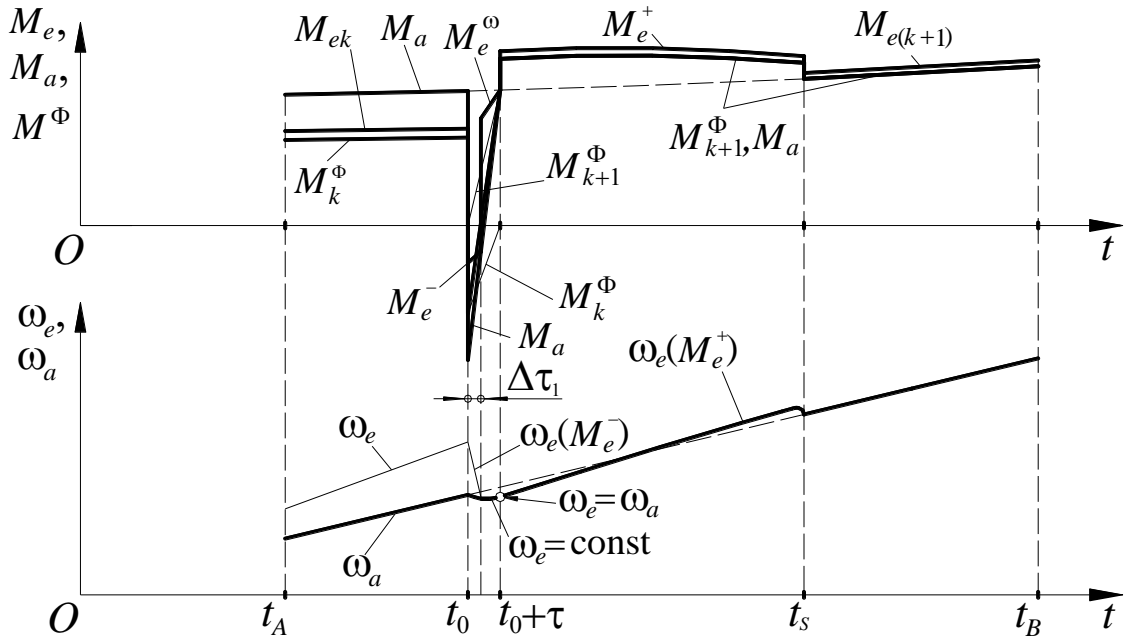


Рисунок 3.9 — Програма зміни режимів роботи двигуна і фрикціонів у разі  $\omega$ -керування

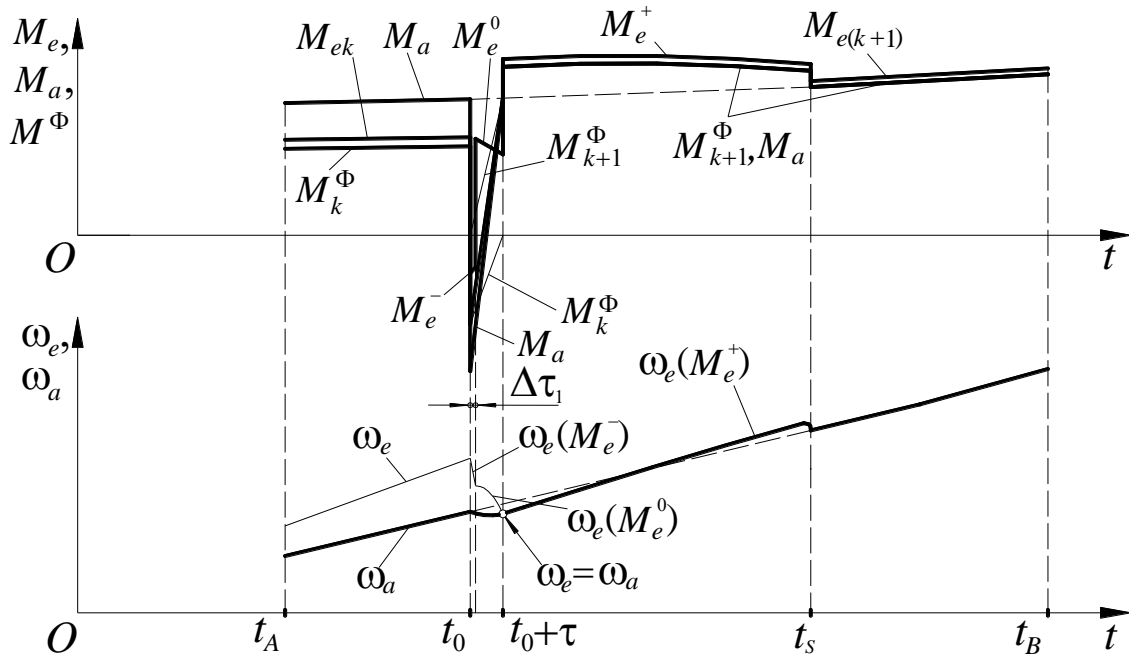


Рисунок 3.10 — Програма зміни режимів роботи двигуна і фрикціонів у разі  $g$ -керування

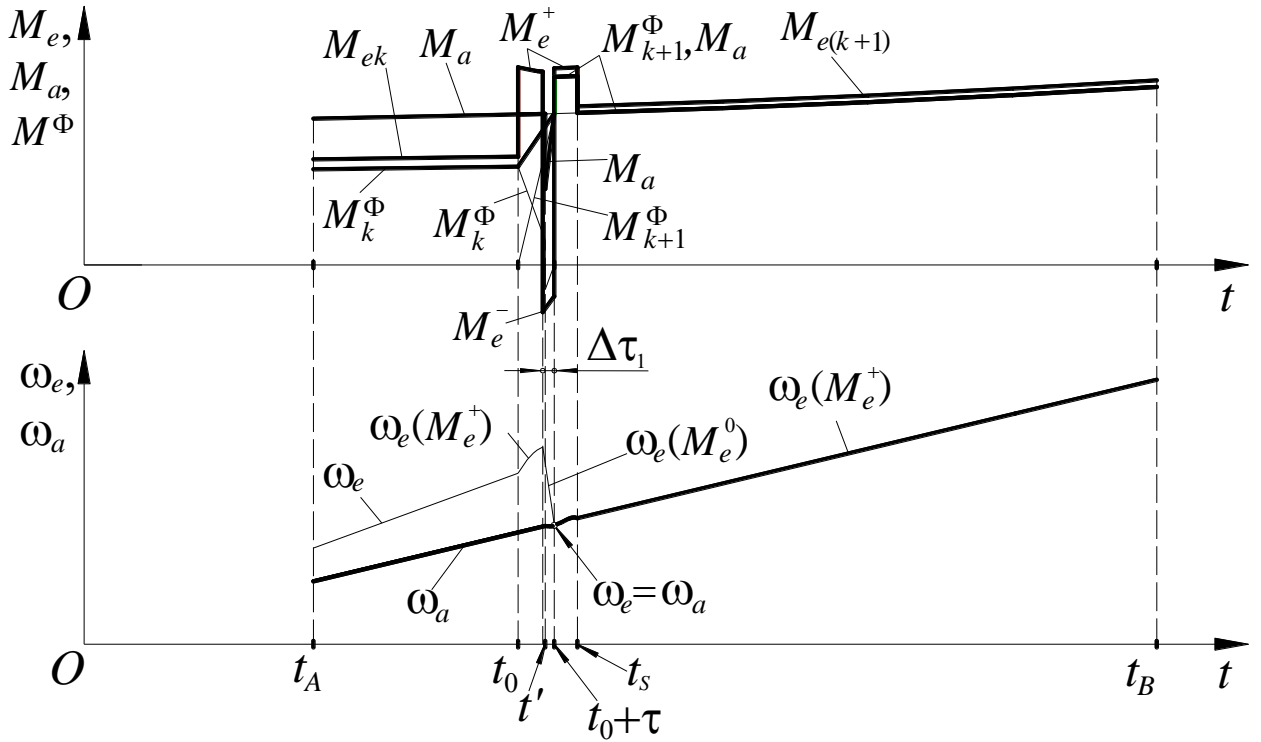


Рисунок 3.11 — Програма зміни режимів роботи двигуна і фрикціонів у разі N-керування

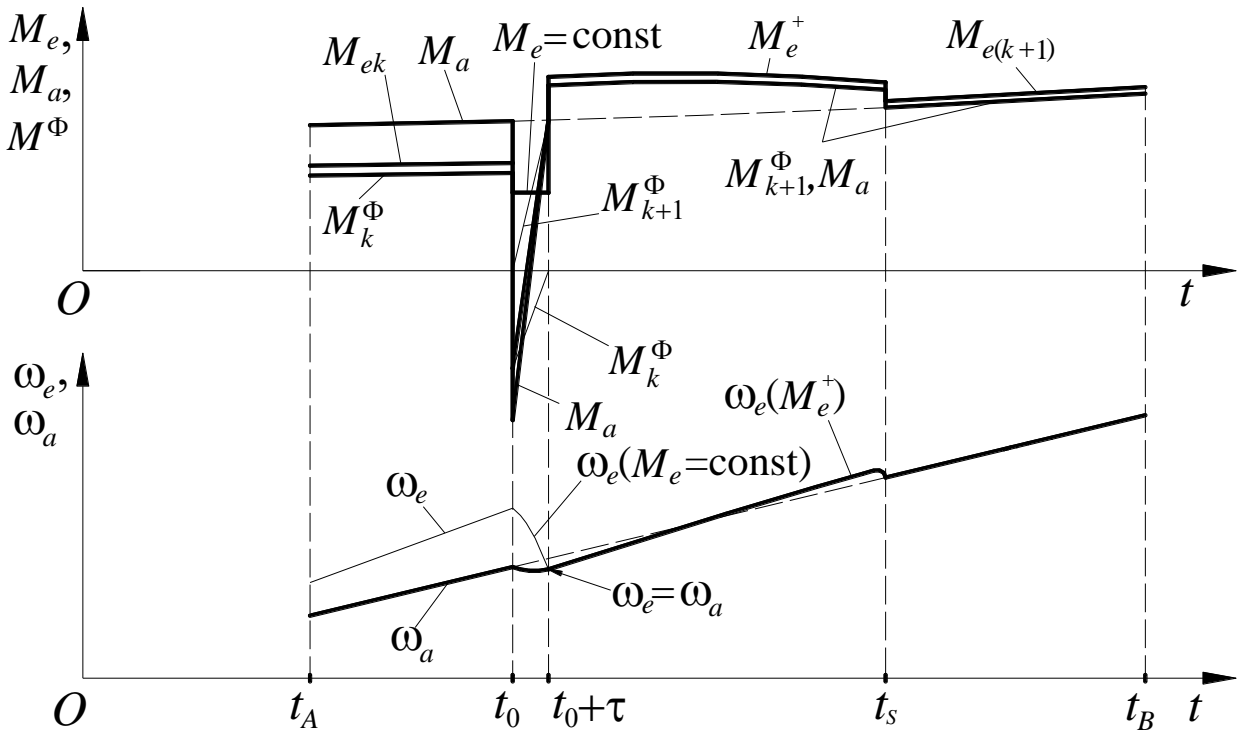


Рисунок 3.12 — Програма зміни режимів роботи двигуна і фрикціонів у разі M-керування

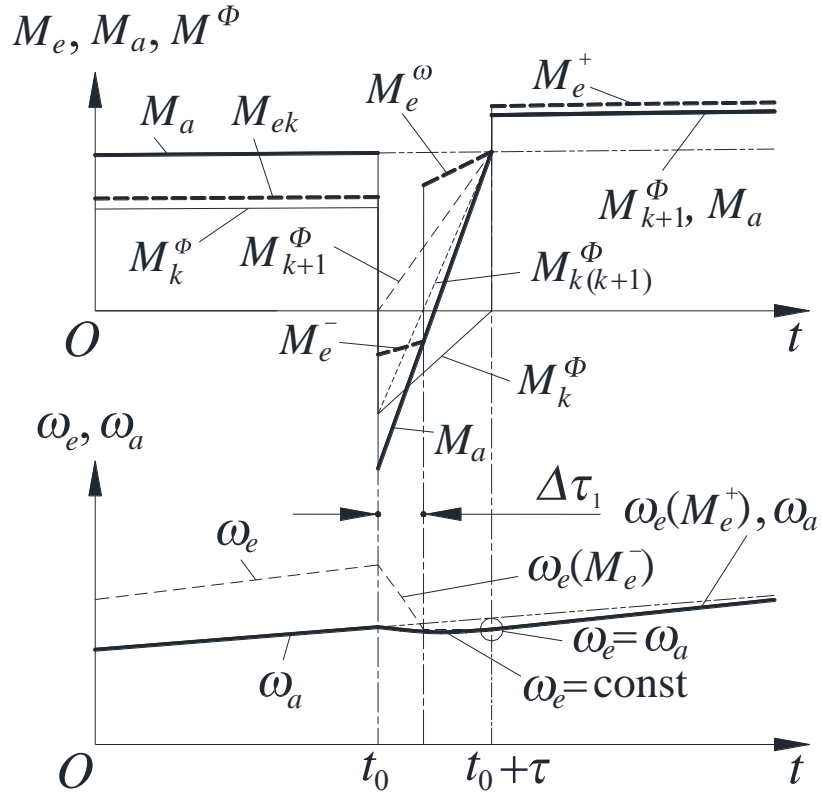


Рисунок 3.13 — Програма буксування фрикціонів у разі  $\omega$ -керування

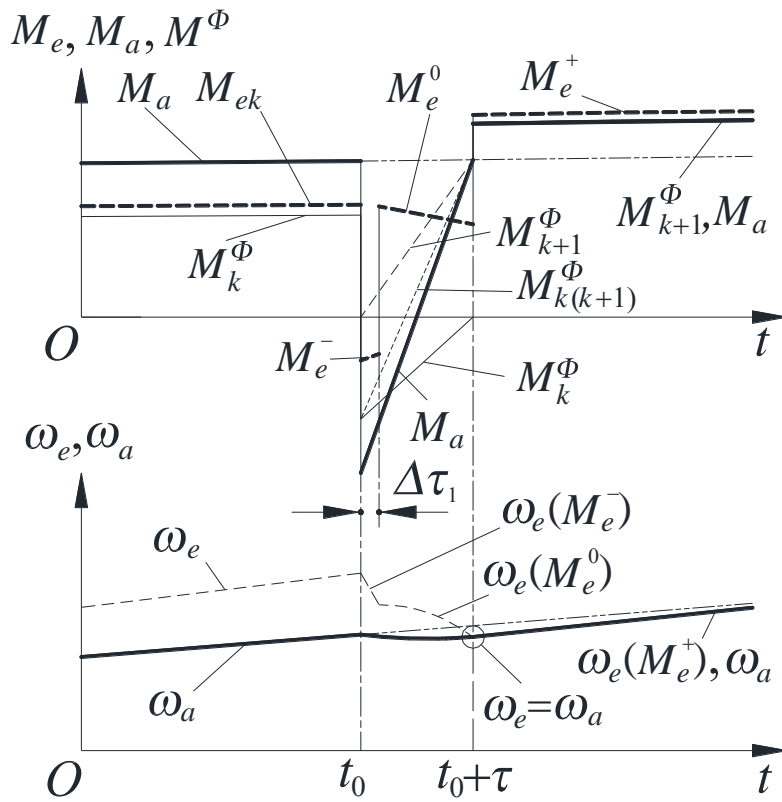


Рисунок 3.14 — Програма буксування фрикціонів у разі  $g$ -керування



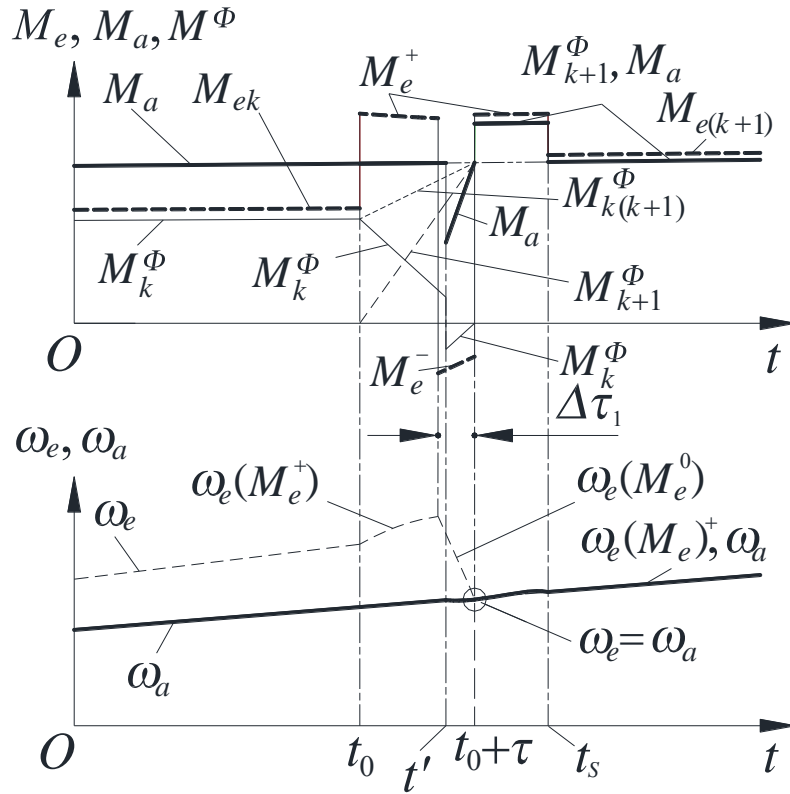


Рисунок 3.15 — Програма буксування фрикціонів у разі N-керування

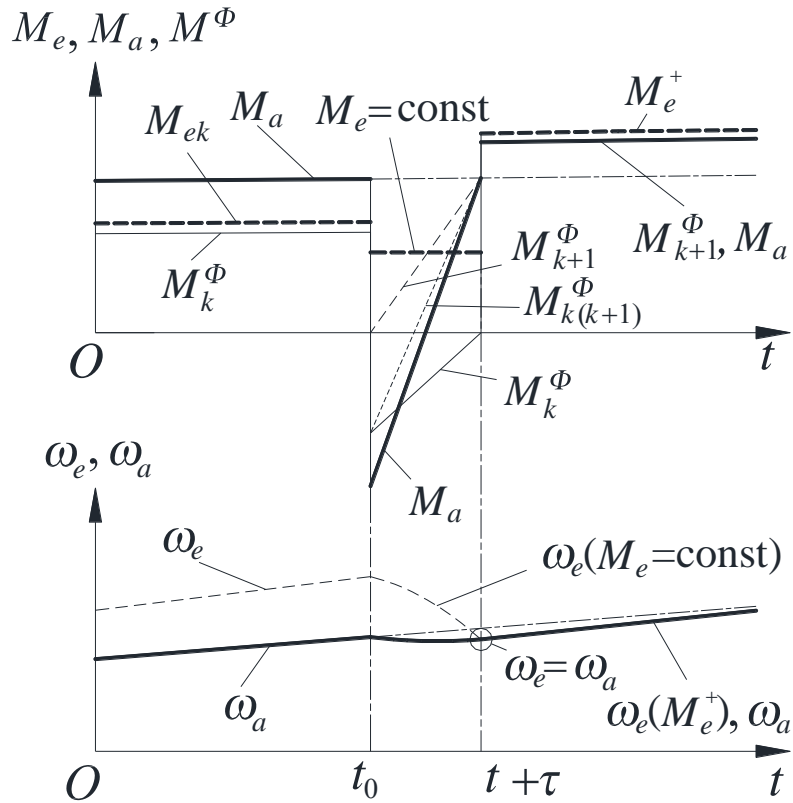


Рисунок 3.16 — Програма буксування фрикціонів у разі M-керування

Відтак, початок відхилення від програми  $V(t)$  відбуватиметься пізніше, і тривалість перебування на режимах, відображуваних точками лінії  $N_e = N_e^+(\omega_e)$ , завершується відчутно раніше (точка  $R_{k+1}^N$ ). Тобто для точок  $R_{k+1}^N$  і  $R_{k+1}^\omega$ , відповідно, маємо  $t_S^N < t_S^\omega$  (див. рис. 3.2). Отже, застосування динамічного керування невідчутно спотворює програму руху, на відміну від інших.

Залежно від обраного способу керування двигуном відхилення від заданої програми руху автомобіля  $\Delta S$  визначають за формулою

$$\Delta S = \int_{t_0}^{t_V^*} V(t) dt - r_k u_0 \left( \int_{t_0}^{t_0+\tau} \omega_a^*(t) dt + u_{k+1} \int_{t_0+\tau}^{t_V^*} \omega_e^N(t) dt \right). \quad (3.34)$$

Величина  $\Delta S$ , звісно, мала б бути якомога меншою.

### 3.4 Ефективність законів перемикання передач

Обґрунтувати доцільність обрання того чи іншої способу керування двигуном у процесі перемикання передач у разі заданих миті його початку  $t_i = t_0$  та тривалості роботи фрикціонів  $\tau_j = \tau$ , доречно, керуючись витратою палива  $Q_{AB}(t_i, \tau_j)$  у процесі відтворення заданого фрагменту програми  $v = V(t)$  руху транспортного засобу. Для визначення витрат пального використовуватимемо такі формули:

$$\begin{aligned} Q_{AB}^\omega(t_0, \tau) = & \int_{t_A}^{t_0} Q_t(M_{ek}(t), \omega_{ek}(t)) dt + \int_{t_0}^{t_0+\Delta\tau_1} Q_t(M_e^-(\omega_e(t)), \omega_e(t)) dt + \\ & + \int_{t_0+\Delta\tau_1}^{t_0+\tau} Q_t(M_{k(k+1)}^\Phi(t), \omega_{k+1}^{t_0+\tau} = \text{const}) dt + \int_{t_0+\tau}^{t_S} Q_t(M_{e(k+1)}^+(t), \omega_{e(k+1)}(t)) dt + \\ & + \int_{t_S}^{t_B} Q_t(M_{e(k+1)}(t), \omega_{e(k+1)}(t)) dt, \end{aligned} \quad (3.35)$$

$$\begin{aligned}
Q_{AB}^g(t_0, \tau) = & \int_{t_A}^{t_0} Q_t(M_{ek}(t), \omega_{ek}(t))dt + \int_{t_0}^{t_0+\Delta\tau_1} Q_t(M_e^-(\omega_e(t)), \omega_e(t))dt + \\
& + \int_{t_0+\Delta\tau_1}^{t_0+\tau} Q_t(M_{ek(k+1)}^g(t), \omega_e(t))dt + \int_{t_0+\tau}^{t_S} Q_t(M_{e(k+1)}^+(t), \omega_{e(k+1)}(t))dt + \\
& + \int_{t_S}^{t_B} Q_t(M_{e(k+1)}(t), \omega_{e(k+1)}(t))dt, \tag{3.36}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
Q_{AB}^N(t_0, \tau) = & \int_{t_A}^{t_0} Q_t(M_{ek}(t), \omega_{ek}(t))dt + \int_{t_0}^{t_0+\Delta\tau_1} Q_t(M_e^+(\omega_e(t)), \omega_e(t))dt + \\
& + \int_{t_0+\Delta\tau_1}^{t_0+\tau} Q_t(M_e^-(\omega_e(t)), \omega_e(t))dt + \int_{t_0+\tau}^{t_S} Q_t(M_{e(k+1)}^+(t), \omega_{e(k+1)}(t))dt + \\
& + \int_{t_S}^{t_B} Q_t(M_{e(k+1)}(t), \omega_{e(k+1)}(t))dt, \tag{3.37}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
Q_{AB}^M(t_0, \tau) = & \int_{t_A}^{t_0} Q_t(M_{ek}(t), \omega_{ek}(t))dt + \\
& + \int_{t_0}^{t_0+\tau} Q_t(M_{ek(k+1)}(t) = \text{const}, \omega_e(t))dt + \int_{t_0+\tau}^{t_S} Q_t(M_{e(k+1)}^+(t), \omega_{e(k+1)}(t))dt + \\
& + \int_{t_S}^{t_B} Q_t(M_{e(k+1)}(t), \omega_{e(k+1)}(t))dt. \tag{3.38}
\end{aligned}$$

Формула (3.35) чинна у разі  $\omega$ -керування тепловим двигуном (рис. 3.4), у разі  $g$ -керування двигуном витрата пального обчислюється за подібною до (3.35) формулою (36), але з іншими межами інтегрування (значення величини  $\Delta\tau_1$  на рис.3.13 і рис.3.14, загалом не однакові), розрахунок витрати палива у разі  $N$ -керування ведеться за формулою (3.37). Коли на гальмівних режимах роботи

двигуна подача палива в циліндри припиняється, то у виразах (3.35) та (3.36) другі доданки мають дорівнювати нулю:

$$\int_{t_0}^{t_0+\Delta\tau_1} Q_t(M_e^-(\omega_e(t)), \omega_e(t)) dt = 0; \quad (3.39)$$

а у виразі (3.37) дорівнює нулю третій доданок:

$$\int_{t_0+\Delta\tau_1}^{t_0+\tau} Q_t(M_e^-(\omega_e(t)), \omega_e(t)) dt = 0. \quad (3.40)$$

Співвідношення (3.39) і (3.40) практично завжди чинні, коли йдеться про автомобіль з дизельним двигуном. У разі реалізації  $M$ -керування витрату пального визначатимемо за формулою (3.38), яка складається з чотирьох доданків (відповідно до рис. 3.7).

### 3.5 Паливна характеристика автомобіля при розгоні автомобіля

Обираючи один із способів керування двигуном — чи  $\omega$ -, чи  $g$ -, чи  $N$ -, чи  $M$ -керування — і використовуючи відповідно рівняння чи (3.35), чи (3.36), чи (3.37), чи (3.38) для будь-якого значення  $t_i$  миті  $t$  початку і будь-якого значення  $\tau_j$  тривалості  $\tau$  буксування фрикціонів можна обчислити відповідні значення абсолютної витрати палива у разі реалізації фрагменту  $AB$  (рис. 3.2) програми  $v = V(t)$  руху автомобіля. На підставі цих обчислень в системі координат  $tOQ_{AB}$  можна побудувати так звану паливну характеристику сумісної роботи двигуна, коробки передач (трансмисії) та фрикціонів (рис. 3.17—3.19).

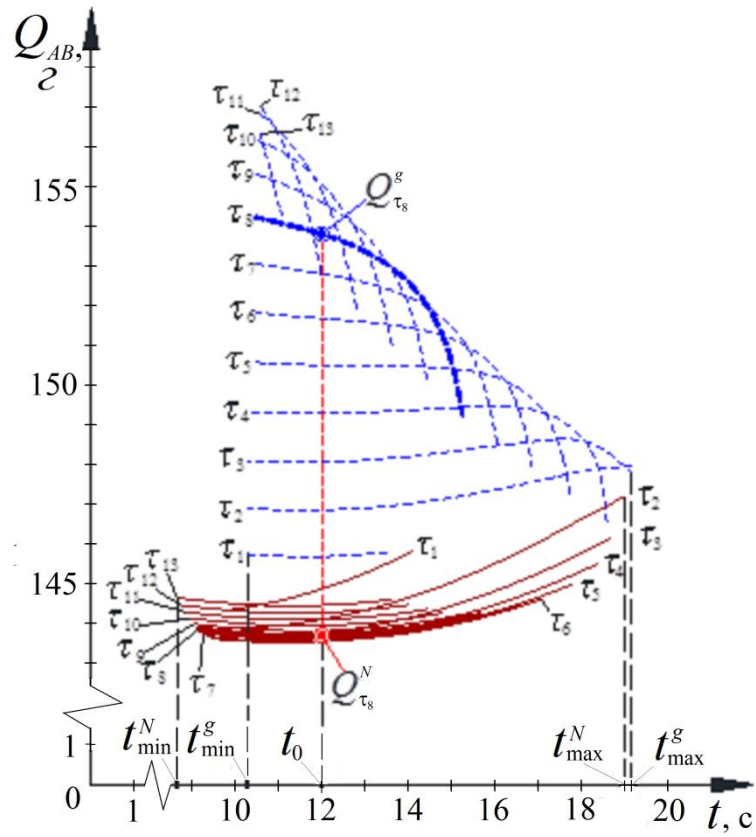


Рисунок 3.17 — Паливні характеристики для  $N$  - і  $g$  -керувань

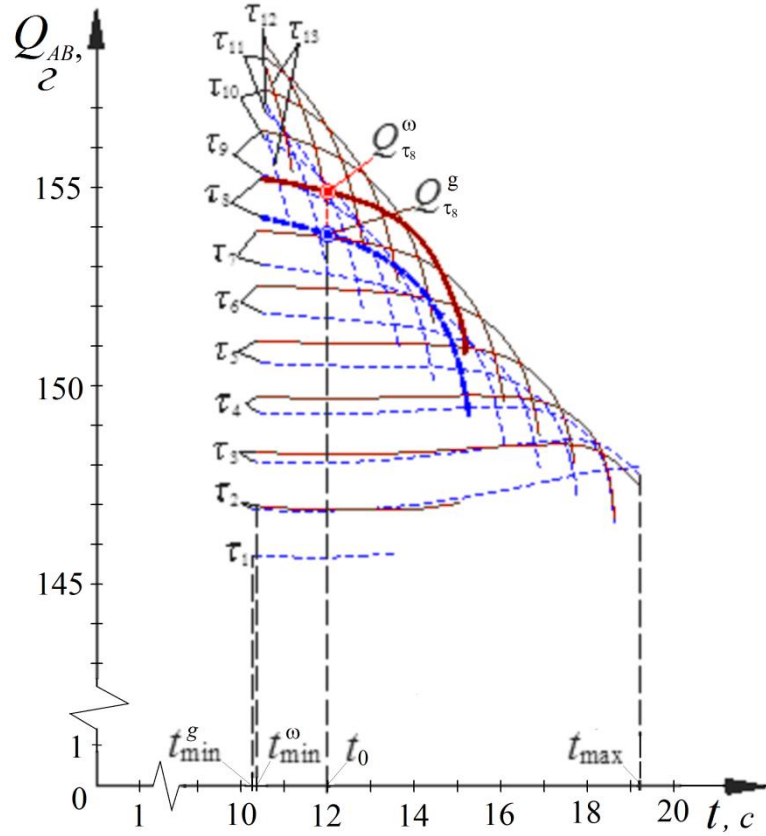


Рисунок 3.18 — Паливні характеристики для  $g$  - та  $\omega$  - керувань

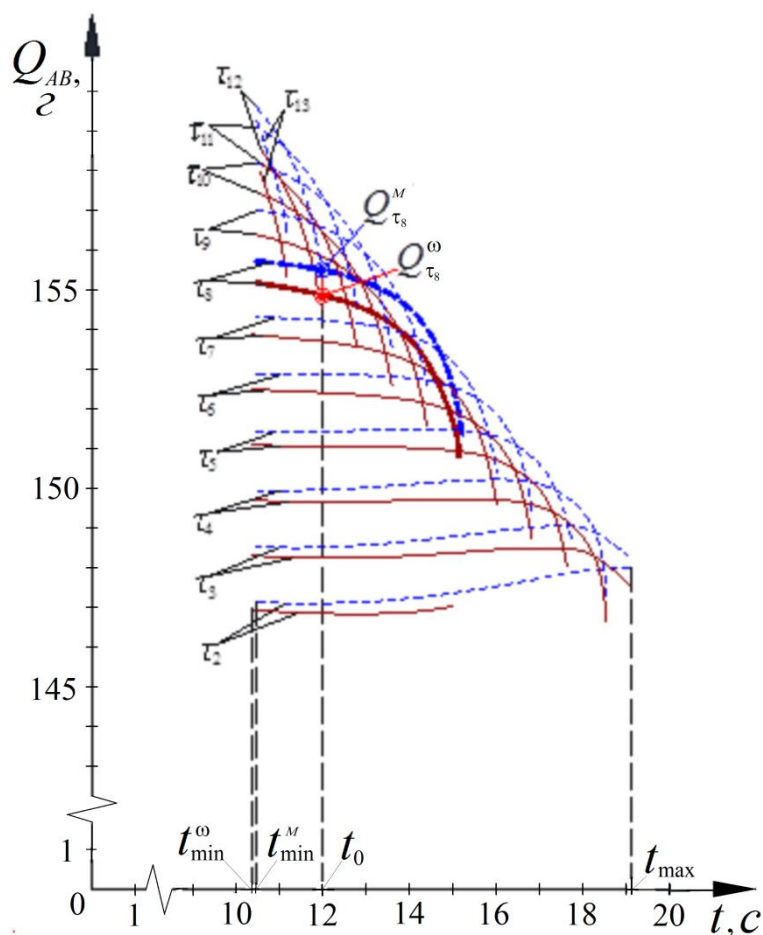


Рисунок 3.19 — Паливні характеристики для  $\omega$ - та  $M$ -керувань

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. 3.17,  $Q_{AB}^g(t_i, \tau_j = \text{const})$  і  $Q_{AB}^\omega(t_i, \tau_j = \text{const})$  — на рис. 3.18 та  $Q_{AB}^\omega(t_i, \tau_j = \text{const})$  і  $Q_{AB}^M(t_i, \tau_j = \text{const})$  — на рис. 3.19 (верхні індекси  $N$ ,  $g$ ,  $\omega$ ,  $M$  позначають відповідно програми  $N$ -,  $g$ -,  $\omega$ -,  $M$ -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  $t_i, \tau_j$ ,  $Q_{AB}$  стоять конкретні числа, які на рисунках задля їх спрощення не відображені).

Стосовно виділених режимів (програм, алгоритмів) керування тепловим двигуном при якомусь заданому  $t_0$  для багатьох значень тривалості  $\tau$  буксування

фрикціонів (приміром, для  $\tau = \tau_8$ , див. рис. 3.17, 3.18 та 3.19) справджується нерівність

$$Q_{\tau_8}^N < Q_{\tau_8}^g < Q_{\tau_8}^\omega < Q_{\tau_8}^M. \quad (3.41)$$

Зокрема, можна з'ясувати, приміром, що у разі  $\tau = \tau_8$

$$\frac{Q_{\tau_8}^g}{Q_{\tau_8}^N} = 1,06, \quad \frac{Q_{\tau_8}^\omega}{Q_{\tau_8}^N} = 1,07, \quad \frac{Q_{\tau_8}^M}{Q_{\tau_8}^N} = 1,08 \quad (3.42)$$

— 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  $\omega$ -, чи з  $M$ -керуванням)  $g$ -керування має не таку вже й суттєву перевагу, як мало б здаватися.

Зокрема, вантажний автомобіль масою 7060 кг з дизельним двигуном відтворюючи задану програму розгону довжиною 275 м, зі сталим сумарним коефіцієнтом дорожнього опору 0,015 за результатами математичного моделювання витратитиме, залежно від обраного способу керування двигуном, наступні найменші значення абсолютної витрати палива. Для  $N$ -керування - 143,424 г;  $g$ -керування - 145,72 г;  $\omega$ -керування 147,05 г і  $M$ -керування 147,82 г.

Отже, форсовані способи керування двигуном мають незаперечну перевагу над нефорсованими. Але, аналізуючи паливовитратні характеристики легко бачити, що поверхні  $Q_{AB}^M$  і  $Q_{AB}^\omega$  взаємоперетинаються (див. рис. 3.19). Також мають лінію взаємоперетину поверхні  $Q_{AB}^\omega$  і  $Q_{AB}^g$  (див. рис. 3.18). Це вказує на те, що існують такі поєднання допустимих значень параметрів  $t_i$  та  $\tau_j$ , для яких витрата пального є або більшою, або меншою, а також однаковою — такою, що зникають підстави надавати перевагу суто  $g$ - чи  $\omega$ -, або  $\omega$ - чи  $M$ -способові керування. Отож, беззастережного

загального висновку про доцільність застосування чи тільки  $g$ -, чи тільки  $M$ -, чи тільки  $\omega$ -керування тепловим двигуном в процесі перемикання передач робити не можна. Виявляється, що при збільшенні значення параметра  $\tau_j$  (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. 3.17, можна помітити, рис. 3.20, що беззаперечно існують оптимальні значення величин  $t_0 = t_0^*$  і  $\tau = \tau^*$  — координати точки мінімуму на поверхні  $Q_{AB} = Q_{AB}^N(t, \tau)$ .

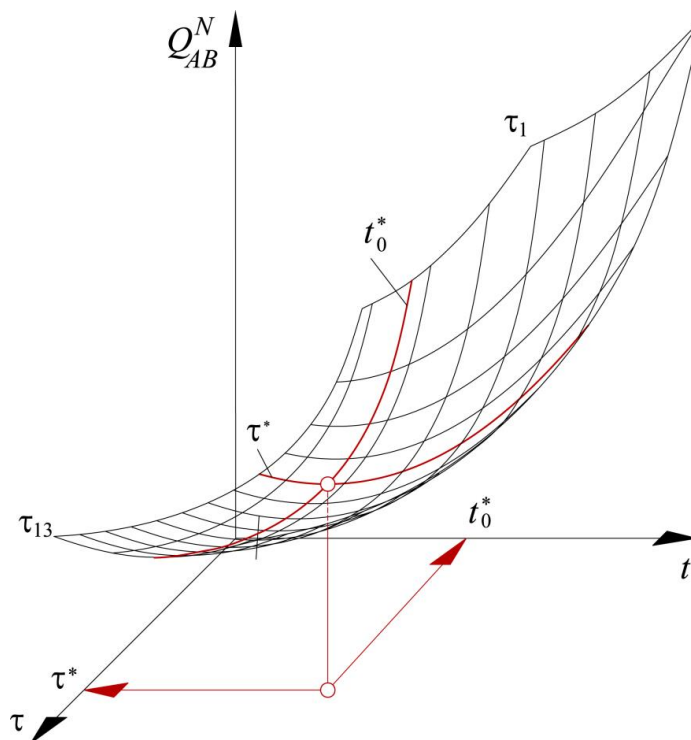


Рисунок 3.20 — Існування оптимальних параметрів процесу перемикання передач у разі розгону автомобіля

Тож тривалість буксування фрикціонів не обов'язково має бути якомога меншою, хоча само по собі буксування — це власне розвіювання енергії.



Сповідуючи принцип (глобальної, але не завжди локальної) непорушності обраної водієм програми руху автомобіля, нема підстав 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, не протиставляючись його бажанням). 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.

Нехай необхідно обґрунтувати закони керування двигуном і трансмісією для коробки передач, в якій передача обертового моменту через обидва фрикціони відбувається тільки зі знаком «плюс». Таку трансмісію, до певної міри, можна вважати «ідеальною». Наближеними за своїми характеристиками під час перемикань до такої є трансформатори з активною синхронізацією ведучих і ведених фрикціонів. Відтак з припущення про передачу обертового моменту одночасно обидвох фрикціонів випливає, що незначна зміна програми руху відбуватиметься лише за рахунок різниці швидкості обертів ведучих і ведених ланок за будь-яких значень параметрів  $t_0$  і  $\tau$ . Тому фактичну мить закінчення синхронізації фрикціонів  $t_\phi$  можна вважати рівною миті  $t_0 + \tau$ .

Отже в системі координат  $\omega_e ON_e$  для відтворення програми руху  $AB$  (рис. 3.21) лінія  $R_k^{tA} - R_k^{t_0} - a - b - c - d - R_{k+1}^{t_0+\tau} - R_{k+1}^{tB}$  відображає  $\omega$ -керування; лінія  $R_k^{tA} - R_k^{t_0} - a - b' - c' - c'' - d' - R_{k+1}^{t_0+\tau} - R_{k+1}^{tB}$  відображає  $g$ -керування; лінія  $R_k^{tA} - R_k^{t_0} - e - e' - f - R_{k+1}^{t_0+\tau} - R_{k+1}^{tB}$  відображає  $M$ -керування двигуном (рис. 3.21, *a*). Усі наведені способи керування двигуном за обраних параметрів  $t_0$  і  $\tau$  не залучають зовнішні режими, а відтак, не належать до форсованих.

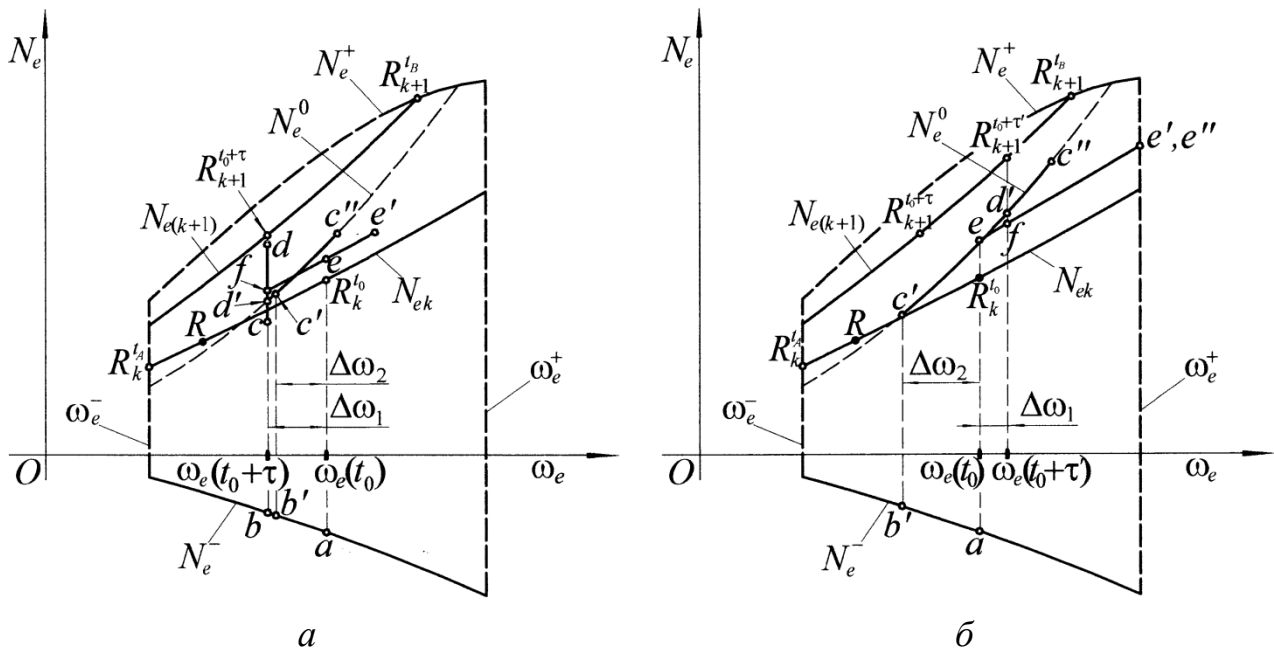


Рисунок – 3.21. Суміщення характеристик двигуна і східчастої «ідеальної» трансмісії автомобіля при розгоні

Але загалом задіювати зовнішні режими, приміром, при  $M$ -керуванні двигуном все-таки за певних обставин доводиться. Для унаочнення цього твердження достатньо збільшити тривалість перемикання до деякого певного значення  $\tau' > \tau$  (мить початку перемикання залишимо незмінною  $t_0$ ). Відтак, режим роботи двигуна  $R$  змінюватиметься вздовж лінії  $R_k^{t_A} - R_k^{t_0} - e - e' - e'' - f - R_{k+1}^{t_0+\tau'} - R_{k+1}^{t_B}$  (рис. 3.21, б). Отож, таке перемикання слід відносити до форсованих власне через наявність горизонтальної ділянки  $e' - e''$ , що належить лінії  $\omega_e = \omega_e^+ = \text{const}$  (рис. 3.22, б).

Організувати ж перемикання передач з тривалістю роботи фрикціонів  $\tau'$   $\omega$ -керуванням уже не вдасться, оскільки швидкість обертання вала двигуна на початку перемикання виявилась меншою за швидкість в кінці процесу роботи фрикціонів, тобто,  $\omega_e(t_0) < \omega_e(t_0 + \tau')$  (рис. 3.21, б). Отже, застосування  $\omega$ -керування обмежується параметром  $\tau_j$ . Цей спосіб керування можна застосовувати лише за умови  $\omega_e(t_i) > \omega_e(t_i + \tau_j)$ .

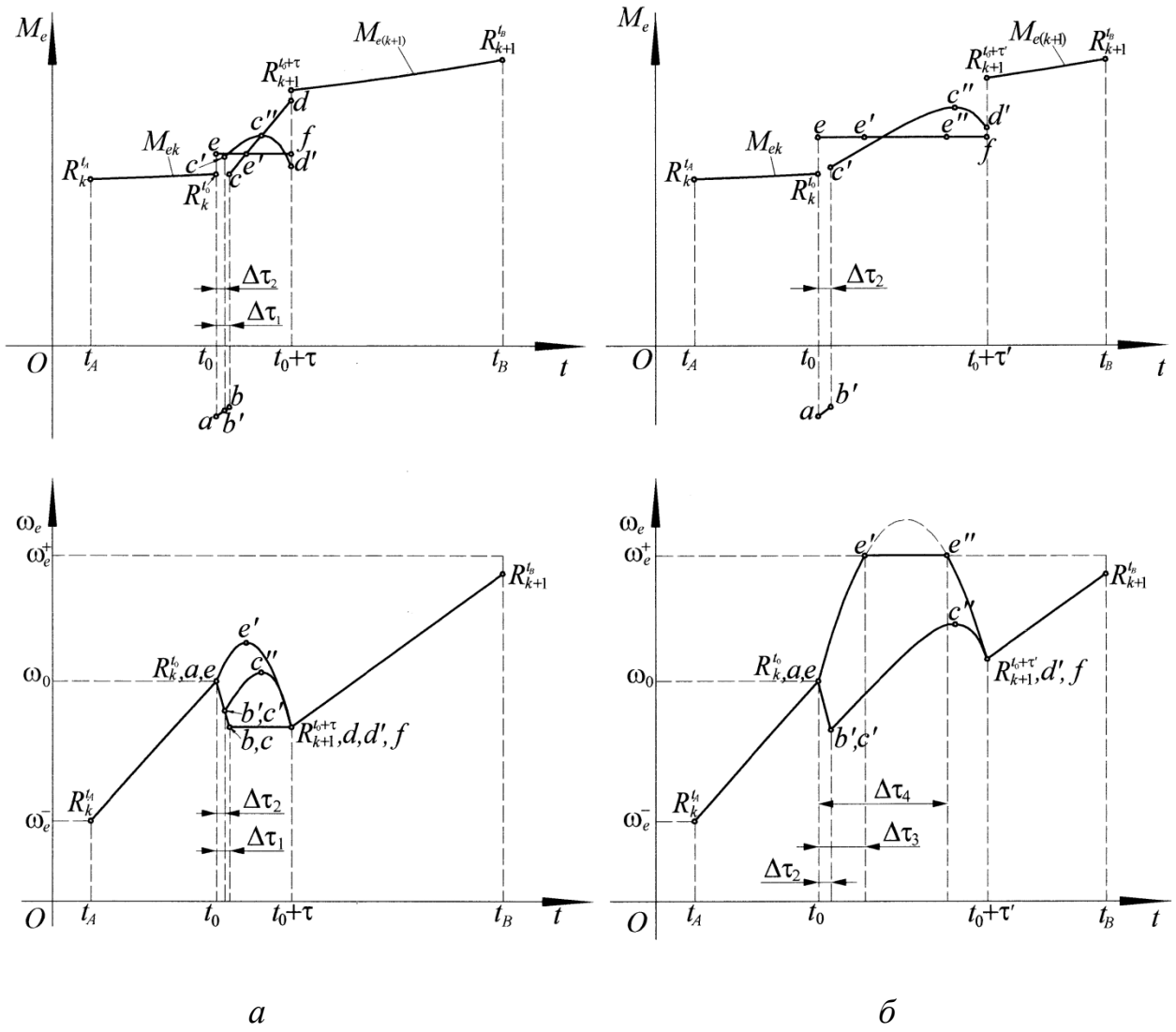


Рисунок 3.22- Програми зміни режимів роботи двигуна

Натомість, на відміну від  $\omega$ -керування, здійснити перемикання передач за обраних параметрів  $t_i = t_0$  та  $\tau_j = \tau'$   $g$ -керуванням цілком реально (рис. 3.21, б; 3.22, б).

Для будь-якої варіації значень миті початку  $t_i$  і тривалості  $\tau_j$  буксування фрикціонів на рис. 3.23 подано значення абсолютної витрати палива у разі реалізації, знову ж таки, фрагменту  $AB$  програми  $v = V(t)$  руху автомобіля. Паливна характеристика системі координат  $tOQ_{AB}$  для заданої пари передач відображена сімействами кривих  $Q_{AB}^g(t_i, \tau_j = \text{const})$  і  $Q_{AB}^M(t_i, \tau_j = \text{const})$  на рис. 3.23, а та  $Q_{AB}^g(t_i, \tau_j = \text{const})$  і  $Q_{AB}^\omega(t_i, \tau_j = \text{const})$  на рис. 3.23, б.

Стосовно вирізнених раніше режимів керування тепловим двигуном при заданому  $t_0$  у разі не надто великої тривалості  $\tau$  буксування фрикціонів (приміром, у разі  $\tau = \tau_2$ , рис. 3.23) можна виснувати, зокрема, що  $Q_{\tau_2}^{\omega} < Q_{\tau_2}^g < Q_{\tau_2}^M$ . Висновок  $Q_{\tau_9}^g < Q_{\tau_9}^M$  залишатиметься вірним і тоді, коли значення параметра  $\tau_j$  зростатиме до рівня  $\tau'$  (на рис. 3.23  $\tau' = \tau_9$ ).

На рис. 3.23, *a* точки  $Q_{\tau_2}^M$  і  $Q_{\tau_9}^g$  збігаються. Очевидно, що  $\omega$ - та  $g$ -керування тепловим двигуном в процесі перемикання передач виявилися енергоощаднішими в порівнянні з  $M$ -керуванням.

Надавати перевагу  $M$ -керуванню двигуном, на перший погляд, немає вагомих підстав. Але, аналізуючи паливовитратну характеристику легко бачити, що поверхні  $Q_{AB}^g$  належать дві лінії взаємоперетину з поверхнями  $Q_{AB}^M$  (рис. 3.23, *a*) та  $Q_{AB}^{\omega}$  (рис. 3.23, *б*). Це вказує на той факт, що існують такі поєднання допустимих значень параметрів  $t_i$  та  $\tau_j$ , для яких витрата пального є однаковою і такою, що зникають підстави надавати перевагу  $g$ - чи  $\omega$ -, або  $g$ - чи  $M$ -способові керування. Отож, однозначного висновку про доцільність застосування, зокрема, тільки  $\omega$ -керування тепловим двигуном в процесі перемикання передач робити не можна.

Виявляється, чим більшим є значення параметра  $\tau_j$  (тривалості буксування фрикціонів), тим меншим є діапазон добору допустимої миті перемикання  $t_i$  для усіх без винятку способів керування двигуна. Зокрема, в точці  $B$  ( $\omega$ -керування, див. рис. 3.7, *б*), а також в точці  $F$  ( $g$ -керування) та точці  $A$  ( $M$ -керування) (рис. 3.7, *a*) свобода вибору взагалі зникає. Діапазон зміни параметра  $\tau_j$  для доволі ощадного  $\omega$ -керування незначний. В точці  $B$  тривалість перемикання дещо більша за  $\tau_{10}$ . Способи  $g$ -керування та  $M$ -керування двигуном обмежені тривалостями роботи фрикціонів, відповідно, значеннями дещо більшими за  $\tau_{20}$  та  $\tau_{23}$ .

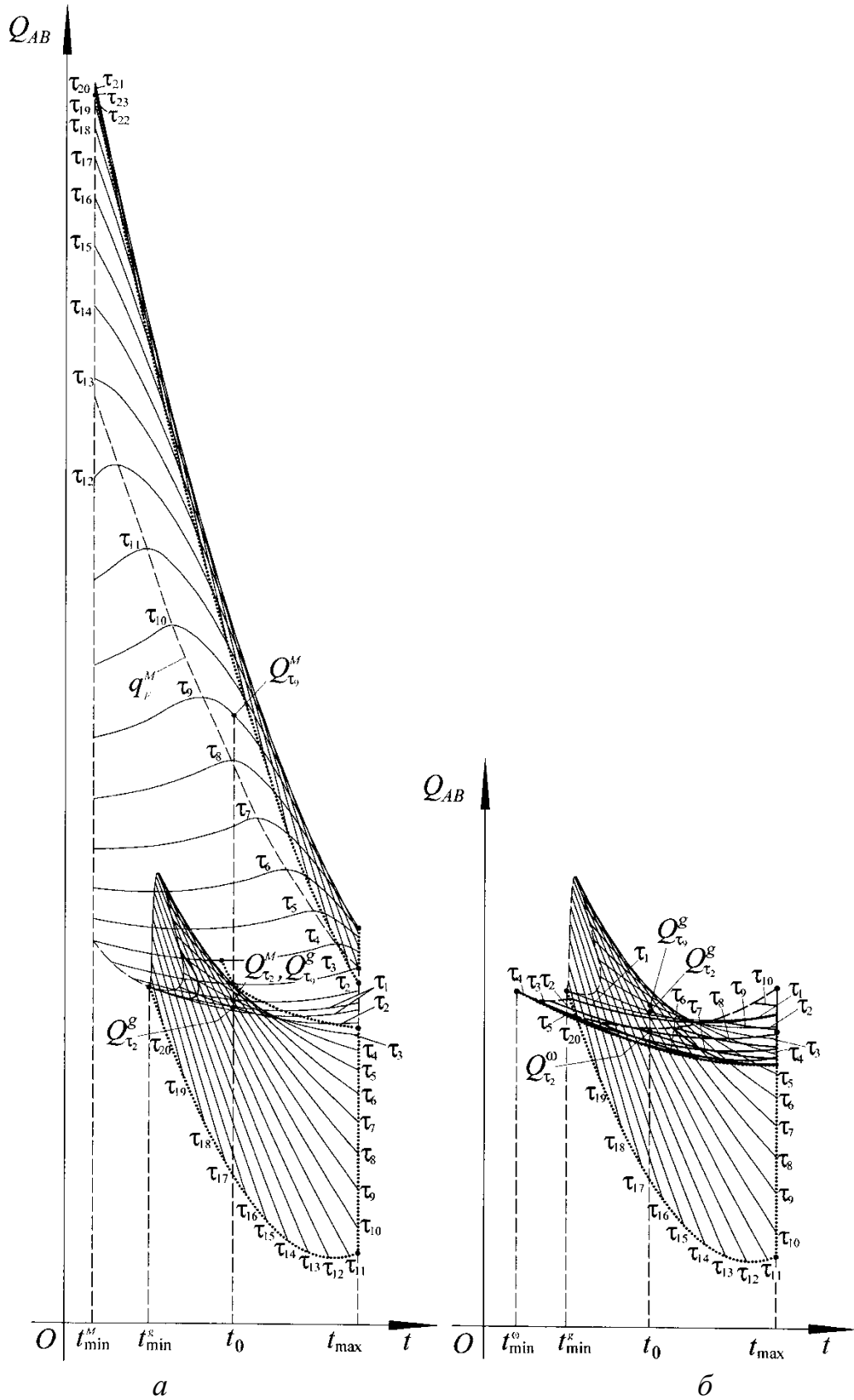


Рисунок 3.23- Паливні характеристики автомобіля у процесі руху на ділянці АВ (рис. 3.2)

Відтак, найбільш неощадний спосіб  $M$ -керування (див. рис 3.23,  $a$ ) вирізняється з-поміж інших найбільшим діапазоном зміни параметрів  $t_i$  ( $t_{\min}^M$  —  $t_{\max}$ ) та  $\tau_j$  ( $\tau_1$  —  $\tau_{23}$ ). Особливо чутливим до вибору параметрів  $t_i$  та  $\tau_j$  щодо паливоощадності є  $g$ -керування двигуном. З рис. 3.23 видно, що, по-перше, задіювати цей спосіб керування можна доволі пізно, з деякої миті  $t_{\min}^g$  ( $t_{\min}^M < t_{\min}^\omega < t_{\min}^g$ ), а по-друге, при збільшенні тривалості роботи фрикціонів абсолютна витрата палива  $Q_{AB}^g$  для пізніх перемикачів суттєво менша ніж для ранніх.

Форсовані способи керування двигуном за певних обставин можуть виявитись ефективнішими за нефорсовані навіть з огляду на паливоощадність. Частково ознака форсованості притаманна  $M$ -керуванню. На рис. 3.23,  $a$  вирізнено лінію  $q_F^M$ , яка з'єднує точки максимумів на кривих  $Q_{AB}^M(t_i, \tau_j = \text{const})$ . Праворуч від лінії  $q_F^M$  розташовані точки ізоліній  $Q_{AB}^M(t_i, \tau_j = \text{const})$ , кожна з яких, власне, і відповідає миті  $t_i$  початку перемикачів передач, коли доводиться застосовувати форсовані режими керування двигуном. Менші значення витрати пального праворуч від лінії  $q_F^M$ , аніж ліворуч, доводять ще раз те, що застосування форсованих режимів роботи двигуна в межах реалізації одного способу керування двигуном часто є вельми доцільним.

Розгляньмо окремо паливну характеристику, відповідну  $M$ -керуванню, рис. 3.24. На множині різних фіксованих значень параметра  $\tau_j = \tau \leq \tau_\alpha$  ( $\tau_4 \leq \tau_\alpha \leq \tau_5$ ) оптимальні значення параметра  $t = t_j$  відповідають точкам лінії  $AB'$ , де справджується рівність

$$\frac{\partial Q_{AB}(t_i; \tau_j)}{\partial t_i} = 0.$$

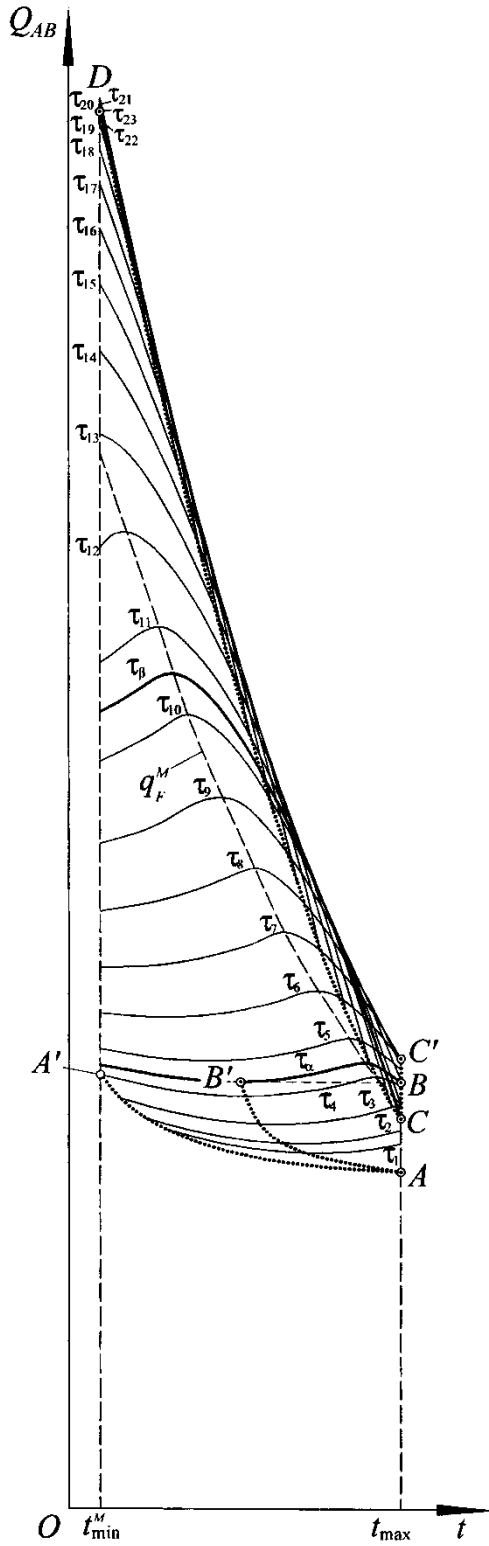


Рисунок 3.24- Оптимальні поєднання параметрів процесу перемикання передач у разі M-керування двигуном

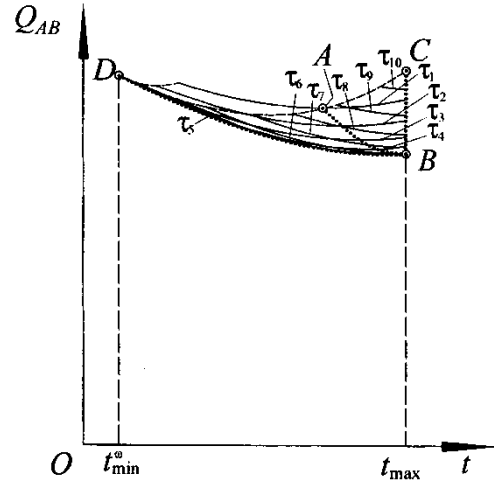


Рисунок 3.25- Оптимальні поєднання параметрів процесу перемикання передач у разі  $\omega$ -керування двигуном

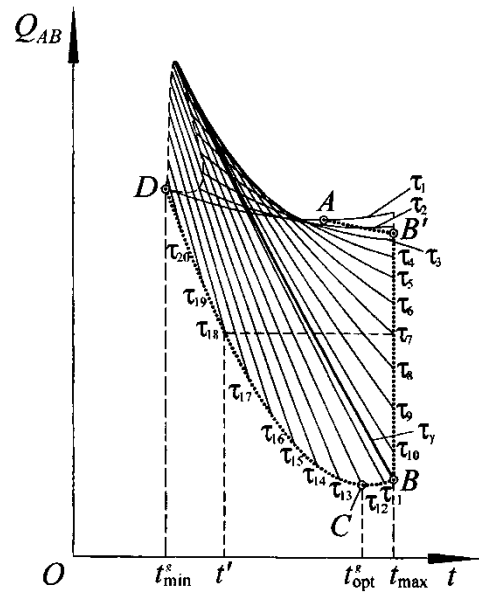


Рисунок 3.26 - Оптимальні поєднання параметрів процесу перемикання передач у разі g-керування двигуном

Саме в цих точках витрата пального мінімальна. При зростанні  $\tau$  в межах  $\tau_\alpha \leq \tau \leq \tau_7$  оптимальні поєднання параметрів відобразатиме відрізок  $BC'$  вертикальної прямої, а при зростанні  $\tau$  в межах  $\tau_7 \leq \tau \leq \tau_\beta$  ( $\tau_{10} \leq \tau_\beta \leq \tau_{11}$ ) — відрізок  $C'C$  вертикальної прямої. І нарешті, відрізок  $CD$  відбиває в собі параметричну оптимальність у разі  $\tau_\beta \leq \tau \leq \tau_7$ . А от на множині різних значень параметра  $t = t_j$  параметричну оптимальність відобразатимуть точки обвідної лінії  $AA'$ .

Звісно, впадає у вічі те, що попарні поєднання параметрів  $t$  і  $\tau$ , відповідні точкам лінії  $AA'$ , гарантують вищу паливну економність, аніж ті, що відповідають лінії  $AB' \cup BC' \cup C'C \cup CD$ . У разі застосування  $M$ -керування двигуном, виявляється, недоречно надмірно збільшувати тривалість  $\tau$  буксування фрикціонів. І взагалі, в даному разі єдина точка  $A$  ідентифікує найкраще поєднання параметрів: мить  $t$  початку перемикавання передач має бути відкладена на якнайпізніше, а тривалість  $\tau$  буксування фрикціонів повинна бути якнайменшою.

Тепер звернімося до  $\omega$ -керування, рис. 3.25. На множині різних значень параметра  $\tau$  кращі значення параметра  $t$  визначають точки ламаної лінії  $ABC$ , а на множині різних значень параметра  $t$  кращі значення параметра  $\tau$  визначають точки обвідної лінії  $BD$ . Тут глобальний оптимум відображає точка  $B$ : знову мить  $t$  початку перемикавання передач має бути відкладена на якнайпізніше, а от тривалість  $\tau$  буксування фрикціонів не повинна бути якнайменшою ( $\tau \approx \tau_5$ ).

Значно цікавішим є  $g$ -керування, рис. 3.26. На множині різних значень параметра  $\tau$  кращі значення параметра  $t$  визначають точки ламаної лінії  $AB'BCD$ , а на множині різних значень параметра  $t$  кращі значення параметра  $\tau$  визначають точки частини  $BCD$  цієї ж лінії. Якщо  $\tau \leq \tau_\gamma$  ( $\tau_{10} \leq \tau_\gamma \leq \tau_{11}$ ), то перевагу мають якнайпізніші перемикавання ( $t = t_{\max}$ ). Пізні перемикавання передач, як легко бачити, можуть мати рівноцінні за енергоощадністю ранні перемикавання. Ось приклад: у разі відносно малої тривалості  $\tau = \tau_7$  буксування фрикціонів перемикавання передач повинно бути якнайпізнішим ( $t = t_{\max}$ ); але така сама витрата пального досягається і



при у 2,5 разу більшій тривалості  $\tau \approx \tau_{18}$  буксування, що поєднується з раннім перемикання передач ( $t = t' \ll t_{\max}$ ). Глобальний оптимум ідентифікується точкою  $C$  (точкою  $(t, \tau) = (t_{\text{opt}}, \tau_{12})$ ).

### 3.6 Паливовитратна характеристика автомобіля на режимах сповільнення з одночасним перемиканням передач

Нехай потрібно уповільнити автомобіль, здійснюючи водночас перемикання передач з вищої на нижчу в трансмісії, схема якої зображена на рис. 3.27. При цьому в заданому інтервалі часу  $t_A - t_B$  бажано якнайточніше відтворити фрагмент  $AB$  деякої програми  $v = V(t)$  руху автомобіля [129] зі сталим (загалом довільним) сповільненням (рис. 3.28).

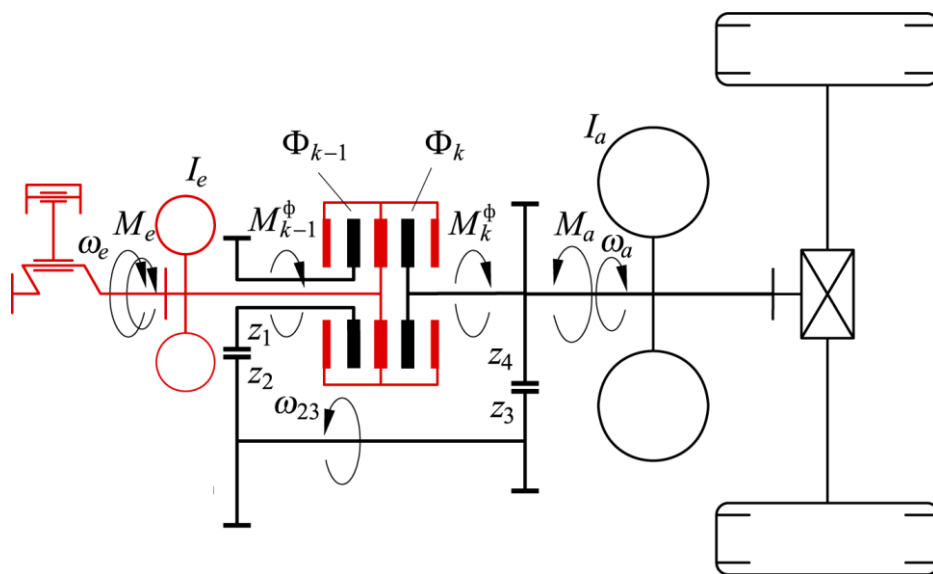


Рисунок 3.27 — Схема трансмісії автомобіля у період перемикання передач

«униз»

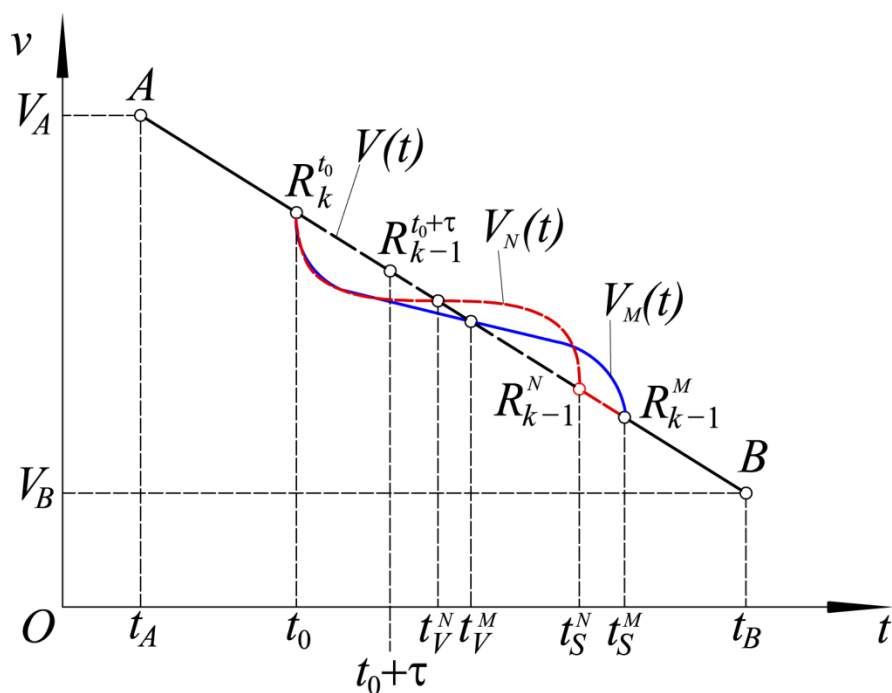
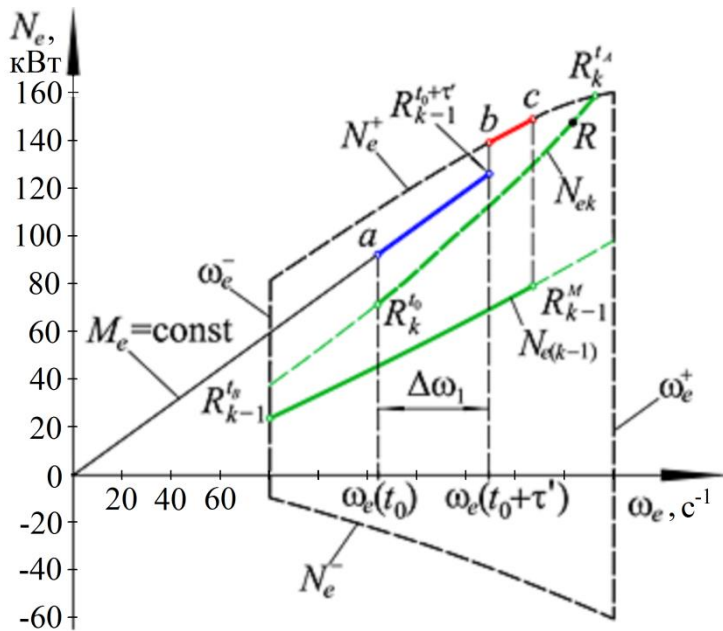


Рисунок 3.28 — Фрагменти програм сповільнення автомобіля

Звісно, обрана водієм програма сповільнення, як і при розгоні, не повинна б змінитись. І звісно ж, автомат не повинен коректувати вибір водія. Але відхилення, скажімо відхилення  $V_* = V_N(t)$  чи  $V_* = V_M(t)$ , від заданої програми  $V(t)$  руху (див. рис. 3.28) все ж можливі через згадувані раніше технічні обмеження. Але так само, як і при розгоні автомобіля, можна висунути логічну вимогу, аби у деяку мить  $t_* = t_S^*$  ( $t_S^* = t_S^N$  чи  $t_S^* = t_S^M$ , див. рис. 3.28) після перемикання передач наслідків відхилення програми руху не можна було віднайти. А це означає, що в цю мить мають справдитися умови (3.1) та (3.2). Цей фрагмент програми руху транспортного засобу повністю чи частинами можна втілити, примушуючи двигун працювати на множинах режимів  $R$ , відображуваних деякими кривими  $N_e = N_{ek}(\omega_e)$  чи  $N_e = N_{e(k-1)}(\omega_e)$  відповідно на  $k$ -й чи  $(k-1)$ -й передачах (рис. 3.29, 3.30).

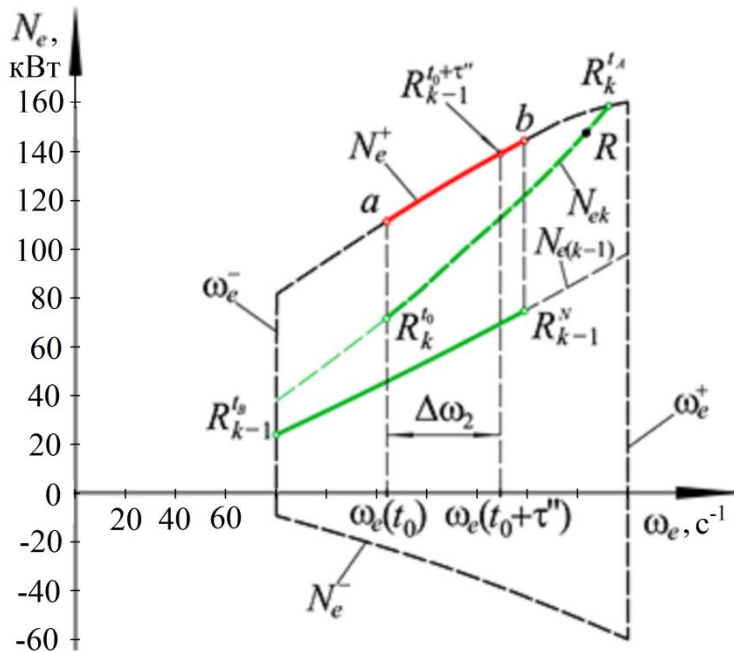
Множині зовнішніх режимів, так само, як і при розгоні, належать режими  $R_k^{t_A}$  та  $R_{k-1}^{t_B}$  роботи двигуна, відповідні початку  $A$  і кінцю  $B$  заданої програми руху машини (митям  $t_A$  і  $t_B$ , див. рис. 3.28). В такому разі обрану програму руху  $v = V(t)$  можна буде реалізувати, використовуючи обов'язково дві передачі трансмісії;

перемикання передач з  $k$ -ї на  $(k-1)$ -у має відбутися, коли двигун досягне при увімкненій  $k$ -й передачі якогось режиму на лінії  $N_{ek}(\omega_e)$ , див. рис. 3.28 і 3.29.



$$R_k^{tA} - R_k^{t0} - a - R_{k-1}^{t0+\tau'} - b - c - R_{k-1}^M - R_{k-1}^{tB}$$

Рисунок 3.29 — М-Керування двигуном при русі автомобіля зі сталим сповільненням



$$R_k^{tA} - R_k^{t0} - a - R_{k-1}^{t0+\tau''} - b - R_{k-1}^N - R_{k-1}^{tB}$$

Рисунок 3.30 — N-Керування двигуном при русі автомобіля зі сталим сповільненням

Хай режим  $R$  роботи двигуна, пересуваючись вліворуч 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 вказує на те, з якою миттю програми руху машини збігається початок процесу перемикання передач; зокрема, 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  $t_0$  на програмі руху  $v = V(t)$ , див. рис. 3.28. Власне в цю мить  $t_0$  розпочинають працювати фрикціони  $\Phi_k$  і  $\Phi_{k-1}$ , та так, щоб через деякий фіксований час  $\tau$  повного вмикання  $(k-1)$ -ї передачі режим роботи двигуна збігся з режимом  $R_{k-1}^{t_0+\tau}$ , належним певній кривій  $N_e = N_{e(k-1)}(\omega_e)$ . Цифра нижнього індексу в позначенні  $R_{k-1}^{t_0+\tau}$  вказує на номер увімкненої після перемикання передачі. Верхній символ вказує на мить  $t = t_0 + \tau$  закінчення перемикання.

Процес зміни впродовж часу  $\tau$  режиму роботи двигуна внаслідок перемикання передач фрикціонами  $\Phi_k$  і  $\Phi_{k-1}$  залежить від обраного способу керування двигуном та фрикціонами. 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 програми руху машини. Звісно ж, за мить  $t_0$  початку перемикання передач може бути взята довільна інша мить  $t_i$  відтворення програми руху автомобіля (див. рис. 3.28); і замість величини  $t_0 + \tau$ , що відповідає миті завершення роботи фрикціонів, можна оперувати також якоюсь іншою допустимою величиною  $t_i + \tau_j$ .

Фрикціони  $\Phi_k$  і  $\Phi_{k-1}$  сумісно повинні забезпечити перехід  $R_k^{t_i} \rightarrow R_{k-1}^{t_i+\tau_j}$  режиму  $R$  роботи двигуна з кривої  $N_{ek}(\omega_e)$  на криву  $N_{e(k-1)}(\omega_e)$  без зміни заданої програми руху автомобіля.

Але навіть це конкретне завдання можна виконати, втілюючи найрізноманітніші програми пробуксовування фрикційних елементів. Відстежуючи відповідну втілюваній програмі керування витрату палива, можна ставити задачу про пошук енергоощадних законів перемикання передач.

### 3.7 Алгоритм перемикання передач у разі сповільнення автомобіля

Відповідно до наведеної на рис. 3.27 схеми можна укласти такі аналітичні співвідношення

$$M_e - I_e \frac{d\omega_e}{dt} = M_k^\phi + M_{k-1}^\phi = M_{k(k-1)}^\phi, \quad (3.43)$$

$$M_k^\phi + \frac{M_{k-1}^\phi}{u_{k-1}} = M_a, \quad (3.44)$$

де  $M_k^\phi$  і  $M_{k-1}^\phi$  — обертові моменти, створювані фрикціями  $\Phi_k$  і  $\Phi_{k-1}$ ;  $M_k^\phi \omega_e \geq 0$ ,  $M_{k-1}^\phi \omega_e \geq 0$ ;  $u_k$  — передатне відношення. Оскільки програма руху автотранспортного засобу є, знову-таки, заданою, то відомою в кожен мить часу є її величина

$$M_k^\phi(t) + \frac{M_{k-1}^\phi(t)}{u_{k-1}} \equiv M_a(t) \quad (3.45)$$

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

$$M_k^\phi + M_{k-1}^\phi = M_{k(k-1)}^\phi(t) = -ct + d, \quad (3.46)$$

де коефіцієнти  $c$  і  $d$ , як і при розгоні визначаються значеннями параметрів  $t_i$ ,  $t_i + \tau_j$  та координатами точок

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

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 (3.45) своєрідно відображає програму сумісної роботи двох фрикціонів в процесі перемикавання передач з  $k$ -ї на  $(k-1)$ -у. Для прикладу на рис. 25 наведено програму перемикавання фрикціонів  $\Phi_k$  і  $\Phi_{k-1}$  (рис. 3.27) у формі програм зміни з плином часу моментів тертя  $M_k^\Phi$  і  $M_{k-1}^\Phi$  власне з дотриманням умови (3.45).

Отож, співвідношення (3.43) і (3.44) разом однозначно визначають програми  $M_k^\Phi = M_k^\Phi(t)$  і  $M_{k-1}^\Phi = M_{k-1}^\Phi(t)$  роботи фрикціонів  $\Phi_k$  і  $\Phi_{k-1}$  (через параметри  $c$ ,  $d$ ,  $u_{k-1}$ , час  $t$  та відому функцію  $M_a = M_a(t)$ ):

$$M_k^\Phi = \frac{M_a(t)u_{k-1} + ct - d}{u_{k-1} - 1}, \quad (3.47)$$

$$M_{k-1}^\Phi = \frac{ct - d + M_a(t)}{u_{k-1} - 1}. \quad (3.48)$$

Відтворити лінійну програму  $v = V(t)$  сповільнення автомобіля в інтервалі часу  $t_A$  —  $t_B$  з реалізацією програми (3.3) перемикавання фрикціонів можна, зокрема, якщо режим роботи двигуна  $R$  пересуватиметься в системі координат  $\omega_e ON_e$  вздовж лінії  $R_k^{t_A} - R_k^{t_0} - a - R_{k-1}^{t_0 + \tau'} - b - c - R_{k-1}^M - R_{k-1}^{t_B}$ . Режим  $R_k^{t_A}$  має належати кривій  $N_e^+(\omega_e)$ , а режим  $R_{k+1}^{t_B}$  — лінії  $\omega_e^-$  (див. рис. 3.29).

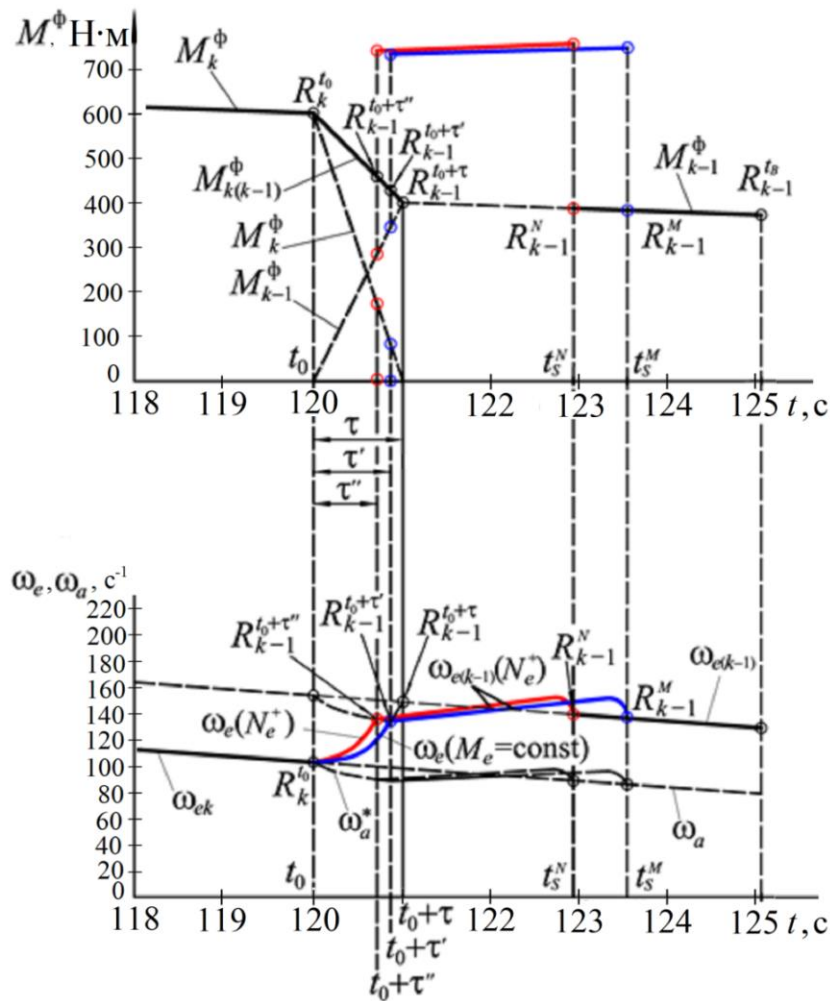


Рисунок 3.31 — Програма перемикання фрикціонів у разі сповільнення автомобіля

При цьому в процесі роботи (буксування) фрикціонів хай двигун «зобов'язаний» реалізувати сталий обертовий момент ( $M$ -керування). На рис. 3.23 відрізок  $a-R_{k-1}^{t_0+\tau'}$  якраз і відображає факт незмінності обертового моменту  $M_e$  в умові (43) у разі роботи фрикціонів.

Проте керувати двигуном можна іншим способом, зокрема, — форсовано (за алгоритмом  $N$ -керування). На рис. 3.30 вирізняє власне такі форсовані перехідні режими роботи двигуна, що, належать лінії  $N_e = N_e^+(\omega_e)$  — множині зовнішніх режимів, і можуть бути втілені під час роботи фрикціонів. В такому разі для обраної тривалості перемикання передач поточний режим роботи двигуна пересуватиметься вздовж ліній, відповідно,  $R_k^{tA} - R_k^{t0} - a - R_{k-1}^{t_0+\tau''} - b - R_{k-1}^N - R_{k-1}^{tB}$ . Робимо зміни у

позначенні верхнього символу режиму  $R_{k-1}^{t_0+\tau}$  — на рис. 3.29 замість  $\tau$  використано  $\tau'$ , а на рис. 3.30 — відповідно,  $\tau''$ .

Слід зазначити, що дотримання заданої програми руху продовж всього часу перемикання можливо тільки за певних умов. Швидкості проковзування (буксування) фрикціонів  $\Phi_k$  і  $\Phi_{k-1}$  (рис. 3.27) визначаються за формулами відповідно

$$\omega_{sk} = \omega_e - \omega_4 = \omega_e - \omega_a, \quad (3.49)$$

$$\omega_{s(k-1)} = \omega_e - \omega_1 = \omega_e - \frac{z_4 z_2}{z_3 z_1} \omega_4 = \omega_e - \frac{\omega_a}{u_{k-1}}, \quad (3.50)$$

де  $\omega_1$ ,  $\omega_4$  — швидкості обертання шестерень з кількостями зубів  $z_1$ ,  $z_4$ ;  $z_2$  і  $z_3$  — кількості зубів на шестернях проміжного вала коробки передач (швидкість обертання якого —  $\omega_{23}$ ).

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

$$\omega_e > 0, \omega_a > 0, \omega_{sk} = \omega_e - \omega_a \geq 0 \quad (3.51)$$

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

$$\omega_{s(k-1)} = \omega_e - \omega_a / u_{k-1} \quad (u_{k-1} < 1) \quad (3.52)$$

загалом для обох керувань може бути тільки від'ємною. Тому пряма передача обертового моменту можлива тільки для фрикціона вищої передачі



$$M_k^\phi \omega_{sk} = M_k^\phi \left( \omega_e - \frac{\omega_a}{u_k} \right) \geq 0 \quad (3.53)$$

$$M_{k-1}^\phi \omega_{s(k-1)} = M_{k-1}^\phi \left( \omega_e - \frac{\omega_a}{u_{k-1}} \right) \leq 0. \quad (3.54)$$

Відтак зворотне перегікання обертового моменту через фрикціон нижчої передачі призведе до відхилення від заданої програми руху (див. рис. 3.31, програма  $\omega_a = \omega_a^*(t)$  на нижній діаграмі). Тобто сповільнення автомобіля під час буксування фрикціонів перебігатиме більш інтенсивно. Тож фактична тривалість перемикування (синхронізації) виявиться дещо меншою від запланованої ( $t_0 + \tau$ ). Саме при  $M$ -керуванні фактична тривалість становитиме  $t_0 + \tau'$ , а при  $N$ -керуванні, відповідно,  $t_0 + \tau''$ . Загалом виконується умова  $\tau > \tau' > \tau''$ .

Отже, для обох способів керування двигуном на відтинку часу від  $t_0$  до  $t_0 + \tau'$  чи  $t_0 + \tau''$  програма  $v = V(t)$  руху автомобіля зазнає змін (див. рис. 3.28 — криві  $v = V_M(t)$  і  $v = V_N(t)$ ). З огляду на стратегію непорушності обраної програми руху, необхідно вжити заходів щодо «відновлення» програми  $v = V(t)$ . Для цього після закінчення буксування фрикціонів, починаючи з миті  $t_0 + \tau'$  для  $M$ -керування і миті  $t_0 + \tau''$  для  $N$ -керування, режим роботи двигуна повинен миттєво перейти на лінію  $N_e = N_e^+(\omega_e)$  і належати їй до якоїсь миті, відповідно,  $t_S^M$  і  $t_S^N$  коли небажані наслідки такого керування буде усунено (точки  $R_{k-1}^M$  і  $R_{k-1}^N$ ). На відміну від  $M$ -керування, при  $N$ -керуванні спостерігається незначне відхилення від програми  $V(t)$  (крива  $V_N(t)$  на рис. 3.27). Закінчення відхилення від програми  $V(t)$  відбуватиметься раніше, 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  $R_{k-1}^M$ , відповідно, маємо  $t_S^N < t_S^M$ . Отже, застосування динамічного керування, знову ж таки, невідчутно спотворює програму руху, на відміну від нединамічного.

Зворотнє перетікання обертового моменту через фрикціон нижчої передачі призводить, окрім вище сказаного, до корекції фактичної миті закінчення синхронізації ведучих і ведених елементів фрикціонів. Для обох способів керування двигуном вона настане дещо швидше від розрахункової миті  $t_0 + \tau$ . Цю мить слід приймати, як точку, яка належить закону керування фрикційними елементами  $\Phi_k$  і  $\Phi_{k-1}$ . Адже програма (рис. 3.28) перемикавання фрикціонів не зазнає змін за будь-яких способів керування двигуном.

Цією обставиною не слід нехтувати. Нагадаємо, що система автоматичного керування перемиканням передач повинна забезпечити плавне (без поштовхів і ударів) перемикавання фрикційних елементів.

З рис. 3.31 видно, що в мить закінчення фактичної синхронізації, значення обертових моментів фрикціонів  $\Phi_k$  і  $\Phi_{k-1}$  не відповідають умові закінчення процесу перемикавання:  $M_k^\phi = 0$  та  $M_{k-1}^\phi = M_a$ . Відтак в цю мить система автоматичного керування фрикційними елементами повинна забезпечити різке вимкнення фрикціону  $\Phi_k$  і повне увімкнення фрикціону  $\Phi_{k-1}$ . В іншому випадку, власне, відбуватиметься ударне (з поштовхом) вмикання передачі.

З огляду на сказане доречно розрізняти тривалість керування фрикціонами  $\tau$  і фактичну тривалість синхронізації  $\tau'$  ( $\tau''$ ). Об'єктивно можна відшукати такі закони керування фрикціонами (мінімальні значення  $\tau_{\min}$ ), при яких виконуватиметься ще й умова  $t_0 + \tau = t_0 + \tau_{\min}$ . За ознакою плавності перемикавання ці закони можна вважати оптимальними.

### **3.8 Ефективність законів перемикавання передач на режимах сповільнення автомобіля**

Обґрунтувати доцільність обрання того чи іншої способу керування двигуном у процесі перемикавання передач при сповільненні у разі заданих миті його початку  $t_i = t_0$  та тривалості роботи фрикціонів  $\tau_j = \tau$ , можна керуючись витратою палива

$Q_{AB}(t_i, \tau_j)$  у процесі відтворення заданого фрагменту програми  $v = V(t)$  руху транспортного засобу. Для визначення витрат палива використовуватимемо такі формули:

$$Q_{AB}^M(t_0, \tau) = \int_{t_A}^{t_0} Q_t(M_{ek}(t), \omega_{ek}(t)) dt + \int_{t_0}^{t_0 + \tau'} Q_t(M_{ek(k-1)}(t) = \text{const}, \omega_e(t)) dt + \\ + \int_{t_0 + \tau'}^{t_S} Q_t(M_{e(k-1)}^+(t), \omega_{e(k-1)}(t)) dt + \int_{t_S}^{t_B} Q_t(M_{e(k-1)}(t), \omega_{e(k-1)}(t)) dt, \quad (3.55)$$

$$Q_{AB}^N(t_0, \tau) = \int_{t_A}^{t_0} Q_t(M_{ek}(t), \omega_{ek}(t)) dt + \int_{t_0}^{t_0 + \tau''} Q_t(M_{ek(k-1)}^+(t), \omega_e(t)) dt + \\ + \int_{t_0 + \tau''}^{t_S} Q_t(M_{e(k-1)}^+(t), \omega_{e(k-1)}(t)) dt + \int_{t_S}^{t_B} Q_t(M_{e(k-1)}(t), \omega_{e(k-1)}(t)) dt. \quad (3.56)$$

Формули (3.55) і (3.56) застосовні у разі відповідно  $M$ - та  $N$ -керування двигуном (див. рис. 3.29, 3.30, відповідно).

На рис. 3.32 відображено паливну характеристику автомобіля на режимах сповільнення з одночасним перемиканням передач. З неї випливає, що витрата палива відчутно залежна від вибору миті  $t_0$  початку перемикання передач. На витраті палива помітно позначається й тривалість буксування фрикціонів  $\tau_j$  ( $j = \overline{1; 4}$ ,  $\tau_j < \tau_{j+1}$ ), особливо у разі нефорсованого способу  $M$ -керування двигуном (штрихові лінії на рис. 3.32). Очевидно, що сукупно  $N$ -керування перемиканням передач (суцільні лінії на рис. 3.26) є майже завжди енергоощаднішим у порівнянні з  $M$ -керуванням. Цікаво, що нефорсоване  $M$ -керування можна інтенсифікувати, зменшуючи тривалість  $\tau$  буксування фрикціонів. І це знову ж таки сприятиме заощадженню палива.

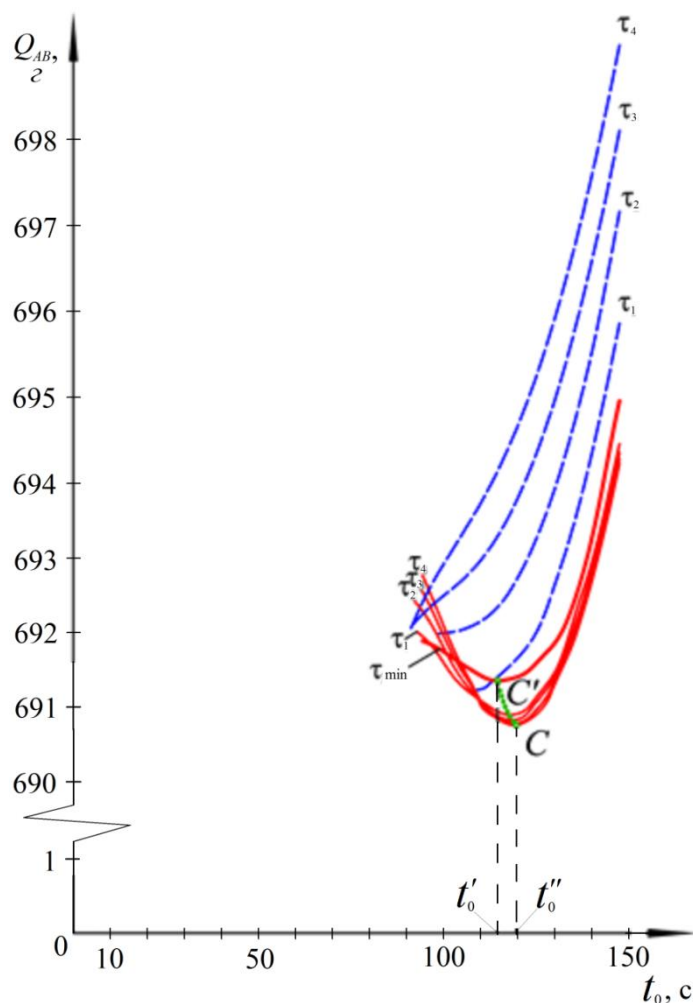


Рисунок 3.32 — Паливна характеристика автомобіля у разі сповільнення автомобіля на ділянці АВ (рис. 3.28)

За кожного фіксованого значення тривалості  $\tau_j$  форсованого процесу  $N$ -керування перемиканням передач оптимальну мить  $t_0$  початку перемикання можна відшукати як точку локального мінімуму відповідної залежності  $Q_{AB} = Q_{AB}(t_0; \tau_j = \text{const})$ . Такі екстремальні точки разом формують деяку лінію  $CC'$  оптимумів на множині всіх можливих значень  $\tau_j$ , на якій задовольняється умова  $\partial Q_{AB}(t_0; \tau_j) / \partial t_0 = 0$  локального екстремуму. Власне ця лінія дозволяє ідентифікувати ті оптимальні за паливоощадністю режими роботи двигуна, в мить реалізації яких власне й доцільно розпочинати перемикання передач. Але якщо величина  $\tau$  наперед ніяк не регламентована, то на початку множини  $(t'_0, t''_0)$

оптимальних значень величини  $t_0$  треба домагатись, щоб вона була якнайменшою  $\tau = \tau_{\min}$ , а потім зростала до певного значення  $\tau_4$  у міру зростання  $t_0$ . У разі нефорсованого  $M$ -керування слід було б надавати перевагу більш раннім оптимальним за паливоощадністю митям перемикавання. Пізні ж перемикавання надто не оощадні.

Отож форсованість (динамічність) перемикавання передач має незаперечні ознаки енергоощадності (ощадливої витрати палива) у разі реалізації програми сповільнення автомобіля, так само як і в процесі його розгону [56]. Незважаючи на те, що режим перемикавання фрикціонів тривалістю  $\tau_{\min}$  загалом поступається за паливною оощадністю перед форсованими режимами більшої тривалості, його перевагою є те, що тривалість керування фрикціонами і фактична тривалість синхронізації стають однаковими:  $t_0 + \tau_{\min} = t_0 + \tau''$ . І це, звісно, спрощує алгоритм керування фрикціонами, адже в такому разі вдається простішими засобами уникнути ударного (з поштовхом) вмикання передачі.

В теорії керування автоматичною трансмісією автомобіля досконалість перехідних процесів пересічно оцінюють втратами (рівнем, ступенем розвіювання) енергії в період перемикавання передач. Тож постає запитання: чи суперечить принцип непорушності обраної водієм програми руху автомобіля цьому «класичному» критерію?

Кількість енергії, що підводиться безпосередньо до коробки передач в процесі її перемикавання, можна визначити за формулою

$$\begin{aligned}
 W_e &= \int_{t_0}^{t_0+\tau} \left( M_e - I_e \frac{d\omega_e}{dt} \right) \omega_e dt = \int_{t_0}^{t_0+\tau} (M_k^\phi + M_{k-1}^\phi) \omega_e dt = \\
 &= \int_{t_0}^{t_0+\tau} M_{k(k-1)}^\phi \omega_e dt = \int_{t_0}^{t_0+\tau} (-ct + d) \omega_e dt,
 \end{aligned}
 \tag{3.57}$$

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

$$W_a = \int_{t_0}^{t_0+\tau} M_a \omega_a^* dt = \frac{r_k u_0}{\eta_{\text{тр}}} \int_{t_0}^{t_0+\tau} \left( G_a \psi + k_{\text{п}} F v^2(t) + m_a \delta \frac{dv(t)}{dt} \right) \omega_a^* dt \quad (3.58)$$

В такому разі формула

$$\begin{aligned} W_s &= W_e - W_a = \\ &= \int_{t_0}^{t_0+\tau} \left( \left( M_e - I_e \frac{d\omega_e}{dt} \right) \omega_e - M_a \omega_a^* \right) dt = \\ &= \int_{t_0}^{t_0+\tau} \left( (-ct + b) \omega_e - \frac{r_k u_0}{\eta_{\text{тр}}} \left( G_a \psi + k_{\text{п}} F v^2(t) + m_a \delta \frac{dv(t)}{dt} \right) \omega_a^* \right) dt \end{aligned} \quad (3.59)$$

визначатиме кількість енергії, розвіяної фрикціонами у формі тепла, а відтак вилученої з процесу корисної дії системи «двигун внутрішнього згоряння — механічна сходин часта трансмісія».

Все ж локального відхилення від бажаної програми руху не уникнути: причиною його є технічні обмеження в системі автоматичного перемикавання передач. Рівень локального відхилення від заданої програми руху автомобіля для заданих миті  $t_0$  початку та фактичної тривалості  $\tau$  перемикавання можна оцінити за формулою

$$\Delta S = \int_{t_0}^{t_V^*} V(t) dt - \int_{t_0}^{t_V^*} V_*(t) dt \quad (3.60)$$

Характер залежності втрат енергії у фрикціонах  $W_s$  від вибору миті  $t_0$  перемикавання передач і тривалості перемикавання фрикціонів  $\tau$ , обчислюваних за формулою (3.59), відображає рис. 3.33, а ступінь  $\Delta S$  (див. (3.60)) відхилення програми руху автомобіля від бажаної (заданої) унаслідок роботи системи

перемикання передач ілюструє рис. 3.34. Як і раніше (див. рис. 3.32), штрихові лінії відповідають  $M$ -керуванню, а суцільні —  $N$ -керуванню.

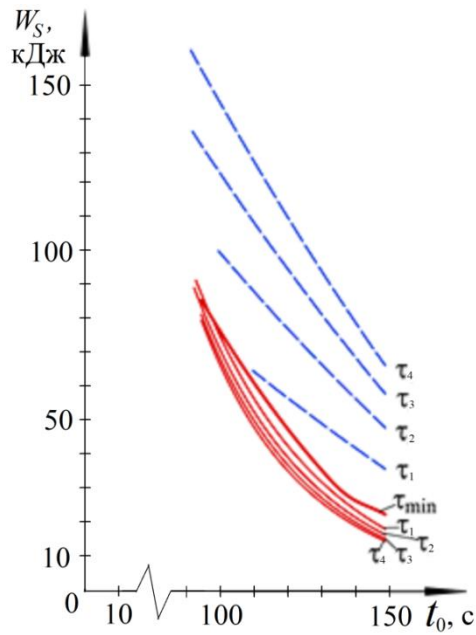


Рисунок 3.33 — Характеристика втрат енергії у фрикціонах

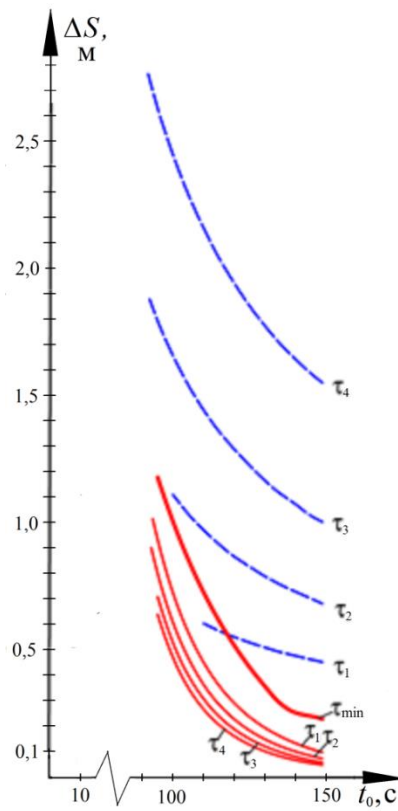


Рисунок 3.34 — Характеристика відхилень від заданої програми руху автомобіля унаслідок здійснення операції перемикання передач

Аналізуючи вплив миті початку процесу перемикання передач і тривалості роботи фрикціонів на теплові втрати енергії  $w_s$  (див. рис. 3.33) і на відхилення  $\Delta S$  реальної програми руху автомобіля від заданої (див. рис. 3.34), легко бачити, що перевагу завжди мають пізні перемикання. Але й тут форсовані перемикання сукупно є раціональнішими за нефорсовані.

### 3.9 Висновки до третього розділу

Узагальнюючи результати досліджень у третьому розділі можна констатувати:

1. Безпереречним засобом покращення організації процесу перемикань механічної (зрештою і гідродинамічної чи DSG – трансмісії) є введення режимів автоматичного коригування роботи двигуна внутрішнього згорання зміною паливоподачі. Це позитивно впливає як на зменшення відхилення від заданого водієм режиму руху, так і роботу буксування/навантаження на виконавчі механізми (фрикціони, синхронізатори кулачкові муфти) приводу перемикання передач.

2. Форсовані способи керування двигуном мають незаперечну перевагу над нефорсованими, як для програм розгону, так і сповільнення. Проте нефорсовані способи керування, на відміну від форсованих, можна реалізувати для більшості програм руху як для «ранніх» так і «пізніх» перемикань. Ширший частотний діапазон їх застосування системі керування перемиканнями дозволяє сприймати їх, як альтернативу форсованим у тих випадках де останні фізично не здатні реалізуватися.

3. Для забезпечення плавного, без поштовхів і ударів перемикання фрикційних елементів у мить закінчення фактичної синхронізації система автоматичного керування фрикційними елементами повинна вчасно зреагувати на неузгодженість між законами керування фрикційними елементами та двигуном. Зокрема, при реалізації програми розгону мить закінчення фактичної синхронізації завжди настає дещо пізніше ніж запланована. При сповільненні ж, навпаки, дещо раніше. Відтак при розгоні у момент перемикання система автоматичного керування фрикціонами повинна забезпечити максимально (за тиском оливи) увімкнення фрикціона вищої



передачі, а при сповільненні одночасно максимально швидко увімкнути фрикціон нижчої передачі та вимкнути фрикціон вищої передачі.

4. Об'єктивно можна розрахувати для будь якої конструкції такі закони керування фрикціонами, при яких виконуватиметься умова рівності запланованої і фактичної тривалості синхронізації. За ознакою плавності перемикання ці закони можна вважати оптимальними.

5. Можливість автоматичного коригування режимів роботи двигуна під час і, не тривалий проміжок часу після перемикань, дозволяє мінімізувати як відхилення від заданої водієм програми/режиму руху, так і роботу буксування фрикціонів/виконавчих елементів приводу перемикання передач. Разом з тим слід констатувати певну оптимальну (для кожної з можливих конструкцій) тривалість буксування фрикціонів, що не дозволяє сприймати швидкодію системи перемикання, як ознаку досконалої конструкції.

6. Методологічно і за якісним характером формування алгоритмів організації процесів перемикання механічної коробки передач за допомогою фрикціонів з одночасним автоматичним коригуванням режимів роботи двигуна є актуальною для гідромеханічних передач (у режимі перемикання з заблокованим гідротрансформатором) і для механічних коробок передач з двома зчепленнями (DSG-схема).

## **РОЗДІЛ 4 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ ПЕРЕМИКАННЯ ПЕРЕДАЧ**

### **4.1 Об'єкт, задачі та результати експериментальних досліджень**

Для оцінювання достовірності результатів, отриманих у розділі 3, було проведено експериментальні дослідження відтворення автомобілем низки програм руху (розгонів та сповільнень) по горизонтальній ділянці дороги, під час яких відбувалось перемикання передач відповідно, «вгору» і «вниз» у командному і автоматичному режимах.

Усі перемикання реалізовані одночасним форсованим або нефорсованим керуванням двигуном.

При цьому фіксувались: значення абсолютної витрати палива від початку і до закінчення програми руху; відхилення від заданої програми руху, а також низку інших показників, що характеризують кількісні показники сумісної роботи двигуна та трансмісії.

При теоретичному дослідженні динаміки механічної системи «двигун — трансмісія — автомобіль» розроблена математична модель і проведено комп'ютерне моделювання перемикання передач у середовищі MATHCAD і MATLAB.

Однак при складанні математичної моделі зроблені припущення і спрощення, які, власне, впливають на точність перехідних процесів в реальній трансмісії. Зокрема, нехтуємо податливістю і демпфуванням елементів трансмісії, а також приймаємо постійним коефіцієнт тертя у синхронізаторах коробки передач.

Метою експериментальних досліджень є підтвердження адекватності математичної моделі реальних перехідних процесів у двигуні і трансмісії автомобіля

впродовж реалізації перемикачів «вгору»/вниз» при реалізації його розгону/сповільнення.

Розробка загальної методики експериментальних досліджень і монтування реєстраційної апаратури вимагає дотримання таких вимог: можливість одночасної фіксації параметрів, що характеризують режими руху автомобіля, двигуна, коробки передач, а також дорожні умови; сумісність дискретного числення з безперервним записом зміни параметрів; автономність монтування і дії апаратури, що усуває її вплив на роботу водія і двигуна з КПП; надійність; універсальність – можливість використання на різних автомобілях; легкість керування; мінімальна трудомісткість обробки результатів і достатньо висока точність реєстрації параметрів.

Об'єктом проведення експериментальних досліджень є автомобіль Toyota Yaris (код моделі SCP90), оснащений: бензиновим двигуном 2SZ-FE та мультимодальною механічною коробкою передач C551A «MULTIMODE», в конструкції якої є 5 сенсорів і 3 електромотори. Основні параметри двигуна і трансмісії автомобіля наведені в табл. 4.1 та 4.2.

Шини автомобіля - 185/60R15 (радіус кочення 295 мм); момент інерції колеса з шиною 1,51 кг·м<sup>2</sup>; споряджена маса автомобіля 1010-1050 кг.

Дослідна коробка передач має два режими перемикачів: режим E, при якому перемикачів передач відбувається автоматично залежно від умов руху, і режим M, що дозволяє водієві вручну перемикачів передачі важелем, не вимикаючи безпосередньо зчеплення. В режимі E водій може обирати будь-який двох режимів перемикачів, встановивши важіль перемикачів у відповідне положення: нормальний (ощадний) режим (E) або спортивний (динамічний) режим (Es).

ЕБК МКП «Multimode» (додаток А, Б) перемикає передачі за допомогою привода зчеплення і привода перемикачів відповідно положенню важеля перемикачів і умовам руху. Одночасно ЕБК МКП «Multimode» надсилає у ЕБК двигуна сигнал на керування потужністю двигуна. Відтак досягається плавне, без поштовхів перемикачів.

Таблиця 4.1

## Технічні характеристики двигуна Toyota 2SZ-FE

Параметр	Значення параметру
Кількість і розміщення циліндрів	4 циліндрів, рядне
Клапанний механізм	З двома верхніми розподільчими валами (DOHC), 16-клапанний, з ланцюговим приводом (з електронною системою зміни фаз газорозподілу (VVT-i))
Камера згоряння	Клинової форми
Колектори	З поперечним потоком
Паливна система	Електронна система впорскування палива (EFI)
Система запалювання	З індивідуальною катушкою (DIS)
Робочий об'єм	1298 см <sup>3</sup>
Діаметр циліндра і хід поршня	72,0 × 79,7 мм
Ступінь стиску	10,0:1
Максимальна потужність / частота обертів	64 кВт / 6000 хв <sup>-1</sup>
Максимальний обертовий момент / частота обертів	122 Н·м / 4200 хв <sup>-1</sup>

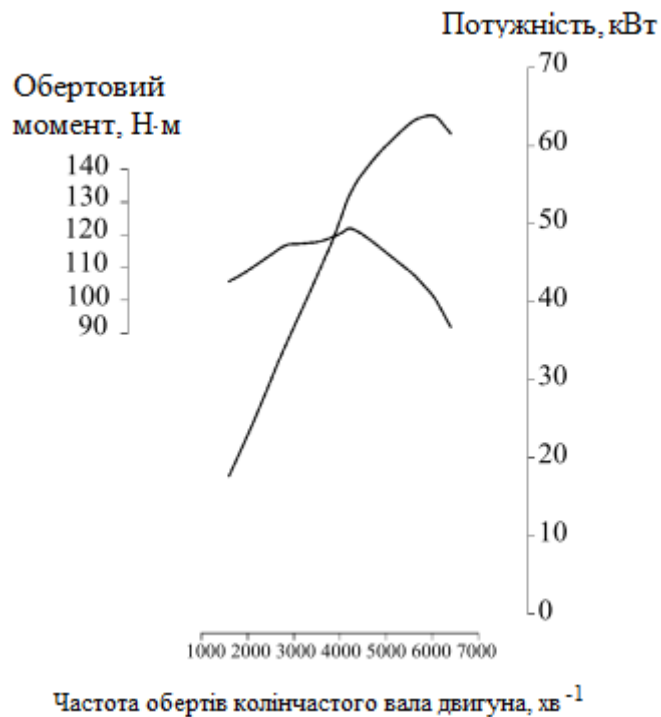


Рисунок 4.1 - Зовнішня швидкісна характеристика двигуна 2SZ-FE

Таблиця 4.2

## Технічні характеристики КПП Toyota C551A «MULTIMODE»

Параметр		Значення параметру
Передатні числа	перша	3,545
	друга	1,913
	третья	1,31
	четверта	1,027
	п'ята	0,85
	заднього ходу	3,214
Передатне число головної передачі		4,411

У разі переміщення водієм важеля у положення «Е», ЕБК МКП «Multimode» відстежує; положення педалі акселератора, швидкість автомобіля тощо, і обирає передачу, оптимальну для даних умов руху. Власне автоматичне перемикання відбувається керуванням приводом зчеплення, приводом перемикання передач, інтелектуальною електронною системою керування дросельною заслінкою і системою керування об'ємом поданого палива. Ці ж елементи системи задіяні і при ручному перемиканні передач (режим «М»).

ЕБК МКП «Multimode» розрізнає команду водія на розгін автомобіля за сигналом сенсора положення педалі акселератора забезпечує потрібну швидкість руху автомобіля, за необхідності перемикаючи на нижчу передачу. Відтак, навіть в режимі «Е» автомобіль може дотримуватись програми руху, яка задана водієм. ЕБК МКП «Multimode» обладнано адаптативною програмою керування, яка залежно від стилю керування коректує момент перемикання передач.

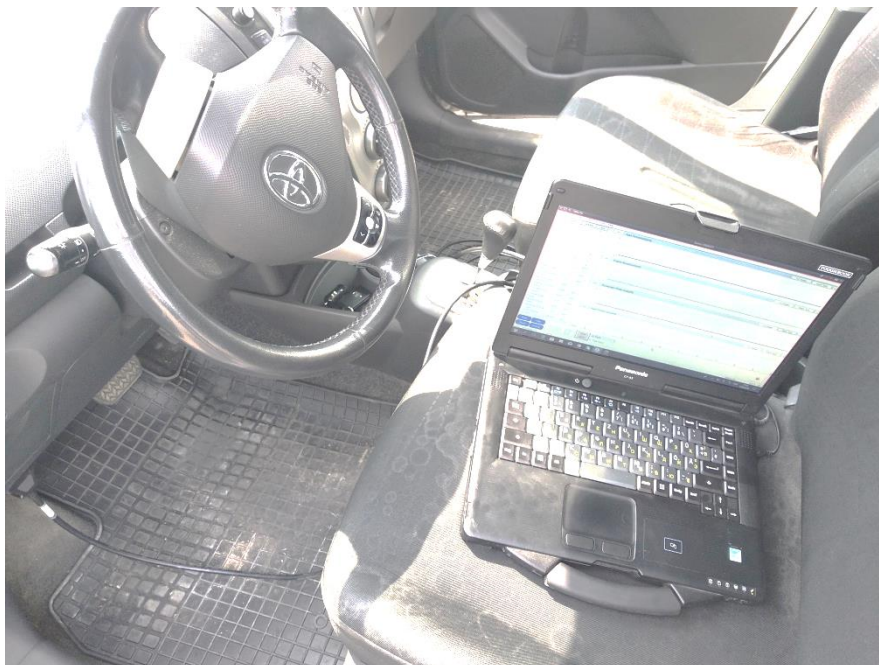
Експериментальний спосіб оцінки ефективності законів перемикання передач часто ґрунтується на відтворенні стандартних їздових циклів [131].

Суть їздових випробувань - відтворення автомобілем низки програм руху (розгонів та сповільнень) по горизонтальній ділянці дороги, під час яких реалізувались перемикання передач, відповідно, «вгору» і «вниз» у командному і автоматичному режимах. Одночасно з перехідними процесами в роботизованій

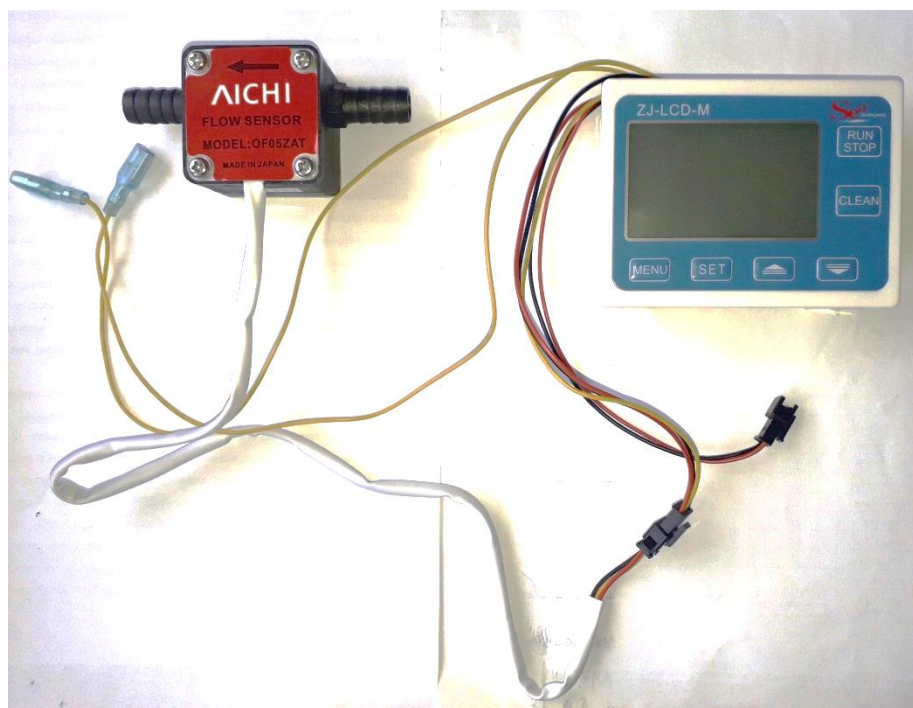
коробці передач по чергово здійснювалось керування двигуном у форсований (*N*-керування двигуном) і нефорсований спосіб (*M*-керування двигуном).

Спосіб вимірювання параметрів впродовж експерименту ґрунтувався на метрологічних методах і засобах, які дозволяють отримати потрібну точність результатів. Робочим місцем проведення експерименту була ділянка дороги загального користування по вул. Кульпарківська в м. Львів (Автошлях Т1416). Тобто за основу експерименту взято дорожні випробування в типових для даного автомобіля в умовах повсякденного руху.

Для реалізації цього завдання проаналізовано прошивки електронного блока керування двигуном та роботизованою коробкою передач за допомогою спеціалізованого обладнання для чип тюнінгу. На основі отриманих результатів даної роботи були відкоректовані прошивки ЕБУ двигуна та коробки передач. За допомогою програмно апаратного завантажувача, проведено запис відкоректованих прошивок у відповідні ЕБУ автомобіля. При цьому враховувалась специфіка роботи систем керування двигуном та коробкою передач в режимах *M* та *N*.



*Рисунок 4.2 - Ноутбук Panasonic CF-54 з програмним забезпеченням TD3;*



*Рисунок 4.3 - Витратомір палива AICHI model OF05ZAT і цифровий контролер витрати палива ZJ-LCD-M*

Впродовж експериментальних досліджень реєструвалися наступні показники: швидкість руху АТЗ; тривалість руху АТЗ; прискорення (сповільнення) АТЗ; положення дросельної заслінки; положення педалі акселератора; швидкість витрати палива двигуном; частота обертання колінчастого вала двигуна; обертовий момент двигуна; обертові моменти на вході і виході КПП;

Комплекс вимірювальної апаратури:

- ноутбук Panasonic CF-54 (рис. 4.2);
- програмне забезпечення TD3;
- діагностичний модуль Techstream 2+ (TS2+);
- витратомір палива AICHI model OF05ZAT і цифровий контролер витрати палива ZJ-LCD-M (рис. 4.3 ).

Як приклад, отримані результати одного з експериментів при розгоні та нединамічному  $M$ -керуванні перемиканням наведено на рис. 4.4, а динамічному  $N$ -керуванні – рис. 4.5. Відповідні керування при сповільненні автомобіля подано на рис. 4.6-4.7. Відтворення наперед заданої програми розгону реалізовано на рівній сухій асфальтобетонній дорозі з кутом нахилу від 0 до 5 град.

Частота обертання вала двигуна і первинного вала коробки передач у процесі перемикачів і короткочасового (в межах 0,4-0,7 с) не є лінійно синхронізованими. Вмикання зчеплення при увімкненій наступній передачі (рис. 4.8-4.9) супроводжується різким (у межах 0,2-0,3 с) зниженням частоти обертання первинного вала МКП. Це зниження пропорційно щільності ряду передатних відношень і практично у 2,5-4 рази тривалішим процесом падіння частоти обертання вала двигуна (з пробуксовуванням зчепленням) до вирівнювання значень цих частот і замикачів зчеплення. Короткочасовий розрив силового потоку під час перемикачів при незмінному положенні педалі акселератора/циклічній паливоподачі зумовлює і закономірне імпульсне збільшення частоти обертання вала двигуна (2 рис. 4.9-4.10). Реалізація процесу автоматичного коригування паливоподачі у двигуна під час прямого перемикачів на тяговому режимі дозволяє практично усунути вищезгадане імпульсне збільшення частоти обертання вала двигуна (рис. 4.11).

Динаміка зворотніх перемикачів при сповільненні автомобіля і роботі двигуна на гальмівному режимі характеризується суттєво меншою різницею між частотами обертання ведучої і веденої частини силового приводу (рис. 4.12).

#### **4.2. Опрацювання результатів математичного моделювання з експериментальними даними**

Зручним середовищем для опрацювання результатів математичного моделювання з експериментальними даними є система MATLAB, оскільки дозволяє виконувати символічні перетворення та числові обчислення, містить стандартні функції, які реалізують чисельні методи розв'язування диференціальних рівнянь та функції графічного відображення результатів.



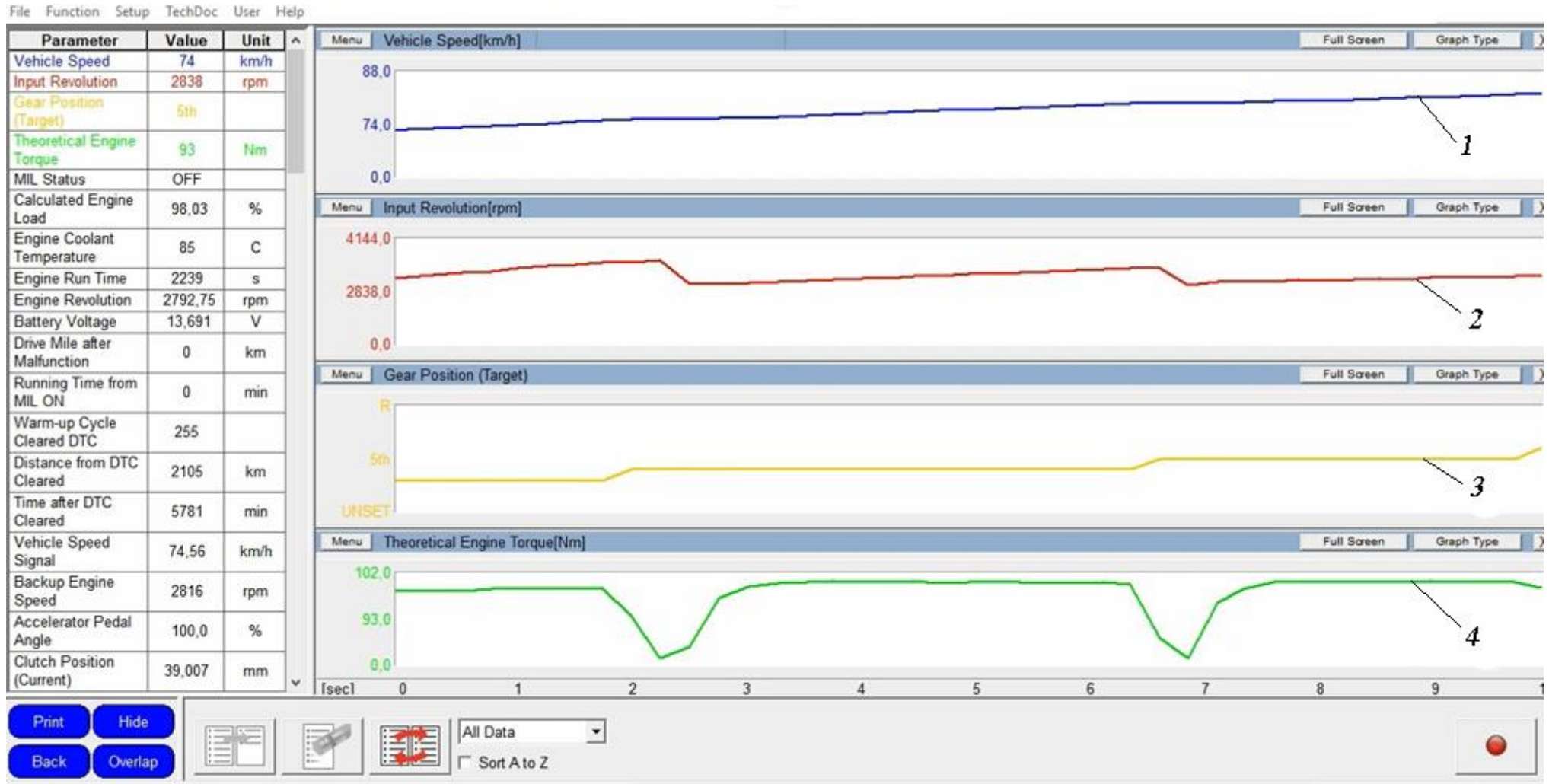


Рисунок 4.4 – Запис М-керування двигуном при розгоні:

1-швидкість руху АТЗ; 2 – частота обертів первинного вала МКП; 3 - увімкнена передача; 4 – обертовий момент двигуна

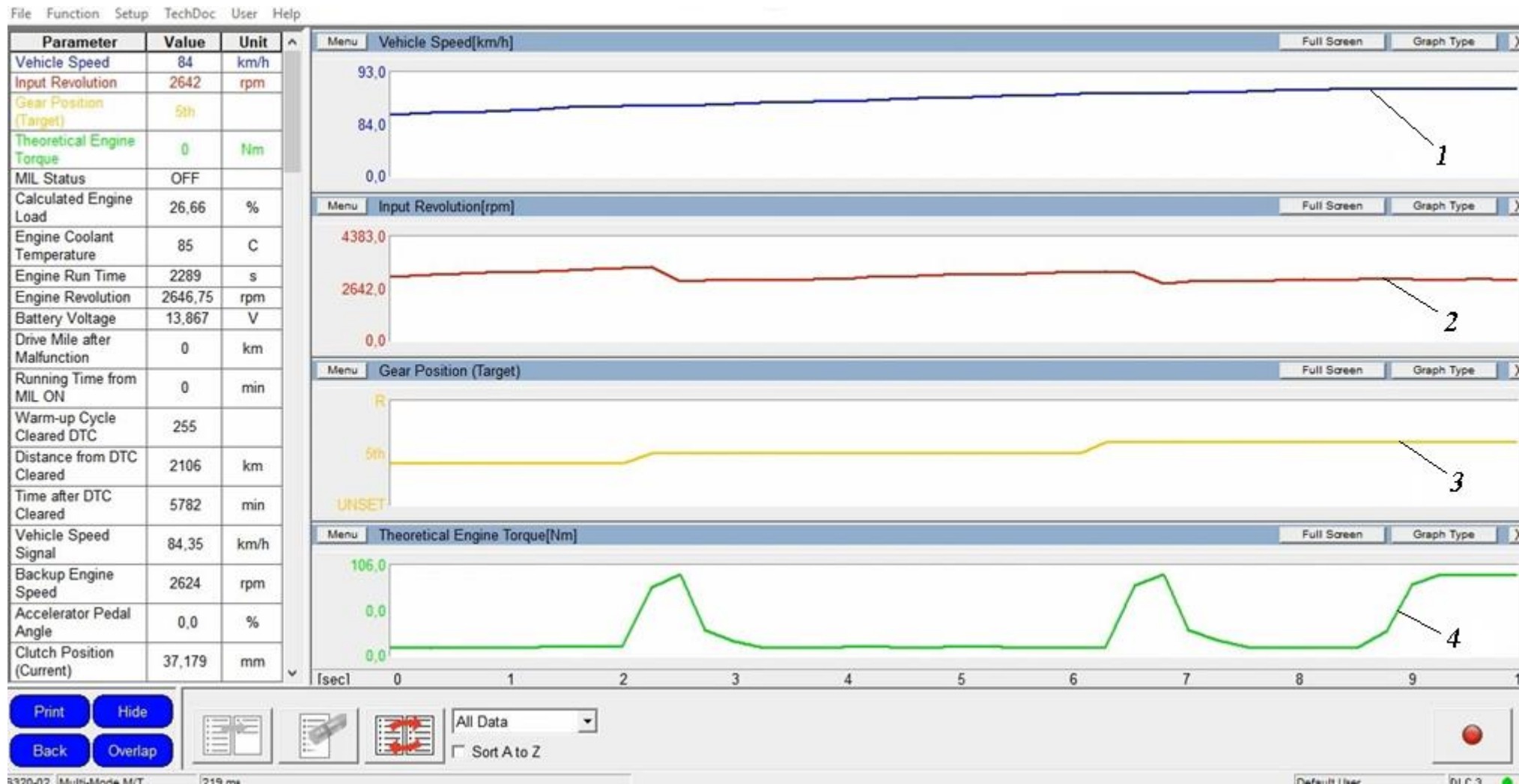


Рисунок 4. 5- Запис N-керування двигуном при розгоні:  
 1- швидкість руху АТЗ; 2 – частота обертів первинного вала МКП; 3 - увімкнена передача; 4 – обертовий момент двигуна

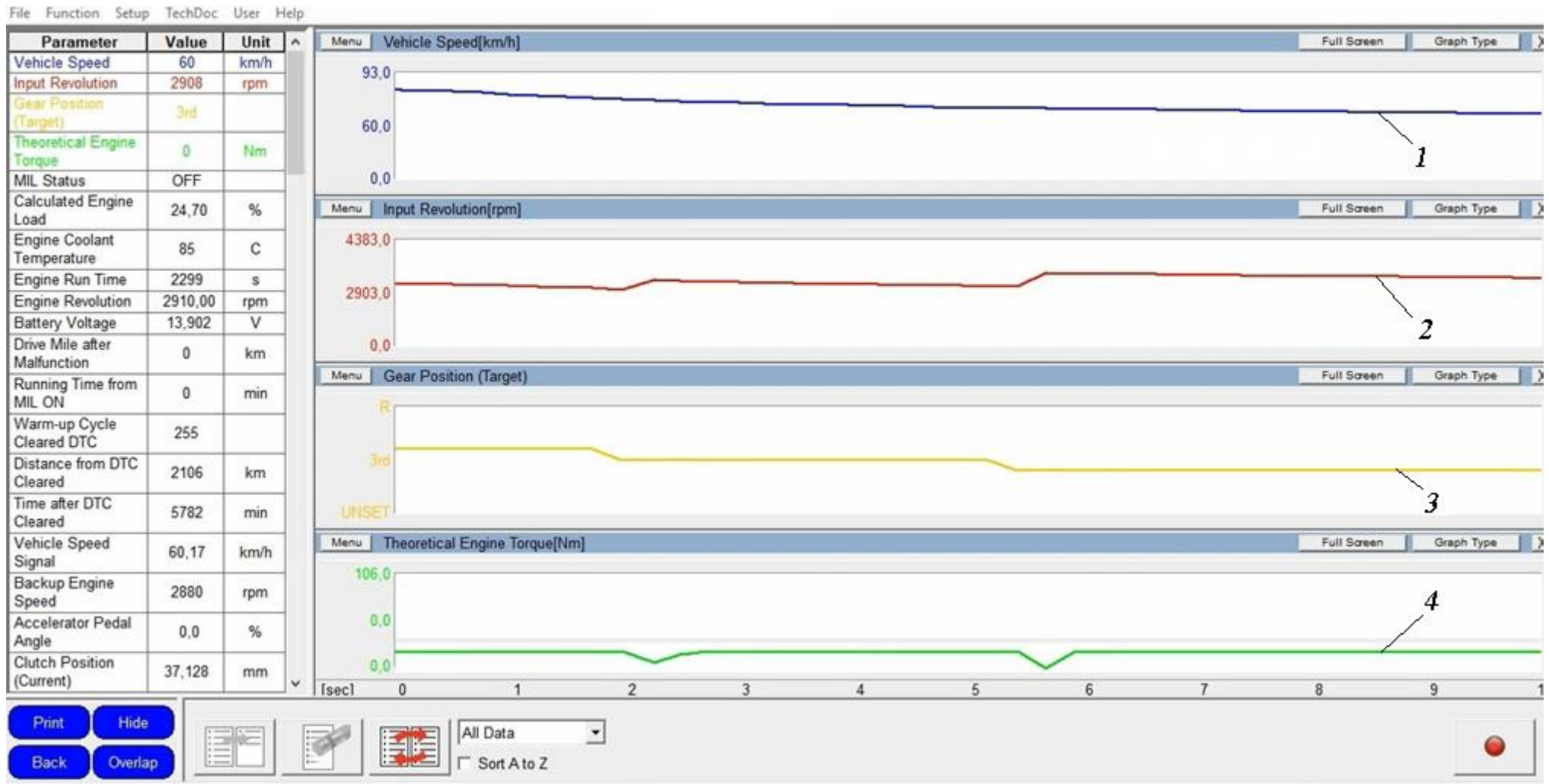


Рисунок 4.6- Запис М-керування двигуном при сповільненні:

1-швидкість руху АТЗ; 2 – частота обертів первинного вала МКП; 3 - увімкнена передача; 4 – обертовий момент двигуна

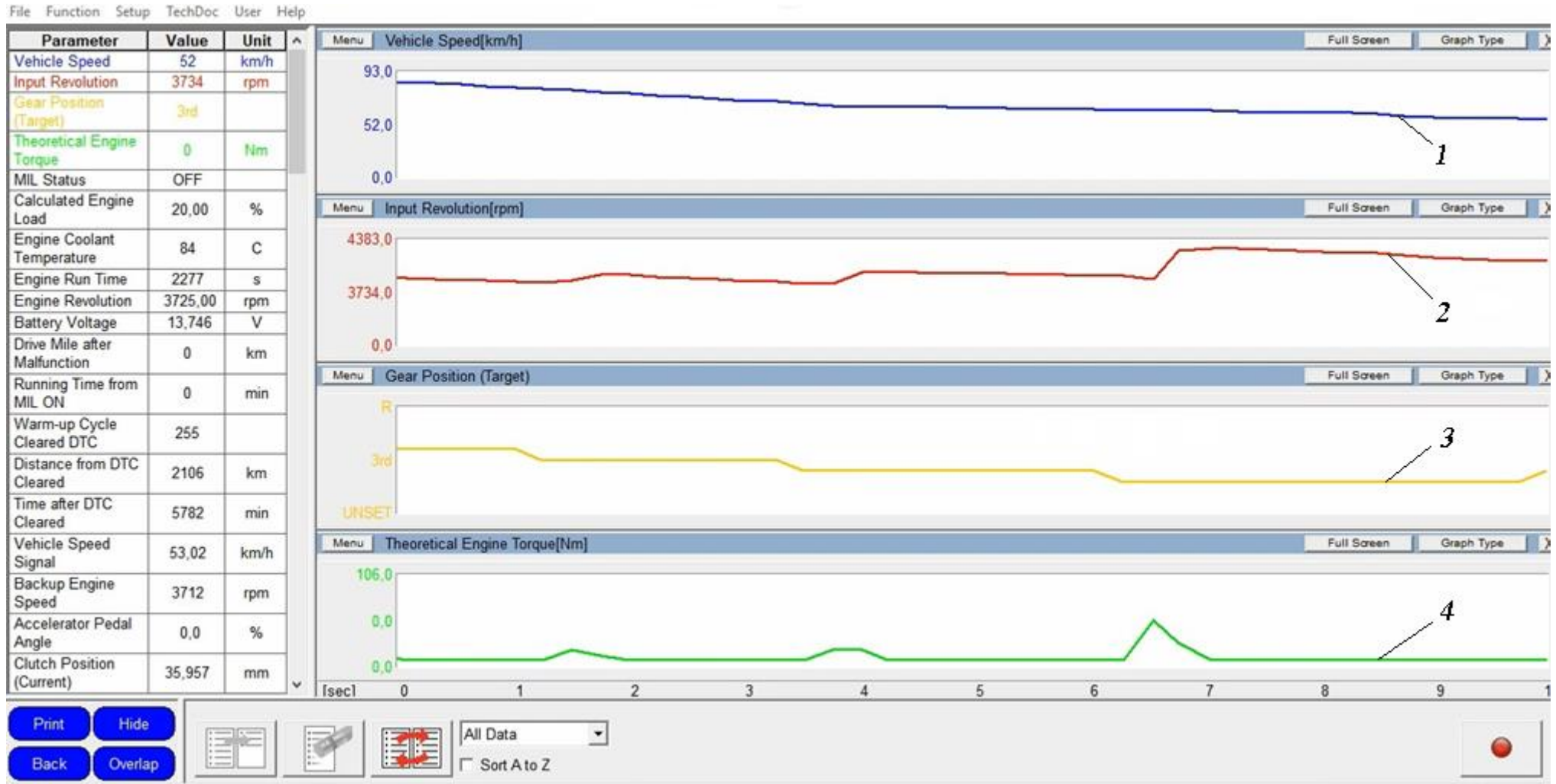


Рисунок 4.7 – Запис N-керування двигуном при сповільненні:  
 1-швидкість руху АТЗ; 2 – частота обертів первинного вала МКП; 3 - увімкнена передача; 4 – обертовий момент двигуна

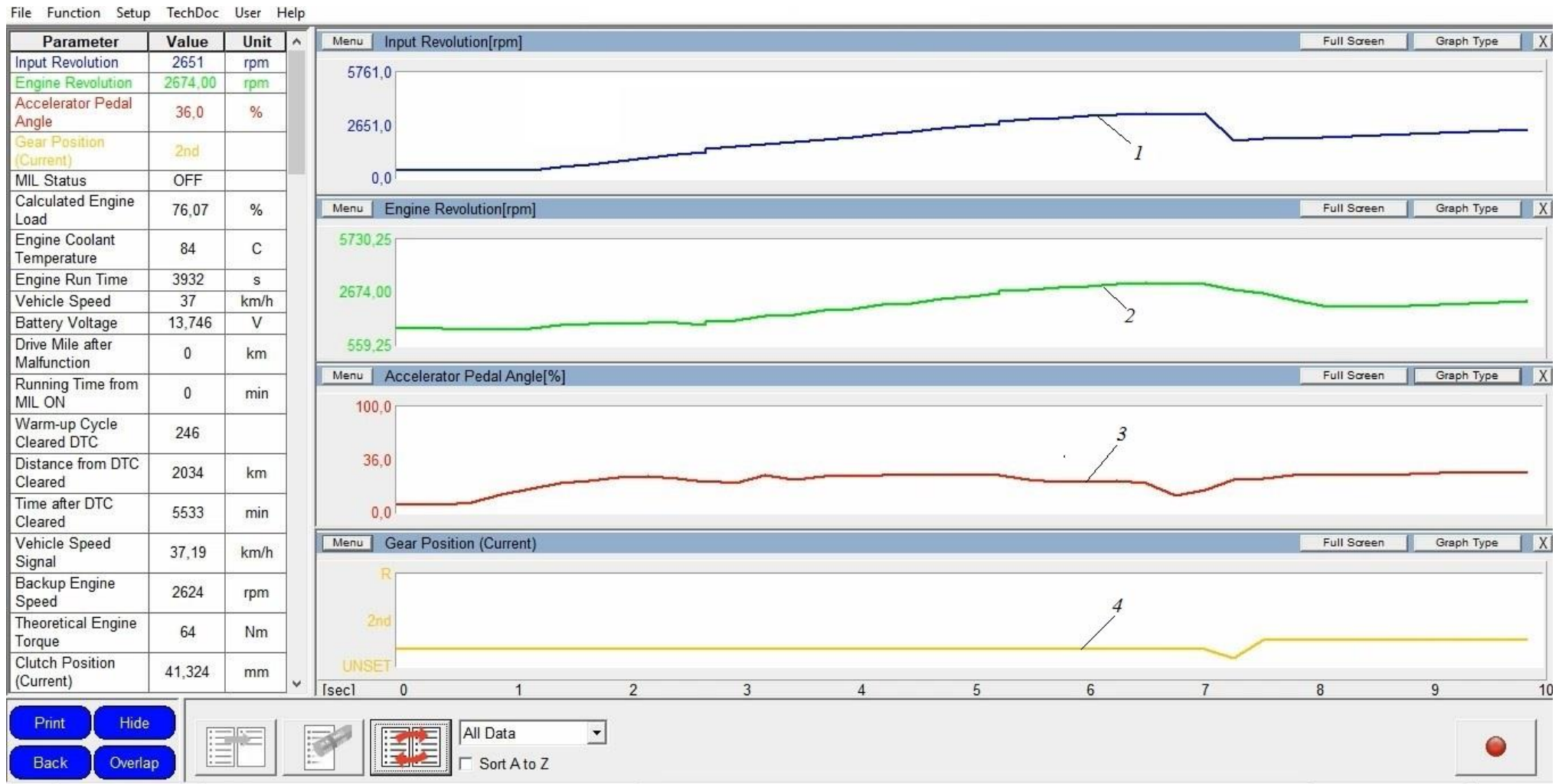


Рисунок 4.8 - Запис розгону і процесу перемикань у нижчому швидкісному діапазоні (2-3 передачі):  
 1- частота обертів первинного вала МКП; 2 – частота обертів вала двигуна; 3 – положення педалі акселератора; 4 – увімкнена передача

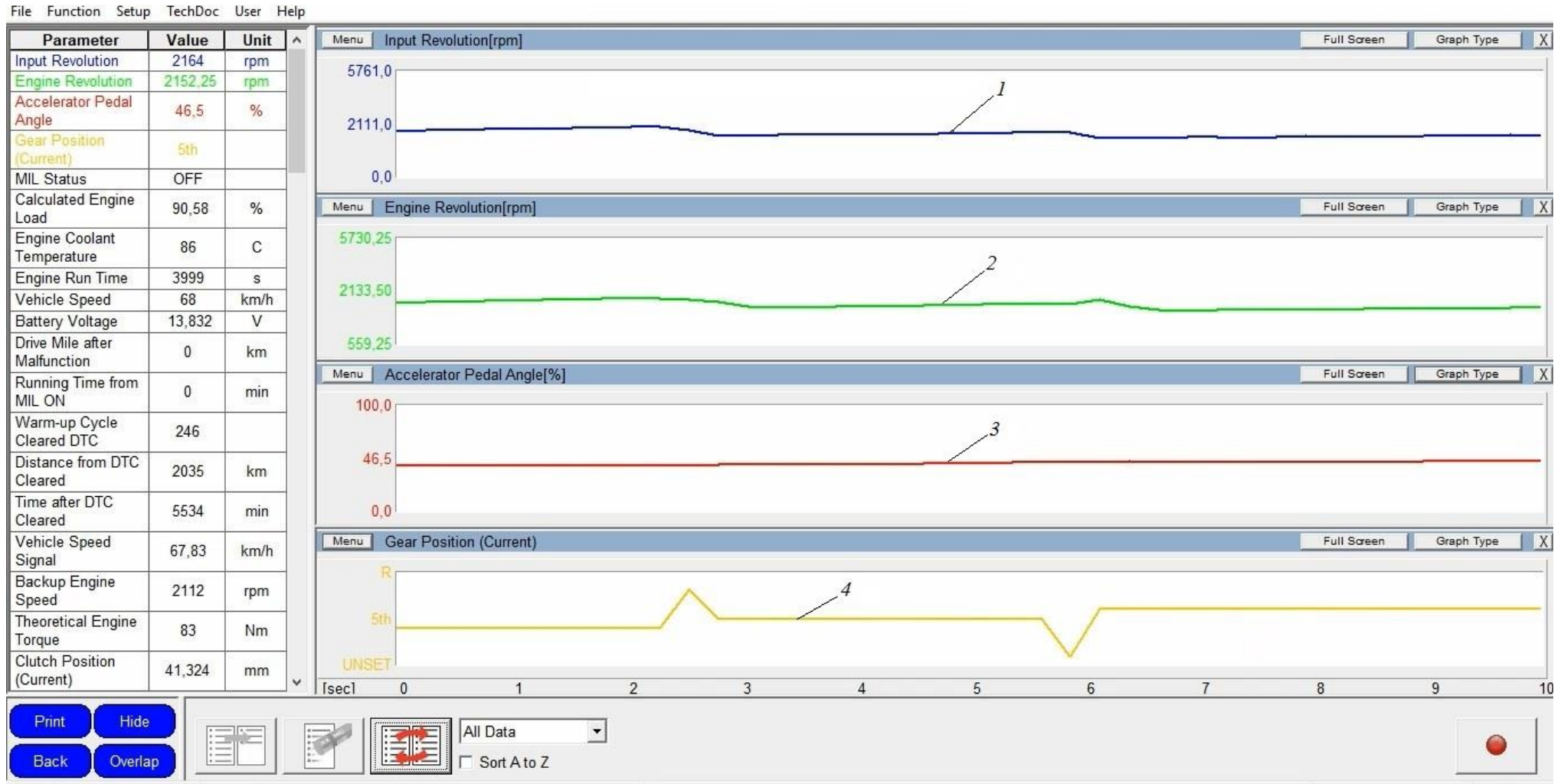


Рисунок 4.9 - Запис розгону і процесів прямих перемикань у верхньому швидкісному діапазоні (3-5 передачі):  
 1- частота обертів первинного вала МКП; 2 – частота обертів вала двигуна; 3 – положення педалі акселератора; 4 – увімкнена передача

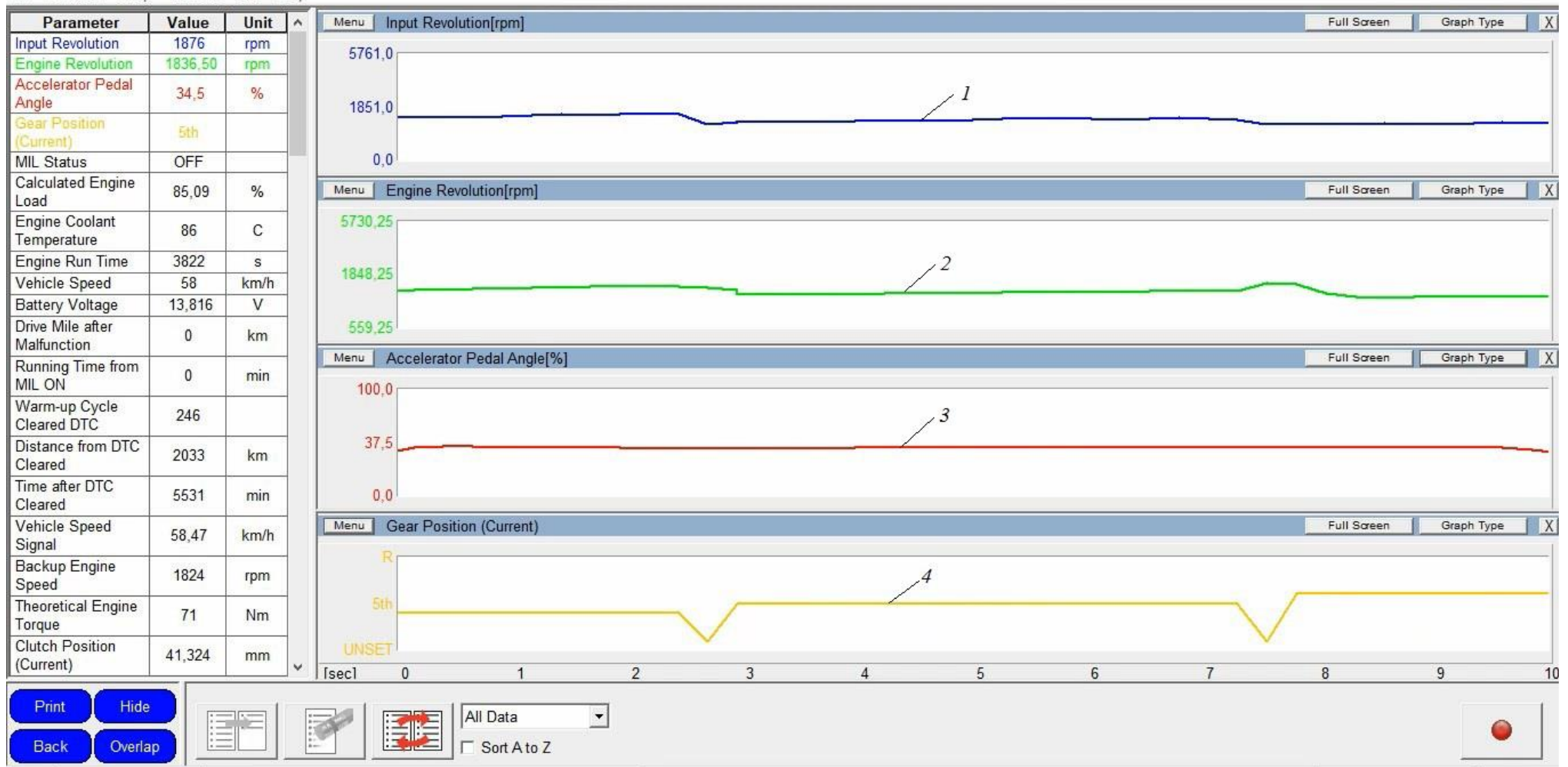


Рисунок 4.10 - Запис розгону і процесів перемикань передач (3-5 передачі) у зоні малих значень кута відкриття дросельної заслінки/положення педалі акселератора: 1- частота обертів первинного вала МКП; 2 – частота обертів вала двигуна; 3 – положення педалі акселератора; 4 – увімкнена передача

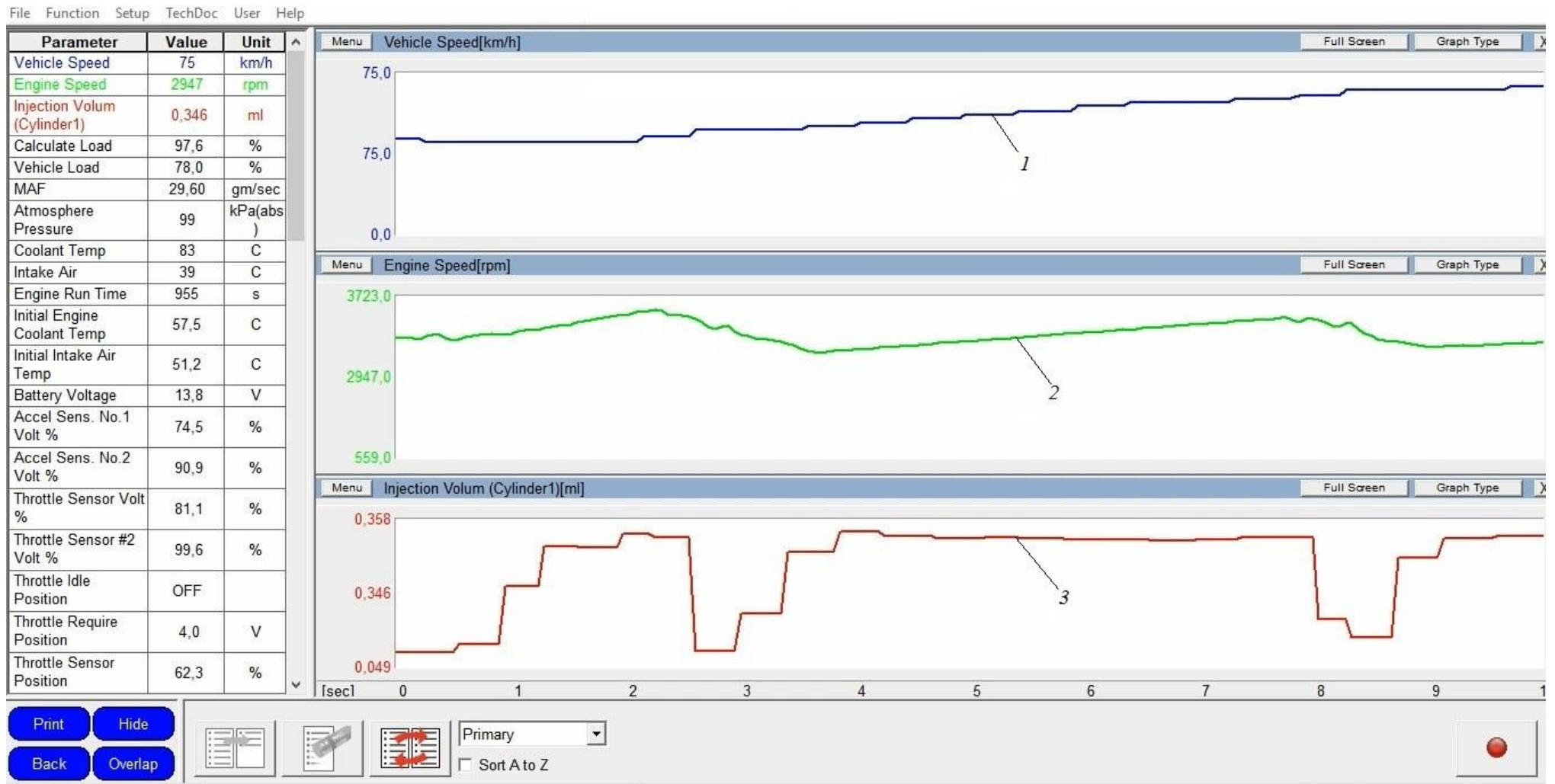


Рисунок 4.11 - Запис розгону з корегуванням паливоподачі (М-керування) у процесі перемикань: 1- швидкість руху; 2 – частота обертів вала двигуна; 3 –циклова подача палива першого циліндра



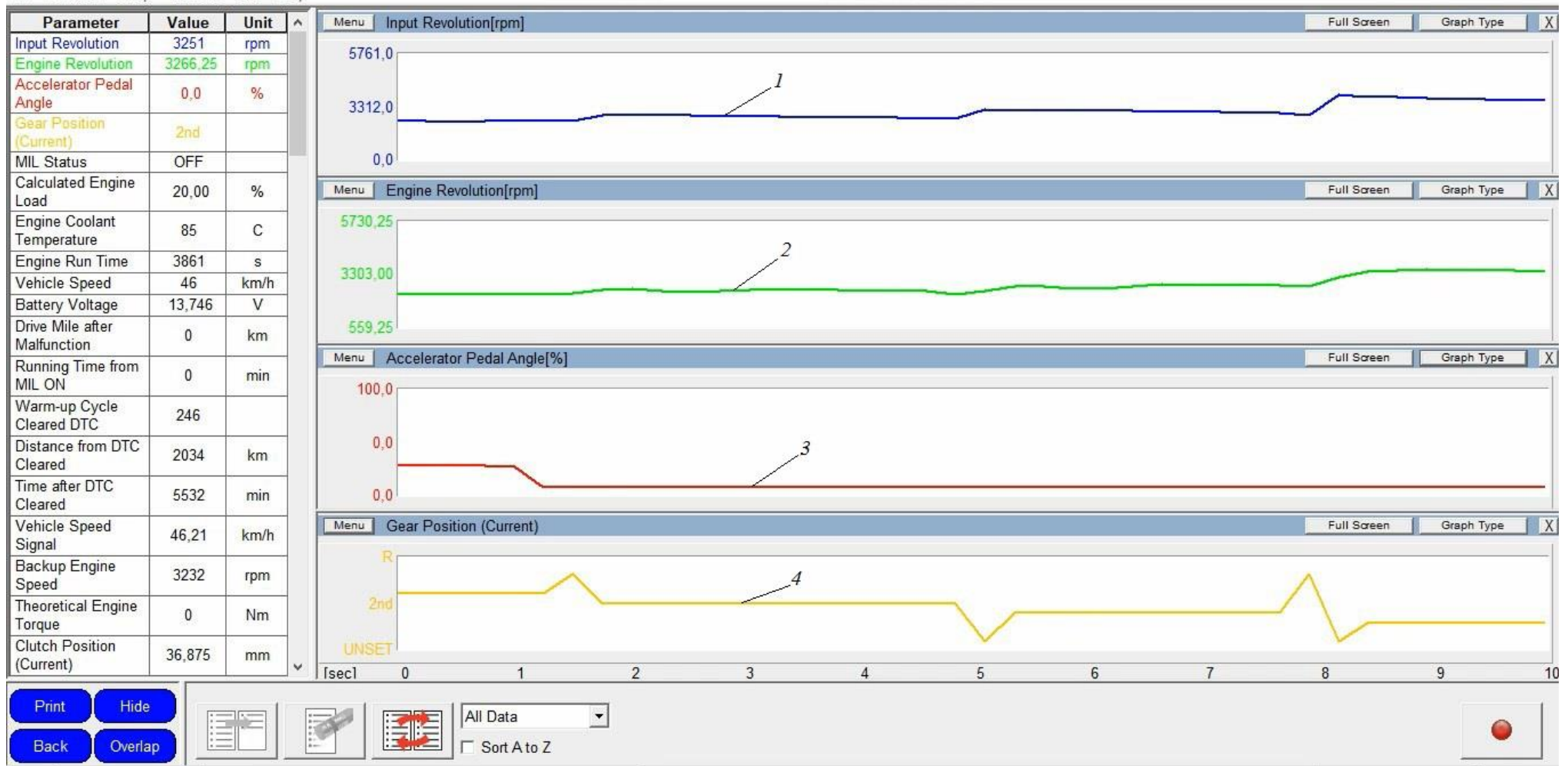


Рисунок 4.12 - Запис процесу сповільнення і перемикання передач: 1- частота обертів первинного вала МКП; 2 – частота обертів вала двигуна; 3 – положення педалі акселератора; 4 – увімкнена передача

В розрахунках використані стандартні функції MATLAB: розв'язування задачі Коші методом Рунге-Кутти порядку 4(5), розв'язування алгебраїчного рівняння, розв'язування системи лінійних алгебраїчних рівнянь матричним методом, диференціювання в символічному вигляді, обчислення визначених інтегралів. Сценарій розрахунку (керуюча процесом моделювання програма) та деякі необхідні для обчислень функції, відсутні в системі MATLAB, розроблені, зокрема, функція, яка реалізує метод найменших квадратів (квадратична апроксимація) тощо.

Диференціальні рівняння, яким задовольняє функція швидкості на часовому проміжку роботи фрикціонів, «генерується» у процесі розрахунків, оскільки в них присутні функції часу (закони керування фрикціонами), які потрібно знайти урахувавши вихідні параметри і задану на початку роботи програму руху. Отримані диференціальні рівняння передаються через зовнішній файл стандартній функції, яка знаходить частинний чисельний розв'язок методом Рунге-Кутти.

Програма моделювання (додаток Б) може працювати в режимі розрахунків для заданої фіксованої миті початку перемикавання та тривалості роботи синхронізаторів або в режимі розрахунку шуканих значень на сітці вихідних параметрів. В останньому випадку результати розрахунків можна отримати також у графічному вигляді.

Оцінка збіжності результатів дорожніх випробувань автомобіля Toyota Yaris SCP90 і комп'ютерного моделювання розгону/сповільнення цього ж автомобіля базувалась на наступному:

- зовнішня швидкісна характеристика двигуна Toyota 2SZ-FE (рис. 4.1) представлена за результати стендових випробувань за японською методикою JSME, яка наближена до методики SAE (США) і відрізняється від традиційної методики в Європі DIN. Відомо, що використання методики IS призводить до отримання дещо завищених на 2-3% значень ефективної потужності/обертового моменту за рахунок втрат потужності на привід низки допоміжних агрегатів (гідропомпи підсилювача, генератора тощо);

- технічний стан випробуваного автомобіля (після регламентного технічного обслуговування у межах гарантії на авторизованій СТОА) загалом відповідає

технічним паспортним даним. Визначений експериментальний мінімальний час розгону (при максимальній паливоподачі у режимі kick-down з відповідними автоматичними перемиканнями коробки передач АМКП С551А «Multimode») відрізняється від задекларованого заводом-виготовником на 6,7%. За результатами чотирьох заїздів у прямому напрямі різниця складала 5,2%, відповідно, зворотніх заїздів – 8,7%. Це обумовлено незначним ухилом дороги до 5% та гіршим станом оновленого дорожнього асфальтобетонного покриття ділянки автодороги Т1416 у порівнянні з динамометричним автополігоном де проводились офіційні випробування автомобіля. Заявлені виробником паспортні дані динаміки розгону автомобіля у режимі ручного перемикання не брались до уваги як базові для порівняльної оцінки з огляду на невизначеність моментів перемикань та динаміки процесів перемикань водіями-випробувачами;

- розмежування значень коефіцієнтів опору коченню шин (заводської комплектації) та аеродинамічного опору автомобіля (з огляду на відсутність у відкритому інформаційному просторі даних заводу-виробника) базувались на відповідному кількакратному підборі комбінації цих значень за часом розгону. Зокрема, за рівністю часу розгону отриманого експериментально та шляхом комп'ютерного моделювання до низки порогових значень швидкості руху - 30, 40, 60, 80 та 100 км/год.

Таким чином було досягнуто достатньої (задовільної) збіжності (адекватності) отриманих результатів при дорожніх експериментальних випробувань розгону/сповільнення та імітаційного моделювання еквівалентної двомасової схеми трансмісії автомобіля Toyota Yaris.

Комп'ютерне моделювання динаміки процесів перемикання передач ускладнювалось відсутністю достовірних значень обертових моментів інерції агрегатів і вузлів силового приводу. Орієнтовні значення моментів інерції отримані з відомої методики наближених розрахунків.

Інформація про заводські налаштування автоматичного коригування кута випередження запалювання під час перемикань дослідного автомобіля була теж практично відсутня. У Toyota Yaris наявний канал взаємозв'язку блока управління

запалюванням і ЕБК коробки передач. Власне цей канал забезпечує зміну обертового моменту двигуна під час перемикань на тягових режимах і, відповідно, зменшення навантаження на синхронізатори. Окрім цього, відсутніми були заводські дані щодо характеристик тертя синхронізаторів, як виконавчих елементів автоматичного перемикання передач C551A Multimode.

Саме тому, після підтвердження задовільної збіжності результатів дорожніх випробувань і комп'ютерного моделювання при роботі двигуна на максимальній паливоподачі і наближенні до характеристики рис. 4.1, основний акцент у комп'ютерному моделюванні було зроблено на імітаційному відтворенні динаміки процесів прямих (тяговий режим під час розгону) та зворотніх (гальмування двигуном у фазі сповільнення) перемиканнях. Попередньо у блок управління було інсталювано файли з  $M$ - та  $N$ - керуванням двигуном.

Очевидно, що вищезгадане автоматичне корегування кута випередження запалювання двигуна, а також газодинамічна інерційність роботи системи живлення вносить свої корективи у реальну динаміку зміни режимів роботи двигуна і, відповідно, динаміку відхилення фактичної швидкості руху під час перемикання від наперед заданої водієм. Зазвичай додаткову похибку вносять орієнтовні значення моментів інерції двигуна і трансмісії та характеристики тертя синхронізаторів. Проте можна констатувати прогнозовану відтворюваність характеру зміни частот обертання вала двигуна  $n$  (рис. 4.4 – 4.7) та швидкості руху  $V$  під час перемикань з одночасною реалізацією запропонованих  $M$ - та  $N$ -алгоритмів автоматичного керування режимами роботи двигуна.

З огляду на вищевказані причини (інерційності та автоматики кута випередження запалювання) слід зазначити, що нетривалість процесу перемикань для форсованих режимів керування двигуном ( $N$ -алгоритм) не дозволяє вийти під час прямих перемиканнях на задекларовану виробником зовнішню швидкісну характеристику двигуна. Насправді вдалося досягнути 0,85-0,87 номінального значення обертового моменту при відповідній частоті обертів вала двигуна (рис. 4.7). Зовнішня характеристика двигуна Toyota 2SZ-FE на гальмівних режимах у відкритих інформаційних джерелах відсутня, проте (з огляду на термодинаміку

робочих процесів на цих режимах) можна припустити, що вихід на цей режим реалізовано.

Обумовлений конструктивно розрив силового потоку при перемиканні спричинює у стандартному (серійному) режимі роботи автоматики перемикання логічне нетривале підвищення частоти обертання вала двигуна (рис. 4.8 – 4.9) практично на усіх прямих перемиканнях при розгоні з наступним дещо інерційним (0,3 - 0,5 с щодо зміни частоти обертання первинного вала коробки передач) переходом на нижчу частоту обертання. Цей перехід пропорційний зміні передатного числа трансмісії при практично незмінній швидкості руху. Це свідчить про недостатню ефективність серійної автоматики коригування - запізнення кута випередження запалювання/впорскування під час перемикання передач для запобігання небажаного розгону двигуна при роз'єднанні силового потоку. Звісно ці процеси відбуваються при незмінному положенні педалі акселератора і кута відкриття дросельної заслінки у впускному колекторі.

Реалізація  $M$ - та  $N$ -алгоритмів коригування режимів роботи двигуна (циклічної подачі палива) дозволили усунути це явище (рис. 4.10 – 4.11). Однак слід зазначити, що ефективно, з точки зору навантаження на зчеплення та синхронізатори, як виконавчі елементи приводу,  $M$ - та  $N$ -алгоритми корегування паливоподачі вимагають окремого дослідження їхнього впливу на екологічні показники. Останні не проводились в силу відомих проблем в Україні щодо наявності відповідної вимірювальної апаратури по всьому комплексу токсичних компонентів –  $\text{CO}$ ,  $\text{C}_n\text{H}_m$  та  $\text{NO}_x$ . Також можна припустити, що враховуючи короткочасність процесів перемикання щодо сумарної тривалості роботи двигуна за їздовим тестом Правил ЄЕК ООН №15 щодо оцінки рівня відповідності екологічним нормам (Євро 5), вплив запропонованих  $M$ - ,  $N$ - ,  $n$ - та  $g$ - алгоритмів буде незначним, в межах похибки вимірювальної апаратури. Щодо оцінки відповідності двигуна екологічним нормативним вимогам під час інструментального контролю по викидах  $\text{CO}$  згідно ДСТУ 3649:2010 для автомобілів під час експлуатації, то програма технічного контролю не передбачає режиму роботи двигуна у фазі розгону з перемиканням передач. Відтак, на оцінку відповідності автомобіля законодавчій нормативній базі

це під час експлуатації аж ніяк не впливає.

Зворотні перемикання у фазі сповільнення можна охарактеризувати, як значно менш чутливі щодо організації процесів перемикань. Це підтверджується експериментальними даними (рис. 4.12).

Зазвичай оцінка адекватності опрацьована у програмному середовищі MATLAB комп'ютерного моделювання розгону/сповільнення автомобіля Toyota Yaris отриманих результатом дорожнього експерименту обумовлює необхідність задання адекватних умов руху. Насамперед це стосується задання значення коефіцієнта аеродинамічного опору руху автомобіля, яке для даної моделі Toyota відсутнє у загальнодоступній базі даних. Відтак його орієнтовна оцінка проводилась у процесі комп'ютерного моделювання методом підбору з умов співставлення з результатом дорожніх випробувань у фазі розгону при 100% натиску на педаль акселератора у режимі kick-down і тривалості набору швидкості з 10 км/год до 20 км/год і, відповідно, з 20 км/год до 60 км/год, з 60 км/год до 80 км/год та 80 км/год до 100 км/год.

У діапазоні розгону від 0 до 10 км/год аеродинамічною складовою опору рухові нехтувалось з умов оцінки реального для автодороги, на якій проводились дорожні випробування, коефіцієнта опору коченню. Шини і аеродинаміка автомобіля апріорі відповідають умовам заводських випробувань, дані щодо динаміки розгону до швидкості 100 км/год відомі.

За результатами такого дослідження слід констатувати, що значення коефіцієнта опору коченню для нещодавно капітально відремонтованої автодороги Т1416 орієнтовно на 29 % вище (0,012) у порівнянні із значенням динамометричної дороги випробувального автополігону Toyota. Ця різниця цілком очевидна враховуючи, зокрема, і менш жорсткі вимоги щодо асфальтобетонного покриття автодоріг згідно чинних ДБН у порівнянні з японськими чи німецькими аналогічними цільовими стандартами.

Значення коефіцієнта опору коченню шин  $f_0$  на автополігоні визначалось зворотнім до вищенаведеного способу підбору  $f_0$  при попередньо визначеному коефіцієнті аеродинамічного опору  $kF$  р з умови попадання/досягнення 100 км/год

впродовж офіційно задекларованих заводом виробником 13,5 с.

Реалізація комп'ютерної моделі руху автомобіля Toyota Yaris дозволило провести оцінку можливості організації принципів перемикання даної сходинок частоті коробки передач за допомогою фрикціонів без розриву силового потоку.

До прикладу, на рис. 4.13, 4.14 представлено графічні результати імітаційного моделювання прямого перемикання на тяговому режимі роботи двигуна, відповідно, з  $M$ - та  $N$ - керуванням двигуном ( $N$  – керування як найбільш ефективного форсованого керування, що було показано на прикладі автоматизації вище наведеної МКП вантажного автомобіля повною масою 18 т).

Насамперед деталізовано вплив  $M$ - та  $N$ - керуванням двигуном на формування швидкісних режимів роботи елементів силового приводу ( $n$ ) і автомобіля загалом ( $V$ ). Слід констатувати відсутність характерного для серійного зразка (зі синхронізаторами і розривом силового потоку при перемиканні) імпульсного збільшення частоти обертання вала двигуна після вимкнення попередньої передачі у той час, коли частоту обертання вала двигуна навпаки слід зменшувати пропорційно зменшенню передатного числа наступної передачі.

Помітне також і менше відхилення фактичного значення швидкості автомобіля  $V$  від заданого. Підтверджуючи теоретичні дослідження у розділі 3, алгоритм  $M$ -керування (рис. 4.13) є менш ефективним у порівнянні з динамічним  $N$ -керуванням (рис. 4.14). Проте  $N$ - керування реалізується у дещо вужчому діапазоні ранніх та пізніх перемикань.

При зворотніх перемиканнях у фазі сповільнення (рис. 4.15, 4.16) різниця впливу алгоритмів  $M$ - та  $N$ - керуванням двигуном теж істотна. Зокрема, усунути відхилення від заданої програми руху, використовуючи форсовані режими роботи двигуна для  $N$  – керуванням вдалося на 0,2-0,3 с швидше ніж за  $M$  – керування.

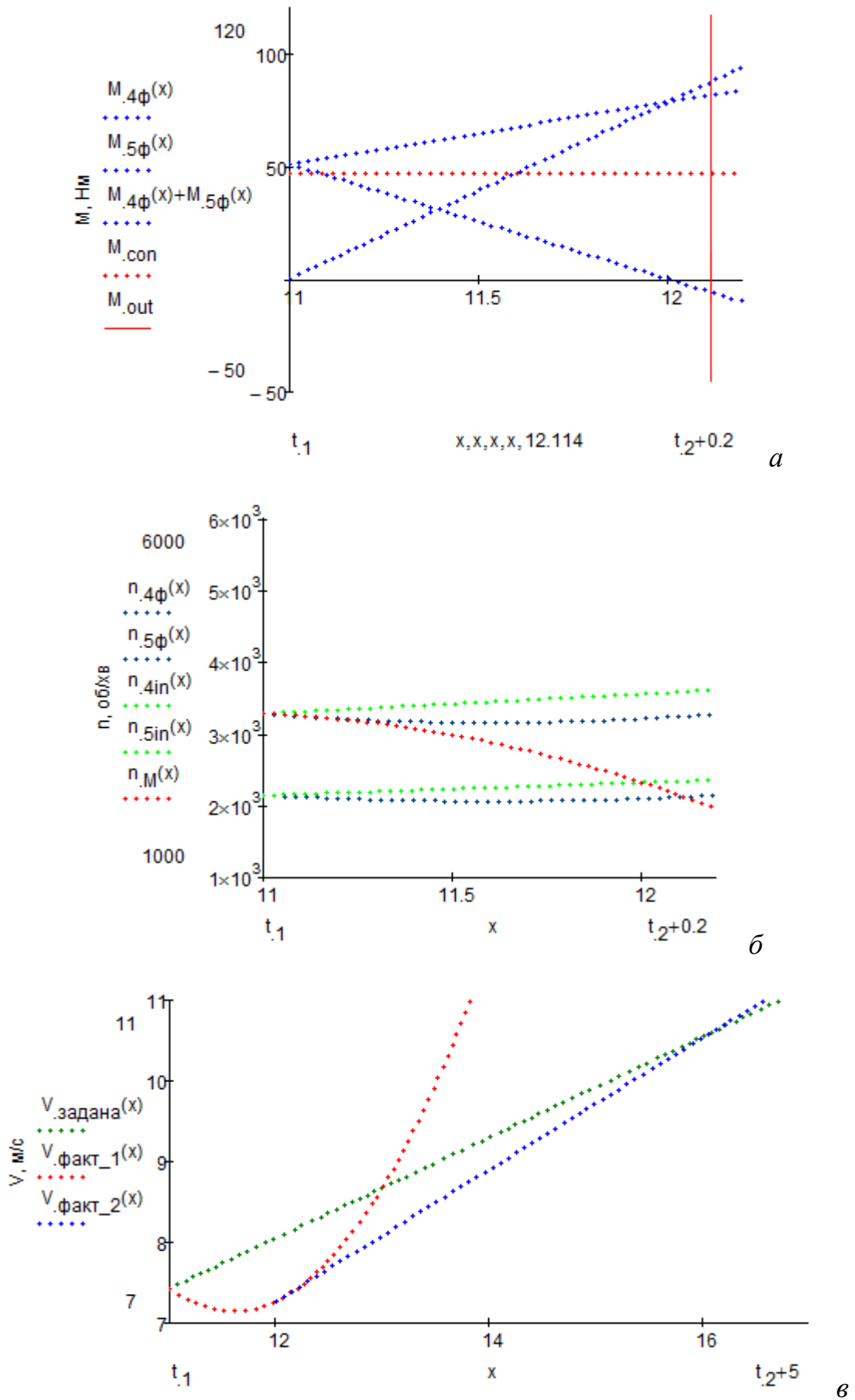


Рисунок 4.13 - Моделювання M-керування двигуном при розгоні АТЗ



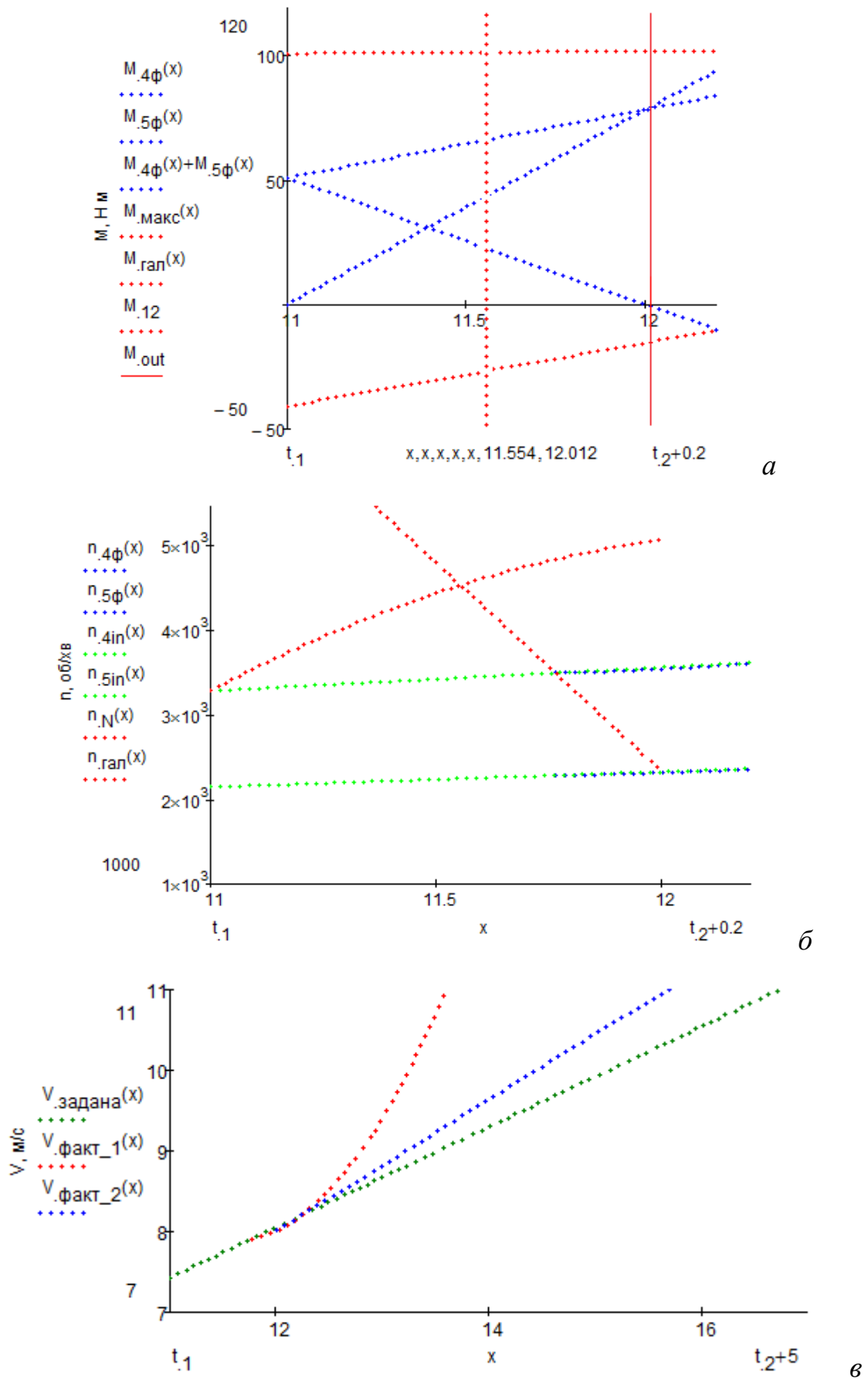
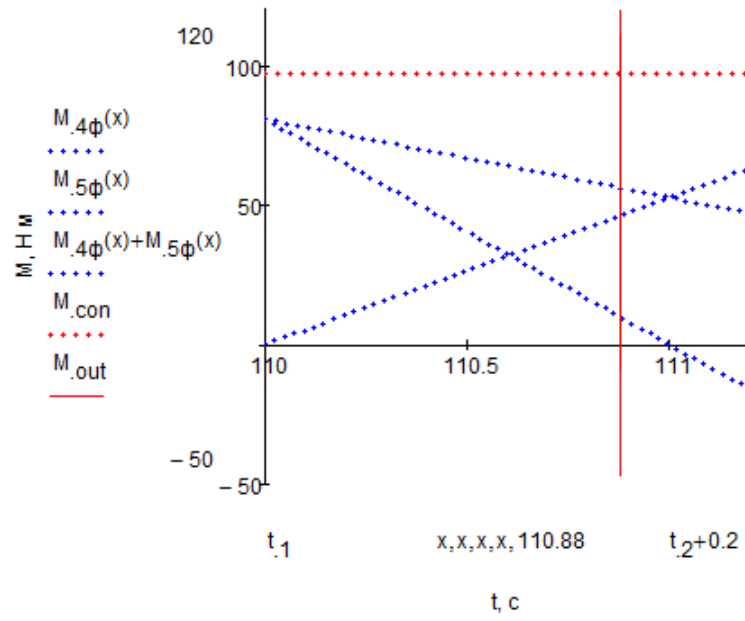
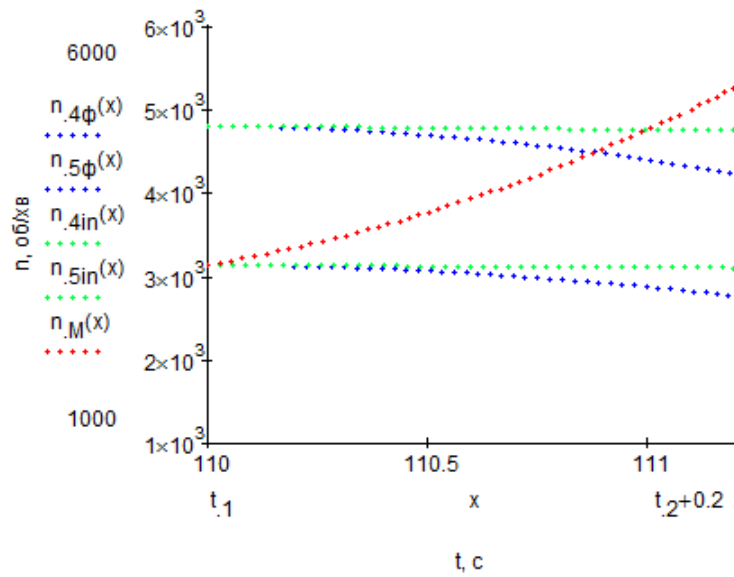


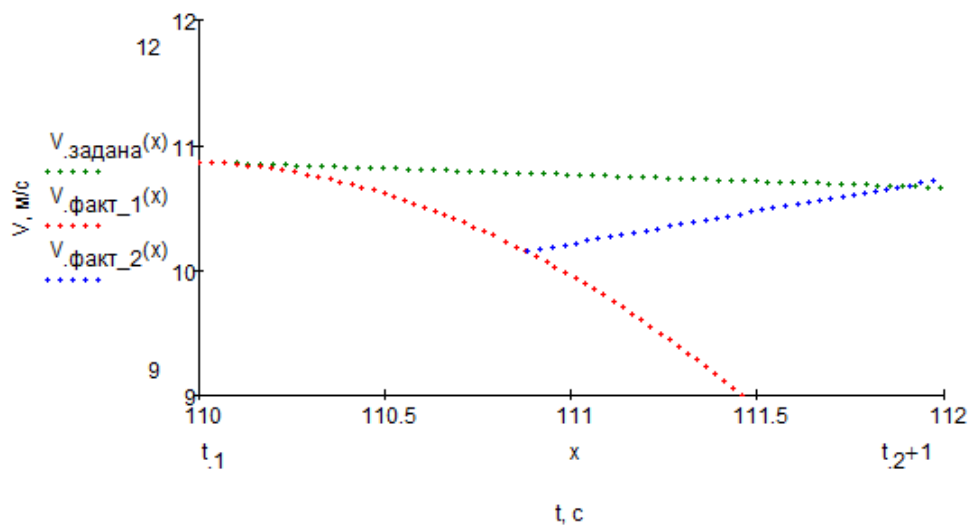
Рисунок 4.14 - Моделювання N-керування двигуном при розгоні АТЗ



a



б



в

Рисунок 4.15 – Моделювання М-керування двигуном при сповільненні АТЗ

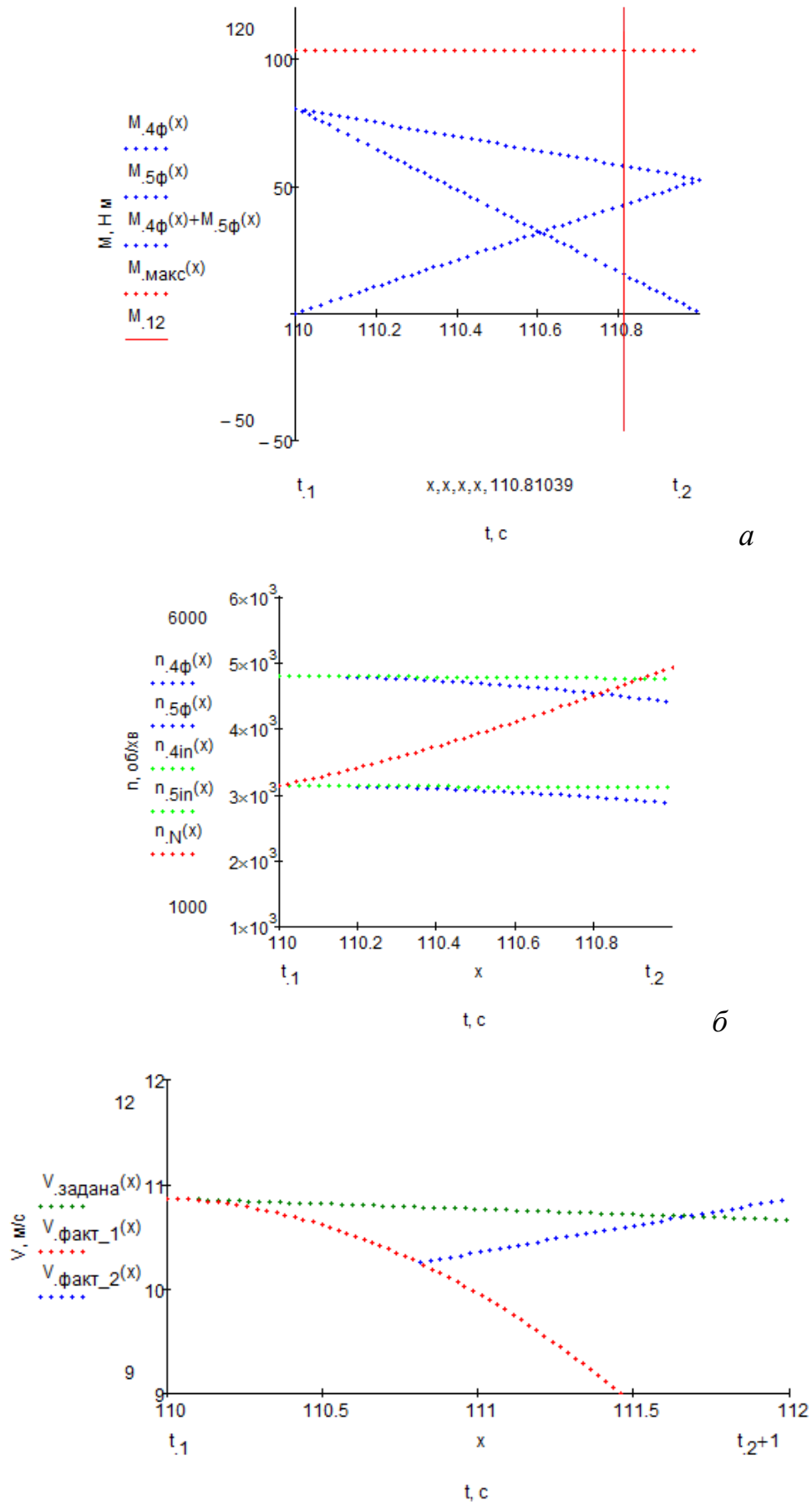


Рисунок 4.16 – Моделювання N-керування двигуном при сповільненні АТЗ

Загалом за результатами дорожніх випробувань автомобіля Toyota з серійними і відкоректованими законами керування перемикачами слід констатувати позитивний ефект від впровадження запропонованих програм автоматичного коригування режимів роботи двигуна під час прямих і зворотніх перемикачів у тяговому режимі. Зокрема, це дозволяє:

1. Істотно покращити дотримання швидкості (програми) руху, яку задає водій під час перемикачів; усунути імпульсне (неконтрольоване) збільшення частоти обертання вала двигуна при прямих перемикачах на тяговому режимі роботи, що зумовлює збільшення роботи буксування зчеплення/виконавчих елементів перемикачів і погіршує плавність цього процесу.

2. З умов кінематики силового приводу робота виконавчих елементів блока керування від початку перемикачів повинна забезпечити зменшення частоти обертання вала двигуна до значення, еквівалентного зміні передатного відношення на наступній передачі.

3. Проведені за результатами комп'ютерного, імітаційного моделювання у програмному середовищі MATCAD і MATLAB з існуючою серійною системою організацією перемикачів з розривом силового потоку, та додатковим моделюванням (на базі опрацьованої моделі) динаміки процесів перемикачів сходовинчастої коробки Toyota Yaris з використанням фрикціонів засвідчили теоретичні можливості подальшого покращення динаміки і енергетики процесів перемикачів передач, зокрема, за рахунок уникнення розриву силового потоку.

### **4.3 Висновки до четвертого розділу**

1. Проведені експериментальні дорожні дослідження і реалізація внесених змін у алгоритми роботи електронних блоків управління системою живлення двигуна і автоматизованої механічної коробки передач (на прикладі Toyota Yaris мод. SCP 90) підтвердили можливість реалізації автоматичного коригування режимів роботи двигуна (на прикладі *M*- і *N*- алгоритмів) під час процесів перемикачів передач та зміни законів управління механічною коробкою передач

2. Короткочасність процесів перемикання (на досліджуваній конструкції з розривом силового потоку при перемиканні) та інерційність роботи як виконавчого приводу блоків управління, так і силового агрегату у цілому, обумовлюють певне відставання у межах 0,1-0,3 с від моменту команди на реалізацію  $M$ - і  $N$ - керування.

3. Проведене імітаційне моделювання режимів розгону та сповільнення автомобіля Toyota Yaris у програмному середовищі MATLAB і MATHCAD підтвердили якісний характер протікання процесів перемикання (відхилення в межах 7-10% за рахунок не повного врахування інерційності складових силового приводу) та співставимість абсолютних значень показників розгону/сповільнення автомобіля.

## ВИСНОВКИ

У дисертації розв'язано науково-практичне завдання раціональної щодо паливоощадності організації процесів перемикання передач:

1. Залежно від кількості передач механічної трансмісії та, відповідно, щільності ряду передатних відношень, пріоритетними з умов паливної оощадності, і режиму руху який задає водій, можуть бути нижча або вища суміжні передачі. Зокрема, вища передача, як тільки-но з'являється можливість перемкнуту трансмісію на вищій ступінь, або нижча – під час руху на ній до граничної/максимальної частоти обертання вала двигуна.

2. Використання фрикціонів для перемикання передач у механічній сходинчастій (ступеневій) трансмісії дає змогу організувати процес перемикання без розриву силового потоку і вимикання/вмикання зчеплення. Це дає істотну перевагу з огляду на дотримання режиму руху, який задає водій, порівняно із синхронізаторами чи кулачковими муфтами. Проте наявність фрикціонів істотно ускладнює конструкцію коробки передач.

3. Для режимів розганяння та сповільнення розроблено чотири принципово різних алгоритми автоматичного коригування режимів роботи двигуна внутрішнього згоряння упродовж процесу перемикання передач з умов дотримання заданого режиму руху ( $\omega$ -керування,  $g$ -керування,  $M$ -керування та  $N$ -керування). Використання  $N$ -керування двигуном має безперечну перевагу над іншими щодо можливості мінімізувати роботу буксування фрикціонів (щонайменше удвічі) та відхилення від режиму руху, який задає водій (від 0,9 до 1,7 %). Крім цього витрата палива зменшується на 7-8%. Тому ці критерії ефективності перемикань взаємообумовлені й не суперечать один одному.

4. Діапазон можливого використання алгоритму  $N$ -керування дещо обмежений стосовно використання діапазону швидкості руху (частоти обертання вала двигуна) порівнянно з нефорсованими режимами керування. Однак у межах цього діапазону вибір миті початку перемикань не впливатиме суттєво на паливоощадність

автомобіля. Окрім цього вимоги щодо забезпечення плавності перемикачів (без поштовхів і ударів) у разі  $N$ -керування стають суворішими.

5. Організація процесу перемикачів передач фрикціями для режиму сповільнення (зворотні перемикачів) істотно відрізняється від прямих (з нижчої передачі на вищу) перемикачів під час розганяння. Зокрема, зворотні перемикачів потребують залучення лише тягових режимів роботи двигуна, як для динамічних, так і для нединамічних способів керування.

6. Автоматичне коригування режимів роботи двигуна під час перемикачів передач механічної трансмісії з використанням синхронізаторів чи кулачкових муфт за принципом аналогічне по суті запропонованому в роботі стосовно перемикачів фрикційними. Це, однак, не забезпечує нерозривність силового потоку за одинарного фрикційного зчеплення, але уможлиблює його застосування з використанням двох паралельних зчеплень за принципом DSG. Проте детальніша якісна і кількісна оцінка (насамперед варіанта із класичним одинарним зчепленням) потребує окремого дослідження.

7. Наведені експериментальні (дорожні) дослідження та паралельно імітаційне моделювання у програмному середовищі MATHCAD і MATLAB (на прикладі автомобіля Toyota Yaris моделі SCP90, оснащеного автоматизованою механічною коробкою передач C551A «Multimode») засвідчують достатню збіжність результатів теоретичних досліджень та якісний характер ефективності автоматизації керування режимів роботи двигуна під час перемикачів ( $N$ - та  $M$ - керування двигуном).

8. Запропонована методика організації процесів перемикачів на основі синхронної паралельної роботи двох фрикційів (оптимальне перекриття передач) з одночасним автоматичним коригуванням режимів роботи двигуна актуальна, окрім розглянутої схеми механічної коробки, і для гідродинамічних передач із раннім блокуванням гідротрансформатора і перемикачів передач за допомогою фрикційів за заблокованого трансформатора. Особливо актуальна ця методика для автоматичних механічних коробок передач із двома, паралельними зчепленнями за схемою DSG. Останні набувають дедалі більшого поширення.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Shifting Along nicely // International journal of Applied pneumatics. — 1987. — Vol. 1, № 87. — pp. 104 - 110.
2. Willams F. A mechanical torque converter, and its use as an automobile transmission / F. Willams, D. Nipping. // Pros. Inst. Mech. Engrs. — 1976. - Vol. 190, № 32— P. 447—456.
3. Die Konigsklasse im Test // Top agrar. — 1997. — № 11. — pp. 60—75.
4. Sechs Fabrricate im Doppeltest // Top agrar. — 1998. — № 12. — pp. 71—78.
5. Muller F., Sailer H. New future-oriented tractor transmission ZF. International off-Highway / Franz Muller, Hubert Sailer // SAE Techn. Pap. Ser. — 1993. — 13 p.
6. Жанахутдинов Б. Г. Исследование потерь энергии в тракторных трансмиссиях при переключении передач : дис. канд. техн. наук: 05.05.03 / Б. Г. Жанахутдинов — Москва, 1980. — 159 с.
7. Larsen H., Carlsen H. Automatgear i lastvogne / H. Larsen, H. Carlsen // Lyngby, Danmark. Danmarks tekniske Hojskole, Laboratoriet for energiteknik, DTH Raport, 1975, VIII. — 73 p.
8. Harmon K. Shift modulation of «Allison» automatic and power shift transmissions / K. Harmon, R. Schaefer // SAE Preprint - 1973. -N 730839. — 11 p.
9. Румянцев Л. А. Автоматическая механическая коробка передач, переключаемая под нагрузкой / Л. А. Румянцев // Журнал автомобильных инженеров. - 2012. - № 4 (75) — С. 40—43.
10. Гащук П. М. Механічний аналог як засіб дослідження властивостей внутрішнього автоматизму гідродинамічних передач / П. М. Гащук, С. В. Нікіпчук // Збірник наукових праць асоціації підприємств України по виробництву автобусів «Автобус»: Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів і поїздів. — Львів. 2000. — №4. — С. 43—50.



11. Wirbitzky G. Neue Techniken im ZF-Getriebe-Programm für Nutzfahrzeuge / G. Wirbitzky // *Nahverkehrs-Praxis*, 1980, V. 28. N 1. S. 11, 14—15.
12. Schwab M. Electronic Control of a 4-Speed Automatic Transmission with Lock-Up Clutch / M. Schwab // *SAE Technical Paper Series*, 1984.— № 840448.— P. 85—93.
13. Holmes R.S. Automated Mechanical Transmission Controls / R.S. Holmes, R.R. Smyth, D. Speranza // *SAE Technical Paper Series*, 1983.— № 831776.— 9 p.
14. Krainyk L., Dfechsel E., Koralewski G., Bouchetara M.: Optimale Steuerung von Kft-Getrieben // *Kraftfahrzeugtechnik*, Berlin, 1987.-H.4, - S. 108-111.
15. Крайнык Л.В. Оптимальное управление трансмиссией /Л.В. Крайнык// *Автомобильная промышленность*. – 1991. – №4. – С. 11—12.
16. Крайнык Л.В. Развитие электронных систем автоматизации автомобильных трансмиссий / Л. В. Крайнык, О. П. Дмитренко, М. Н. Дзядык, В. Б. Кондур // Москва, изд. ЦНИИТЭИ Автопром, - 1989. – 52 с.
17. Комплексна розробка і організація нових промислових виробництв сучасного покоління автобусів і тролейбусів: Монографія / Л.В.Крайнык, А.В.Волошанський, О.В. Свиначук та ін. – Львів - Триада плюс. - 2011.- 245 с.
18. Самородов В. Б. Аналіз застосування гідроприводів у трансмісіях колісних тракторів ХТЗ / В. Б. Самородов, Г. А. Аврунін, І. І. Мороз // *Вісник НТУ «ХП»*. Серія: Транспортне машинобудування. – Харків: НТУ «ХП», 2017. – № 14 (1236). – С. 65–72.
19. Гричанюк М. В. Методика підвищення енергоефективності автомобилей багатоцелевого призначення форсажними режимами роботи моторно-трансмисійних установок: дис. канд. техн. наук: 05.05.03 «Колесные и гусеничные машины» / Гричанюк М. В. – Екатеринбург, 2013. – 118 с.
20. Ahn K. Estimating Vehicle Fuel Consumption and Emissions Based on Instantaneous Speed and Acceleration Levels / K. Ahn, H. Rakha, A. Trani // *Journal of Transportation Engineering*. — 2002. — Vol. 128 (2). — P. 182—190.
21. Bezdek R. Fuel Efficiency and the Economy / R. Bezdek, R. Wendling // *American Scientist*. — 2005. — Vol. 93. — P. 132—141.

22. Филимонов А. А. Имитационная модель реального времени для исследования законов переключения передач / А. А. Филимонов, В. А. Кусяк // Вестник Белорусского национального технического университета: Транспорт. – 2009. – №4. – С. 60–65.

23. Руктешель О. С. Анализ и синтез систем автоматического управления переключением передач автотранспортных средств : дис. докт. техн. наук : 05.05.03 «Колесные и гусеничные машины» / О. С. Руктешель – Минск, 1987. – 503 с.

24. Трёмбовельский Л. Г. Комплексный подход к формированию топливно-скоростных свойств и производительности АТС / Л. Г. Трёмбовельский. // Журнал автомобильных инженеров. – 2011. – №2. – С. 48–50.

25. Гащук Л. П. Екстремальна динаміка розгону й гальмування пожежного автомобіля / Л. П. Гащук, П. М. Гащук. // Пожежна безпека: Збірник наукових праць. — Львів. – 2014. – №24. – С. 20 – 32.

26. Гащук Л. П. Динамічність процесу рушання автомобіля / Л. П. Гащук, П. М. Гащук // Динаміка, міцність та проектування машин і приладів: Вісник Національного університету «Львівська політехніка»: Збірник наукових праць. — Львів. – 2015. – №820. – С. 3—13.

27. Громовой С. В. Оптимизация процесса разгона легкового автомобиля при создании автоматических механических ступенчатых трансмиссий : дис. канд. техн. наук : 05.05.03 «Колесные и гусеничные машины» / Громовой С. В. – Ижевск, 2003. – 202 с.

28. Нарбут А. Н. Оптимизация разгона АТС / А. Н. Нарбут, А. А. Мухитдинов. // Автомобильная промышленность. – 2002. – №1. – С. 20—21.

29. Гащук П. Н. Энергетическая эффективность автомобиля / П. Н. Гащук. – Львов: Свит, 1992. – 208 с.

30. Гащук П. Н. Энергопреобразующие системы автомобиля: идентификация и анализ / П. Н. Гащук. – Харьков: РИО ХГАДТУ, 1998. – 272 с.

31. Krajnyk L. Über die Bewertung von Beschleunigungsvorgängen / L. Krajnyk, P. Hastschuk // Kraftfahrzeugtechnik. – 1987. – Н. 1. – Berlin: VEB Verlag Technik. – S. 4–6. – Bibl.: 20.

32. Гащук Л. П. Особливі оцінки динамічності розгону військового автомобіля / Л.П. Гащук, П. М.Гащук // Військово-технічний збірник. - 2015. - № 13. - С. 20—29.
33. Schwedler G. Der Bescheunigung-Index-cinneuer Begriff// Antriebstechnik. — 1975. —№ 8. — S. 466—468.
34. Красиков С. М. Об оценке экономичности разгона автомобиля// Автомобильная и тракторная промышленность / С. М. Красиков // Автомобильная и тракторная промышленность. – 1955. – №10. – С. 14—19.
35. Нарбут А. Н. Оптимизация разгона автомобиля / А. Н. Нарбут // Проблемы совершенствования автомобильной техники: Тезисы докладов Всесоюзного семинара. – Москва: МВТУ. – 1986. – С. 78—79.
36. Плужников Б. И. Методика определения законов управления двигателем и переключением передач автомобиля/ Б. И. Плужников // Проблемы совершенствования автомобильной техники: Тезисы докладов Всесоюзного семинара. — Москва: МВТУ, 1986. — С. 88—89.
37. Гащук П. М. Про зміст поняття «коефіцієнт корисної дії автомобіля» /П. М. Гащук, М. І. Сичевський, А. М. Домінік // Вісник Львівського державного університету безпеки життєдіяльності: Збірник наукових праць. – 2016. – №14. – С. 152—175.
38. Айзерман М. А. Автоматика переключения передач / М. А. Айзерман. – Москва: МАШГИЗ, 1948. – 140 с.
39. Нагайцев М. В. Метод прогнозирования режимов работы ступенчатой коробки передач транспортной машины с системой автоматического переключения : дис. канд. техн. наук : 05.05.03 «Колесные и гусеничные машины» / Нагайцев М. В. – Москва, 2003. – 149 с.
40. Тарасик В. П. Интеллектуальные системы управления автотранспортными средствами: Монография / В. П. Тарасик, С. А. Рынкевич. – Минск: Технопринт, 2004. – 512 с.
41. Васильев В. В. Разработка адаптивных законов управления агрегатом трансмиссии колесной машины «гидродинамическая передача — муфта сцепления

— вальная коробка передач: автореф. дисс. канд. техн. наук : спец. 05.05.03 "Колесные и гусеничные машины" / В. В. Васильев – Москва, 2018. – 18 с.

42. Patent US 5806370: Method for modifying the shift-points of an automatic transmission / L. Jeffery [et al.]. 1998. 13 p.

43. Patent US 6044317: Method for eliminating instability in a vehicle automatic transmission which constantly shifts from one speed ratio to the higher ratio and conversely / C. Taffin; 2000. 10 p.

44. Patent US 063797: Method for tuning a gearshift point of an automatic transmission / A. Douglas [et al.]. 2012. 28 p.

45. Ларин В. В. Теория движения полноприводных колесных машин. / В. В. Ларин. – Москва: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. – 391 с.

46. Patent US 5459658: Automatic transmission with programmable shiftpoints / J. Morey [et al.]. 1995. 9 p.

47. Patent US 5846161: Control system for an automatic transmission having shift points based on part throttle positions which are used when engine speed is lowered below an adjustable minimum engine speed setting / J. Hosseini [et al.]: 1998. 11 p.

48. Patent US 0114003A1: Method for controlling an automatic gearbox according to a road profile / Thierry Baize; 2005. 5 p.

49. Patent US 0098181: Method for controlling an automatic gearbox of a motor vehicle in the vent that the gas/pedal is spontaneously released / M. Henneken [et al.]. 2004. 6 p.

50. Patent UK 2517438: Method and apparatus for downshifting an automatic vehicle transmission / E. Sahlberg, A. Lowndes; 2015. 20 p.

51. Безлепкин А. А. Об особенностях построения алгоритма управления гидромеханической коробкой передач многоцелевой колесной машины специального назначения / А. А. Безлепкин, В. А. Кошман, В. А. Смоляков // Механіка та машинобудування. – 2012. – №1. – С. 81—89.

52. Гащук П. М. Взаємозумовленість структури рядів передатних відношень та оптимальних законів перемикування ступеневої трансмісії автомобіля /

П. М. Гащук, Р. А. Пельо // Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні та приладобудуванні: Вісник НУ "Львівська політехніка". – 2004. – №515. – С. 74—80.

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

54. Пельо Р. А. Обґрунтування деяких властивостей автомата керування трансмісією автомобіля / Р. А. Пельо // Зб. наук. праць. Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів і поїздів. – 2006. – №9. – С. 94—98.

55. 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. збірник.— Львів: НУ «Львівська політехніка». – 2007. – №41. – С. 73—80.

56. Hashchuk P. Optimal laws of gear shift in automotive transmissions / P. Hashchuk, R. Pelo // ECONTechMOD. An International quarterly journal. — Lublin-Rzeszow, 2018, - Vol. 07, No. 2 - P. 59-69.

57. Гащук П. М. Аналіз перехідного процесу при автоматизованому перемиканні ступенів трансмісії автомобіля / П. М. Гащук, Р. А. Пельо // Вісник Національного транспортного університету.— Київ: НТУ. – 2009. – №18. – С. 32—41.

58. Анализ существующих конструкций трансмиссий / [В. А. Богомолов, В. И. Клименко, А. В. Ужва та ін.] // Автомобильный транспорт. – 2010. – №27. – С. 17—21.

59. Driving the Future. Driveline Technology In Modern Trucks [Електронний ресурс] // Friedrichshafen: ZF Friedrichshafen AG. – 2011. – Режим доступу до ресурсу: [www.zf.com](http://www.zf.com).

60. Павловский В. Е. Система управления нижнего уровня для автомобиля с механической трансмиссией / В. Е. Павловский, В. Н. Огольцов, Н. С. Огольцов //

Препринты Института прикладной математики им. М. В. Келдыша. – 2013. – №103. – 28 с.

61. Моделювання робочого процесу синхронізації у десятиступінчастій коробці передач вантажного автомобіля / В. О. Богомолов, В. І. Клименко, М. Г. Михалевич, М. М. Сильченко // Автомобильный транспорт. – 2011. – №29. – С. 56—61.

62. Розробка адаптивних систем керування трансмісією транспортних машин. Звіт про науково-дослідну роботу (заключний). — Харків: Харківський національний автомобільно-дорожній університет, 2009. — 209 с.

63. Fuller® Automated Transmissions: Fuller® Ultra- Shift® LST -LHP, -LEP // Eaton tech. information: condensed specifications TRSL-0300, -0318 807 2.5M/WP, TRSL -0314 807 2M/WP. — Eaton Corporation, USA, 2007. — 6 p.

64. Drucker E.-M. La réalisation mécanique des trains épicycloïdaux / E. -M. Drucker E.-M.. // Rev. techn. automob. – 1965. – №229. – С. 42—44.

65. Müller A. Elektronisch gesteuertes Gruppengetriebe/ A. Müller, G. Eschrich // Bosch Technische Berichte. — Band 7 (1983). — Heft 4 — S. 175—183.

66. Förster H.-J. Das kraftschlüssige Schalten von Übersetzungsstufen in Fahrzeug-Getrieben / H.-J. Förster // VDI-Z 99 (1957), Nr 27. 21. September. — S. 1319—1331.

67. Трансмиссии тракторов / К. Я. Львовский, Ф. А. Черпак, И. Н. Серебряков, Н. А. Щельцын. – Москва: Машиностроение, 1976. – 280 с.

68. Басалаев В. Н. Исследование процесса переключения передач под нагрузкой и оптимизация управления фрикционными муфтами механической трансмиссии/ В. Н. Басалаев, А. В. Коваленко // Механика машин, механизмов и материалов. — 2011. — № 2 (15). С. 24—32.

69. Саламандра К. Б. Применение закона сохранения момента импульса при анализе переключений в автоматических коробках переключений / К. Б. Саламандра, Л. И. Тывес // Известия МГТУ «МАМИ», № 3 (29), 2016. — С. 80—88.

70. Grad K. Schaltkonzept für anfahrkupplungen in lastschaltgetrieben / K. Grad, Th. Cappellaro, Th. Oberbuchner // ATZ. — Sonderausgabe, Juli 2013. — S. 58—65.

71. Daniels J. Two clutch variations / J. Daniels // *Autocar*. — 1981. — № 4. — P. 36—37.

72. Patent U.S. 2386217: Automatic Variable Speed Transmission / A. Kergesse [et al.]. 10 July. 1940.

73. Тарасик В. П. Фрикционные муфты автомобильных гидромеханических передач / В. П. Тарасик. — Минск: Наука и техника, 1973. — 230 с.

74. Басалаев В. Н. Определение оценочных показателей процесса переключения передач механической трансмиссии при проведении исследовательских испытаний в дорожных условиях / В. Н. Басалаев // *Механика машин, механизмов и материалов*. — 2009. — №4. — С. 47—49.

75. Кондрашкин А. С. Выбор пары трения для фрикционов автоматической гидропередачи легковых автомобилей класса 1,5—2,0 литра / А. С. Кондрашкин, Г. М. Лаврухин // *Конструкции автомобилей*. — 1973. — №5. — С. 12—16.

76. Маханько А. А. Моделирование и алгоритмы микропроцессорного управления трансмиссией тяжелых транспортных машин : автореф. дис. ... канд. техн. наук. техн. наук : спец. 05.13.18 "Математическое моделирование, численные методы и комплексы программ" / Маханько А. А. — Казань, 2007. — 20 с.

77. Поддубко С. Н. Аналитические исследования процесса переключения передач в трансмиссиях автомобилей с двойным сцеплением / С. Н. Поддубко, А. М. Гоман, В. В. Шпортько // *Актуальные вопросы машиноведения. Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси*. — Минск. — 2015. — №4. — С. 61—65.

78. Зайцев А. Р. Методика определения оптимальных параметров настройки системы управления сухим фрикционным двойным сцеплением / А. Р. Зайцев // *Механизация строительства*. — 2013. — №3. — С. 10—13.

79. Goetz M. Dynamics and control of gearshifts on twin-clutch transmissions / M. Goetz, M. Levesley, D. Crolla // *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*. — 2005. — August 1, 219. — P. 951—963.

80. Ксендзов Н. В. Исследование и выбор режимов переключения передач колесного трактора под нагрузкой: Автореф. дис. ... канд. техн. наук / Н. В. Ксендзов. — Минск, 1979. — 17 с.

81. Островерхов Н. Л. Нагруженность трансмиссий колесных машин / Н. Л. Островерхов, В. Н. Ксендзов. — Минск: Наука и техника, 1983. — 85 с.

82. Franz M., Hubert S. New future-oriented tractor transmission ZF. International off Highway // SAE Techn. Pap. Ser. — 1993. — 13 p.

83. Вознесенский, А. Н. Разработка электрогидравлической системы управления переключением передач / А. Н. Вознесенский, А. А. Тимофиевский // Приводная техника. — 2006. — № 1. — С. 15—20.

84. Курочкин Ф. Ф. Метод выбора рациональных характеристик процесса переключения в автоматической коробке передач автомобиля: автореф. дис. ... канд. техн. наук / Ф. Ф. Курочкин. — Москва, 2008. — 16 с.

85. Шарипов Д. В. Работа буксования фрикционного сцепления трактора при переключении передач без разрыва потока мощности / Д. В. Шарипов, Н. А. Щельцын // Известия волгоградского государственного технического университета. Серия: Наземные транспортные системы: Межвузовский сборник научных статей. Выпуск 2. — 2007. — № 8 (34). — С. 16—22.

86. Стримовский С.В. Обеспечение качества переключения передач в гидромеханической трансмиссии колесной машины / С. В. Стримовский // Восточно-европейский журнал передовых технологий. — 2007. — №4/4 (28). — С. 38-41

87. Гивартовский Л. А. Исследование режимов работы сцепления автомобиля: Дис... канд. техн. наук / Гивартовский Л. А. — Московский автомеханический институт .Москва, 2007. — 147 с.

88. Кретов А. В. Выбор параметров и законов регулирования автоматического сцепления по критериям минимизации нагрузочных режимов трансмиссии: Дис. ... канд. техн. наук / А. В. Кретов — Московский автомеханический институт. Москва, 1987. — 214 с.



89. Лукин П. П. Конструирование и расчет автомобиля: Учебное пособие. / П. П. Лукин. – Москва: Машиностроение, 1984. – 376 с.

90. Зайцев А. Р. Исследование мехатронной системы двойного сцепления трансмиссии автомобиля: Дис. ... канд. техн. наук: Специальность 05.02.05 — Роботы, мехатроника и робототехнические системы / А. Р. Зайцев. — Санкт-Петербург, 2013. — 168 с.

91. Baehler T. W. Transmission Systems Analysis for Varied Tasks / T. W. Baehler // SAE Preprint, 1973. — N 730838. — 8 p.

92. Чередниченко Ю. И. Испытания автомобильных гидромеханических передач / Ю. И. Чередниченко. — Москва: Машиностроение, 1969. — 195 с.

93. Чередниченко Ю. И. Методика объективной оценки плавности переключения передач ГМП / Ю. И. Чередниченко, А. А. Надь // Москва: Труды ЗИЛа. – 1977. – №7. – С. 41—56.

94. Фисенко И. А. Выбор законов управления гидромеханической передачей легкового автомобиля с целью улучшения плавности переключения передач и снижения потерь мощности: Дис. ... канд. техн. Наук / И. А. Фисенко — Москва, 1984. — 177с.

95. Фисенко И. А. Оценка плавности переключений гидромеханических передач легковых автомобилей / И. А. Фисенко, Ю. К. Есеновский-Лашков, Е. М. Скоков // Автомобильная промышленность. – 1982. – №5. – С. 17—18.

96. Котиев Г. О. К вопросу об обеспечении требуемого «перекрытия» передач при переключении в автоматических коробках передач транспортных машин / Г. О. Котиев, М. В. Нагайцев, Ф. Ф. Курочкин // Журнал автомобильных инженеров. – 2008. – №2. – С. 36—41.

97. Kurata K. A study of smooth gear shift control system with torque feedback. Electronic transmission control / K. Kurata, T. Minowa, M. Ibamoto. – 2002. – С. 217—221.

98. Minowa T., Ochi T. Smooth shift control technology for clutch-to-clutch shifting. Electronic transmission control / T. Minowa, T. Ochi. - SAE, 2002, p. 253—258.

99. Кусяк В.А. Проектирование автоматизированных мехатронных систем управления силовым агрегатом грузовых автомобилей и автопоездов: моногр. / В.А. Кусяк, О.С. Руктешель. – Минск: БНТУ, 2015. – 295 с.

100. Анализ существующих конструкций трансмиссий / В. А. Богомолов, В. И. Клименко, Н. Г. Михалевич, Н. Н. Сильченко // Автомобильный транспорт. – 2010. – №27. – С. 17—21.

101. Гируцкий О. И. Электронные системы управления агрегатами автомобиля / О. И. Гируцкий, Ю. К. Есеновский-Лашков, Д. Г. Поляк. – Москва: Транспорт, 2000. – 212 с.

102. Михачевич Н. Г. Анализ современных тенденций в развитии конструкций автоматизированного управления агрегатами трансмиссии / Н. Г. Михачевич, П. Н. Сильченко // Вестник ХНАДУ. – 2016. – №75. – С. 54—57.

103. Манкевич, А.В. Обеспечение регулирования плавности и безударного переключения передач в трансмиссиях гусеничных машин. / А.В. Манкевич, А.П. Подлевских // Инновации, качество и сервис в технике и технологиях: Сб. науч. трудов 4-ой Международной научно-практической конференции. - В 3-х томах, Том 1., Юго-Зап. гос. ун-т. – Курск, 2014. – С. 364—368.

104. Pettersson M. Driveline Modeling and Principles for Speed Control and Gear-Shift Control / M. Pettersson — Linköping: Linköpings universitet, 1996. — 94 p.

105. Pettersson M. What is energy efficiency?: Concepts, indicators and methodological issues / M. Pettersson // Energy Policy. — 1996. — Vol. 24 (5). — pp. 377—390.

106. Гащук П. М. Оптимизация топливно-скоростных свойств автомобиля / П. М. Гащук. – Львов: Вища школа, 1987. – 168 с.

107. Förster H. Wandlugsbereich und Stufung bei Fahrzeuggetrieben / H.-J. Förster. // Automob. Ind. – 1963. – №3. – С. 107—120, 123—130.

108. Куликов Н. К. О выборе передаточных чисел ступенчатой коробки перемены передач / Н. К. Куликов // Автотракторная промышленность. – 1951. – №6. – С. 12—17.

109. Mitschke M. *Dynamik der Kraftfahrzeuge* / M. Mitschke, H. Wallentowitz, Springer, 2010. – 709 s.
110. Jazar R. N. *Vehicle Dynamics: Theory and Application* / R. N. Jazar, New York: Springer Science+Business Media, LLC, 2008.— 1015 p.
111. Автомобілі: тягово-швидкісні властивості та паливна економічність / В. П.Сахно, Г. Б. Безбородова, М. М. Маяк, С. М. Шарай. – Київ: «КВІЦ», 2004. – 174 с.
112. Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин / [Е. Е. Александров, Д. О. Волонцевич, В. А. Карпенко та ін.]. – Харьков: ХГАДТУ (ХАДИ), 2001. – 642 с.
113. Зимелев Г. В. *Теория автомобиля* / Г. В. Зимелев. – Москва: Военное издательство министерства обороны Союза ССР, 1957. – 456 с.
114. Волков В. П. *Теория эксплуатационных свойств автомобиля: Учебн. пособие* / В. П. Волков. – Харьков: ХНАДУ, 2003. – 292 с.
115. Шепеленко Г. Н. *Основы теории самоходных машин* / Г. Н. Шепеленко. – Харьков: Изд-во при Харьк. ун-те, 1993. – 216 с.
116. Московкин В. В. Влияние законов протекания внешней скоростной характеристики двигателя на свойства автомобиля / В. В. Московкин, Е. Н. Вохминов, Д. Е. Вохминов // *Инновационные технологии и повышение качества в приборостроении: Сб. тр.* – Москва: МГАПИ, 1999. – №3. – С. 33—37.
117. Московкин В. В. Влияние мощности двигателя на топливную экономичность автомобиля / В. В. Московкин, Д.Е. Вохминов, В. В. Коновалов, А. С. Шкель // *3-й Международный автомобильный научный форум (МАНФ). Сб. науч. тр.* — Москва: ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», 2005. С. 44—51.
118. Московкин В. В. Оценка потенциальных возможностей двигателя по критерию топливной экономичности автомобиля / В. В. Московкин, Д. Е. Вохминов, А. С. Шкель // *Вестник МГУПИ.* — Москва, 2008. № 11. С. 104—110.
119. Московкин В.В., Вохминов Е.Н., Вохминов Д.Е. Тягово-динамическая характеристика автомобиля / В. В. Московкин, Е. Н. Вохминов, Д. Е. Вохминов //

Сб. тр. МГАПИ «Инновационные технологии и повышение качества в приборостроении». Вып. 3. — Москва, 1999. — С. 28—33.

120. Динамический фактор или тягово-динамическая характеристика ? / В. В. Московкин, Е. Н. Вохминов, Д. Е. Вохминов, Е. А. Галевский // Автомобильная промышленность. — 2001. — №1. — С. 7—9.

121. Московкин В. В. Новый метод для расчетных исследований АТС / В. В. Московкин, Е. Н. Вохминов, А. С. Шкель // Автомобильная промышленность. — 2007. — №8. — С. 33—35.

123. Гащук П. М. Принципи ідентифікації регуляторних характеристик двигуна внутрішнього згоряння / П. М. Гащук // Вісник Національного університету «Львівська політехніка»: Динаміка, міцність та проектування машин і приладів. — 2016. — № 838. — С. 135—145.

124. Тягово-скоростные характеристики и топливная экономичность автомобиля. Теория и практика / [В. В. Московкин, Т. Д. Дзоценидзе, А. С. Шкель та ін.]. — Москва: ЗАО «Металлургиздат», 2012. — 204 с.

125. Кондрашкин А. С. Методика расчета передаточных чисел трансмиссии легкового автомобиля / А. С. Кондрашкин, В. А. Умняшкин, Н. М. Филькин // Автомобильная промышленность. — 1986. — №2. — С. 16—17.

126. Умняшкин В. А. Оптимизация передаточных чисел ступенчатых механических трансмиссий машин / В. А. Умняшкин, Н. М. Филькин // Теория и практика зубчатых передач: Труды международной конференции TRG'98. — Ижевск: ИжГТУ, 1998. — С. 349—354.

127. Умняшкин В. А. Основные направления повышения топливной экономичности и тягово-скоростных свойств автомобилей за счет оптимизации параметров и характеристик энергосиловых установок / В. А. Умняшкин, Н. М. Филькин // Транспорт Урала: Научно-технический журнал. — 2004. — №1. — С. 17—21.

128. Schmitt L. Qualitätsmethoden in der Automatikgetriebeentwicklung / L. Schmitt // Automobil-Industrie 36 (1991): Teil 1, No 4/5 — S. 337—345; Teil 2, No 6 — S. 487—491.

129. Hashchuk P. Optimal gear shift algorithm in the car transmission during its deceleration / P. Hashchuk, R. Pelo // Ukrainian journal of mechanical engineering and materials science. – 2018. – Vol. 4, № 1. – P. 132–144.

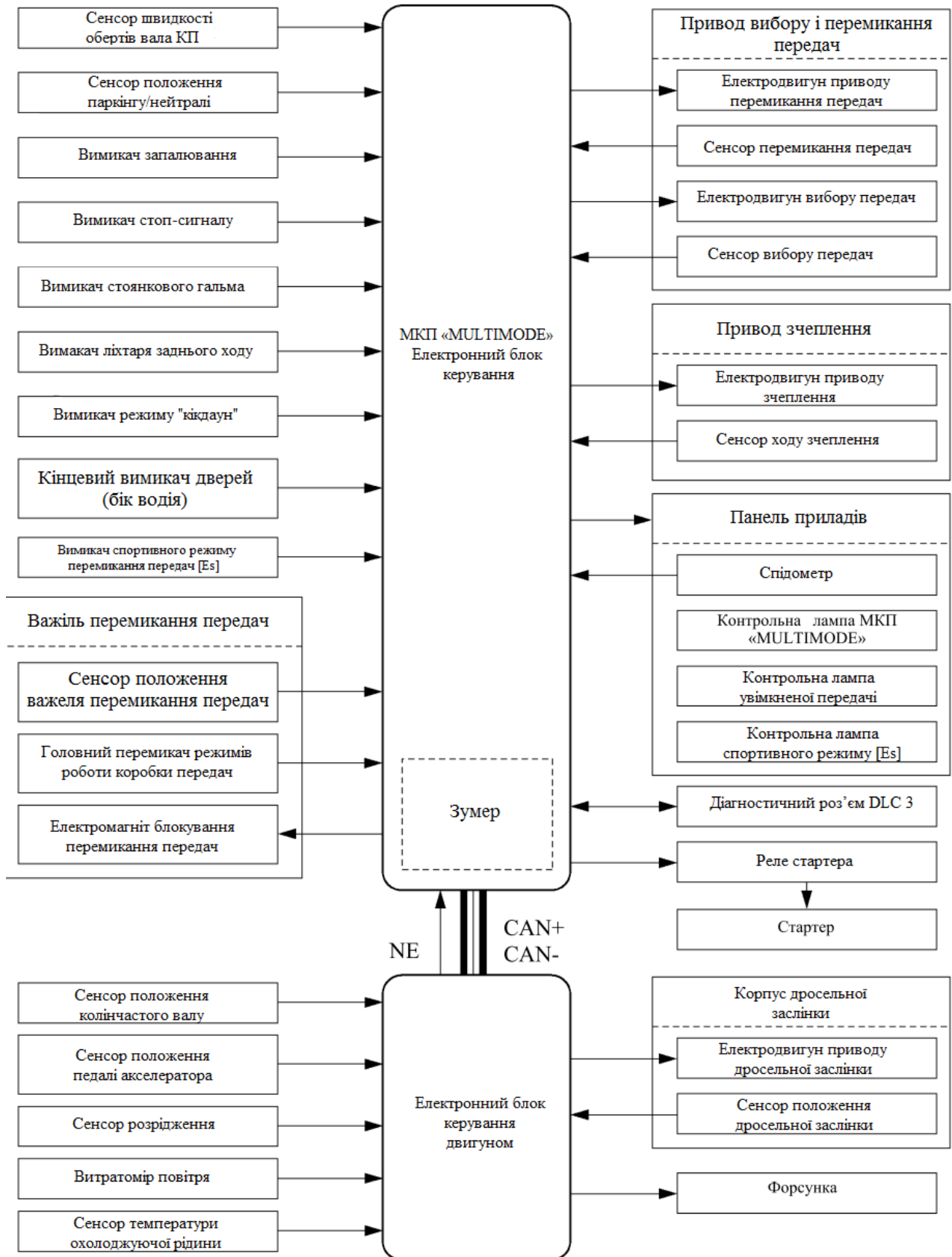
130. Котиков Ю.Г. Транспортная энергетика / Ю.Г. Котиков, В.Н.Ложкин. — Москва: Издательский центр «Академия», 2006. — 272 с.

131. Шуляк М. Л. Експериментальне дослідження алгоритму керування режимами роботи транспортного агрегату / М. Л. Шуляк, А. Т. Лебедев, М. П. Артёмов, В. П. Мальцев // Системи управління, навігації та зв'язку. - 2017. - Вип. 3. - С. 38-42.

## **ДОДАТКИ**

## Додаток А

## Електронний блок керування автомобіля Toyota Yaris



## Додаток Б

Програма моделювання алгоритму  $M$ -керування системою «двигун-трансмсія»  
всередовищі MATLAB

```

function avto(t0,tau)
%avto
%програма розрахунку параметрів руху автомобіля на відрізку часу  $T_a$  -
 $T_b$ 
%з перемиканням з 4-ї на 5-у передачу
%Вихідні дані: мить початку перемикання  $t_0$ , тривалість роботи  $\varphi_r \cdot \tau$ 

%параметри автомобіля
ma; %маса авто
k; %коеф. вітрового опору
F; % площа вітрового опору

%параметри двигуна
 $\omega_{min}$ ; %мін частота обертів колінчастого валу
 $\omega_{max}$ ; %мах частота обертів колінчастого валу

%параметри трансмісії
u1; %передатне число першої передачі
u2; %передатне число другої передачі
u3; % передатне число третьої передачі
u4;% передатне число четвертої передачі
u5;% передатне число п'ятої передачі
u0; %передатне число головної передачі
 $J_m$ ; %момент інерції мас трансмісії приведених до первинного валу
коробки передач
 $J_a$ ; %момент інерції мас трансмісії приведених до вторинного валу
коробки передач
delta_4; % коефіцієнт обліку обертових мас на 4 передачі
delta_5; % коефіцієнт обліку обертових мас на 5 передачі
delta_a; % коефіцієнт обліку мас приведений до вторинного вала КПП
eta; %коеф корисної дії трансмісії
rk; %рідіус кочення колеса
%дорожні умови
psi; %сумарний коеф опору дороги
%тривалість роботи фрикціонів
 $T_a$ ;
 $T_b$ ;
%закон руху
syms x;
Vx;
%розрахунок частоти обертів валу ДВЗ на 4-й та 5-й передачах

```



## Продовження додатка Б

```

yek4=Vx*u4*u0/(0.105*rk);
yek5=Vx*u5*u0/(0.105*rk);
%розрахунок приведених ефективних обертових моментів двигуна
rrr1=rk/(u4*u0*eta);
rrr2=rk/(u5*u0*eta);
Mek4=rrr1*(k*F*Vx^2+9.8*ma*psi*delta_4*diff(Vx));
Mek5=rrr2*(k*F*Vx^2+9.8*ma*psi*delta_5*diff(Vx));
%розрахунок обертових моментів приведених до ведучих фрикціонів КПП
Mfk4=Mek4-Jm*pi/30*diff(yek4);
Mfk5=Mek5-Jm*pi/30*diff(yek5);
%обертовий момент приведений до веденого вала коробки передач
Ma=rk/(eta*u0)*(9.8*ma*psi+k*F*Vx^2+ma*delta_a*diff(Vx));
%розв'язуємо систему рівнянь; обчислюємо коефіцієнти a,b
t0=10;
t1=t0; %мить початку перемикання
%tau=2.1; %тривалість роботи фрикціонів
t2=t1+tau;
rrr2=subs(Mfk4,t1);
rrr3=subs(Mfk5,t2);
A=[t1,1;t2,1];%матриця коеф при невідомих a,b
B=[rrr2;rrr3];
RRR=inv(A)*B; %розв'язуємо систему матричним методом
a=RRR(1,1);
b=RRR(2,1);
%знаходження законів керування фрикціонами в інтервалі часу t1,t2-
розв'язування системи ()
A1=[1,1;u4,u5]; %матриця коеф при невідомих
B1=[a*x+b;Ma]; %права частина
RRR1=inv(A1)*B1; %розв'язуємо систему матричним методом
Mfk4x=RRR1(1,1);
Mfk5x=RRR1(2,1);
%знаходимо програму руху під час перемикань (в інтервалі t1,t2)
%- функцію V*(x), тобто розв'язуємо дифрівняння ()
%проміжні обчислення
S1=Mfk5x*u5-Mfk4x*u4; %символьний тип
S1=char(S1); %перетворення символьного типу в рядковий
S2=1/(ma*delta_a); % число
S3=eta*u0/rk; % число
S4=-9.8*ma*psi; % число
S5=-k*F; % число
S2=num2str(S2);
S3=num2str(S3);
S4=num2str(S4);
S5=num2str(S5);

```

## Продовження додатка Б

```

%створюємо рядкову змінну, яка описує праву частину дифрівняння ()
S6=strcat('z=',S2,'*(',S1,'*',S3,S4,S5,'*y^2)');
S6=strcat(S6,';\n');
%створюємо файл, який описує праву частину дифрівняння для задачі Коші
f=fopen('pr14.m','wt');
fprintf(f,'function z = pr14( x,y )\n');
fprintf(f,S6);
fprintf(f,'end');
fclose(f);
%type('pr14.m')
%розв'язуємо задачу Коші методом Рунге-Кутта 4-го,5-го порядків
точності
y0=subs(Vx,t0);
options=odeset('RelTol',1e-8,'AbsTol',1e-10);
[t,y]=ode45('pr14',[t0,t2],y0,options);%функція знайдена в табличному
вигляді
%plot(t,y)
%обчислюємо фактичну частоту обертів вихідного вала в інтервалі t1,t2
за формулою ()
%функція yzir_ax розраховується в табличному вигляді
yzir_ax=y.*u0./(0.105*rk); % формула ()
%знаходимо апроксимуючу функцію - апроксимація лінійна
coef=apr(t,yzir_ax);
Yzir=coef(1)*x+coef(2);
%обчислення Mconst - формула (16)
syms M;
rrr=int(-30/(pi*Jm)*(b-M+a*x),x,t1,t2);
rrr=char(rrr);
rrr1=subs(yek5,t2);
rrr2=subs(yek4,t1);
rrr3=rrr1-rrr2;
rrr3=num2str(rrr3);
rrr4=strcat(rrr,'=',rrr3);
M=solve(rrr4,M); %символьний тип
%Mconst1=M;%запам'ятовуємо для дифрфвняння ()
Mconst=str2num(char(M))%число
% перевіряємо, чи знаходиться Mconst в діапазоні можливих значень
%розраховуємо діапазон значень обертів двигуна
rrr1=subs(yek4,t1);
rrr2=subs(yek5,t2);
%розрахунок діапазону значень потужності при гальмуванні
minus_rrr5=(-0.1024*rrr1-28.349)*30/(pi*rrr1);
minus_rrr6=(-0.1024*rrr2-28.349)*30/(pi/rrr2);
rrr3=max(minus_rrr5,minus_rrr6);

```

## Продовження додатка Б

```

S_rrr3=num2str(rrr3);
%розрахунок діапазона значень максимальної потужності
plus_rrr1=rrr1*(0.0373554*rrr1-1.50263e-
5*rrr1^2+63.2727)*30/(pi*rrr1);
plus_rrr2=rrr2*(0.0373554*rrr2-1.50263e-
5*rrr2^2+63.2727)*30/(pi*rrr2);
rrr4=min(plus_rrr1,plus_rrr2);
S_rrr4=num2str(rrr4);
disp(['діапазон значень для Mconst: ',S_rrr3,' ',S_rrr4])
%перевіряємо виконання нерівності ()
%при невиконанні нерівності ()завершення обчислень
if ~(Mconst>rrr3)&(Mconst<rrr4))
end;
%розв'язуємо дифрівняння ()
rrr5=-30/(pi*Jm)*(b-Mconst+a*x);
y_zir=int(rrr5,x);
%обчислення фактичної миті закінчення перемикання (рівняння ())
%права частина рівняння - апроксимація по масиву чисел, функція Yzir
rrr1=char(y_zir);
rrr2=char(Yzir*u5);
rrr3=strcat(rrr1,'=',rrr2);
tau_f=solve(rrr3); %символьний тип, 2 кореня
tau_f=eval(tau_f);
%вибираємо корінь, найближчий до t2
rrr1=abs(t2-tau_f(1));
rrr2=abs(t2-tau_f(2));
if rrr1<rrr2 Ttau_f=tau_f(1)
else Ttau_f=tau_f(2)
end;
disp(['Фактична мить закінчення перемикання ',num2str(Ttau_f)])
%обчислення кількості енергії, вивільної у формі тепла ()
Ae=int((a*x+b)*pi/30*y_zir,x,t1,Ttau_f); % (21)
Aa=int((Mfk5x*u5-Mfk4x*u4)*pi/30*Yzir,x,t1,Ttau_f); %()
As=Ae-Aa; % (23)
rrr1=eval(As);
disp(['Кількість енергії розвіяної у формі тепла ',num2str(rrr1)])
%розв'язуємо дифрівняння () - знаходимо функцію V+
%розраховуємо коефіцієнти і створюємо рядкову змінну, яка описує праву
частину дифрівняння ()
rrr1=30*u5*u0*eta/(pi*rk*9.8*ma*psi*delta_5);
rrr2=0.0373554*u5*u0/(0.105*rk);
rrr3=1.50263*10^(-5)*u5*u5*u0*u0/(0.105^2*rk*rk);
rrr4=k*F/(9.8*ma*psi*delta_5);
rrr5=rrr1*rrr2;

```

## Продовження додатка Б

```

rrr6=rrr1*rrr3+rrr4;
rrr7=63.2727*rrr1;
rrr5=num2str(rrr5);
rrr6=num2str(rrr6);
rrr7=num2str(rrr7);
S1=strcat('z=',rrr5,'*y-',rrr6,'*y^2+',rrr7);
S1=strcat(S1,';\n');
%створюємо файл, який описує праву частину дифрівняння для задачі Коші
f2=fopen('pr24.m','wt');
fprintf(f2,'function z = pr24( x,y )\n');
fprintf(f2,S1);
fprintf(f2,'end');
fclose(f2);
%type('pr24.m')
%розв'язуємо задачу Коші ()
rrr1=length(t);%початкова умова - останнє розраховане значення функції
V*
t0=t(rrr1);
y0=y(rrr1);
t2=t0+tau; % уточнення кінцевої точки
options=odeset('RelTol',1e-8,'AbsTol',1e-10);
[t_,y_]=ode45('pr24',[t0,t2],y0,options);
plot(t_,y_)
% визначення миті t_s (рівняння ())
%функції V* та V+ знайдено в табличному вигляді
%лінійна апроксимація функції V*
coef2=apr(t,y);
V_zir=coef2(1)*x+coef2(2);
%лінійна апроксимація функції V+
coef3=apr(t_,y_);
V_plus=coef3(1)*x+coef3(2);
pause
%обчислюємо ліву частину рівняння ()
syms ts
S3=int(Vx,x,t1,ts)-int(V_zir,x,t1,Ttau_f)-int(V_plus,x,Ttau_f,ts)
S3=char(S3);
ts=solve(S3); %2 кореня
ts=eval(ts)
disp(['Два значення t_s: ',num2str(ts(1)),' ',num2str(ts(2))])
%обчислюємо відхилення S_Delta від заданої програми руху
%знаходимо tv
rrr1=Vx-V_plus;
rrr1=char(rrr1);
tv=solve(rrr1);

```

## Продовження додатка Б

```

tv=eval(tv);
disp(['tv=', num2str(tv)])
S_Delta=int(Vx,x,t1,tv)-int(V_zir,x,t1,Ttau_f)-
int(V_plus,x,Ttau_f,tv);
S_Delta=eval(S_Delta);
disp(['Відхилення від заданої програми руху=', num2str(S_Delta)])
%розрахунок витрат пального
% витрати на інтервалі ta,t1
rrr1=1.4022-0.0048*Mek4+7.359*10^(-6)*yek4+1.2886*10^(-
5)*Mek4^2+1.6507*10^(-5)*yek4*Mek4+1.0574*10^(-6)*yek4^2;
rrr1=simplify(rrr1);
Q1=eval(int(rrr1*10/36,x,Ta,t1));
% витрати на інтервалі t1,tf
rrr2=1.4022-0.0048*Mconst+7.359*10^(-6)*Yzir+1.2886*10^(-
5)*Mconst^2+1.6507*10^(-5)*Yzir*Mconst+1.0574*10^(-6)*Yzir^2;
rrr2=simplify(rrr2);
Q2=eval(int(rrr2*10/36,x,t1,Ttau_f));
% витрати на інтервалі tf,ts
%rrr3=1.4022-0.0048*???+7.359*10^(-6)*???+1.2886*10^(-
5)*???^2+1.6507*10^(-5)*???*???+1.0574*10^(-6)*???^2;
%rrr3=simplify(rrr3);
%Q3=eval(int(rrr3*10/36,x,Ttau_f,ts(1)));
% витрата палива на інтервалі ts,tb
rrr4=1.4022-0.0048*Mek5+7.359*10^(-6)*yek5+1.2886*10^(-
5)*Mek5^2+1.6507*10^(-5)*yek5*Mek5+1.0574*10^(-6)*yek5^2;
rrr4=simplify(rrr4);
Q4=eval(int(rrr4*10/36,x,ts(1),Tb));
Q=Q1+Q2+Q4;
disp(['Витрати пального на інтервалі Ta=', num2str(Ta), '
Tb=', num2str(Tb), ' дорівнюють: ', num2str(Q)])
end

```

**Додаток В.1**  
**Акт про впровадження результатів дисертаційної роботи у**  
**ТзОВ «Науково-технічний центр «Автополіпром», м. Львів**

"ЗАТВЕРДЖУЮ"

Генеральний конструктор  
ТзОВ "Науково-технічний центр "Автополіпром"



Войтків С.В.

2019 р.

**А К Т**

про впровадження результатів дисертаційної роботи  
Пельо Романа Андрійовича на тему "Підвищення паливоощадності  
автотранспортного засобу формуванням раціональних законів  
та алгоритмів перемикання передач трансмісії"  
на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук  
за спеціальністю 05.22.02 - "Автомобілі та трактори"

Комісія у складі:

- Заст. генерального конструктора ТзОВ "Науково-технічний центр "Автополіпром" Харгелія Романа Родіоновича;
- Заст. генерального конструктора ТзОВ "Науково-технічний центр "Автополіпром" Войтківа Зіновія Володимировича

цим Актом засвідчує, що результати дисертаційної роботи на тему: "Підвищення паливоощадності автотранспортного засобу формуванням раціональних законів та алгоритмів перемикання передач трансмісії" використовуються у практичній діяльності ТзОВ "Науково-технічний центр "Автополіпром" для оптимізації системи "двигун – сходиначаста механічна трансмісія – автомобіль".

Розроблена Пельо Р.А. методика формування раціональних законів та алгоритмів перемикання передач у трансмісіях автомобільних транспортних засобів застосовується для аналізу і вибору:

- моделей механічних коробок перемикання передач з урахуванням кількості сходинок передач і потенційних режимів перемикання передач та навантаження дизельних двигунів для перспективних автобусів з тримальним кузовом;
- моделей роботизованих механічних коробок перемикання передач з урахуванням кількості сходинок передач і законів та алгоритмів перемикання передач у трансмісіях автомобілів малої вантажопідйомності транспортно-технологічного призначення.

**Члени комісії:**

Заступник

Генерального конструктора ТзОВ "НТЦ "Автополіпром"

Харгелія Р.Р.

Заступник

Генерального конструктора ТзОВ "НТЦ "Автополіпром"

Войтків З.В.

## Додаток В.2

## Акт про використання результатів дисертаційної роботи у навчальному процесі кафедри «Експлуатація та ремонт автомобільної техніки»



Затверджую

Проректор з наукової роботи  
 Національного університету  
 «Львівська політехніка»  
 проф. Н. І. Чухрай  
 2019 р.

## АКТ

про використання у навчальному процесі кафедри «Експлуатація та ремонт автомобільної техніки» матеріалів і результатів кандидатської дисертаційної роботи Пельо Романа Андрійовича «Підвищення паливоощадності автотранспортного засобу формуванням раціональних законів та алгоритмів перемикання передач трансмісії»

Результати кандидатської дисертації Пельо Р.А. впроваджені у навчальний процес підготовки бакалаврів спеціальності 274 «Автомобільний транспорт» на кафедрі «Експлуатація та ремонт автомобільної техніки» у таких навчальних дисциплінах:

«Силові агрегати» - використано методику синтезу силових і кінематичних параметрів, які характеризують перехідні процеси в системі «двигун-механічна трансмісія» автомобіля під час перемикання передач; обґрунтовано фактичні програми розгону для визначення динамічних і паливоощадних властивостей автомобіля зі східчастою трансмісією;

«Технічна експлуатація автомобілів» - використано методику визначення довговічності фрикційних елементів через допустимі значення роботи буксування фрикціонів. Повна робота буксування фрикціонів обумовлена з одного боку коефіцієнтом перекриття передач, а з іншого кількістю циклів вмикання фрикціонів до досягнення гранично допустимого зношення.

Матеріали дисертаційної роботи Пельо Р.А. використовуються під час виконання бакалаврських кваліфікаційних робіт вказаної спеціальності.

Завідувач кафедри ЕРАТ  
 докт. техн. наук., професор



Б. І. Кіндрацький

## Додаток Г

## Список публікацій здобувача за темою дисертації

***Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації***

*Статті у виданнях України та в іноземних виданнях, які включені до міжнародних наукометричних баз:*

1. Hashchuk P. Optimal laws of gear shift in automotive transmissions / P. Hashchuk, R. Pelo // Econtechmod. – 2018. – Vol. 7, № 2. – С. 59–69.

2. Hashchuk P., Pelo R. Optimal gear shift algorithm in the car transmission during its deceleration // Ukrainian journal of mechanical engineering and materials science. – 2018. – Vol. 4, № 1. – Р. 132–144.

*Статті у фахових виданнях України:*

3. Гащук П. М. Взаємозумовленість структури рядів передатних відношень та оптимальних законів перемикання ступеневої трансмісії автомобіля / П. М. Гащук, Р. А. Пельо // Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні та приладобудуванні: Вісник Національного університету «Львівська політехніка». – 2004. – № 515. – С. 74–80.

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

5. Пельо Р. А. Обґрунтування деяких властивостей автомата керування трансмісією автомобіля / Р. А. Пельо // Зб. наук. праць. Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів і поїздів. – 2006. – № 9. – С. 94–98.

6. Гащук П. М. Обґрунтування вибору програми перемикань 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. збірник. – Львів: Національний університет «Львівська політехніка». – 2007. – № 41. – С. 73–80.

7. Гащук П. М. Поняття еквівалентних режимів роботи двигуна при перемиканні передач механічної трансмісії автомобіля / П. М. Гащук, Р. А. Пельо // Труды Одесского политехнического университета.- Одеса, 2008. – № 2 (30). – С. 92—97.



## Продовження додатка Г

8. Гащук П. М. Аналіз перехідного процесу при автоматизованому перемиканні ступенів трансмісії автомобіля / П. М. Гащук, Р. А. Пельо // Вісник Національного транспортного університету. – Київ, 2009. – № 18. – С. 32—41.
9. Гащук П. М. Паливовитратна характеристика автомобіля на режимах сповільнення з одночасним перемиканням передач / П. М. Гащук, Р. А. Пельо // Вісник Національного університету «Львівська політехніка». «Динаміка, міцність та проектування машин і приладів». – 2010. – № 678. – С. 25—32
10. Гащук П. М. Ефективні алгоритми керування двигуном внутрішнього згоряння в процесі перемикання передач в трансмісії автомобіля / П. М. Гащук, Р. А. Пельо // Машинознавство. – 2011. – № 7-8 (169-170). – С. 34—43.
11. Пельо Р. А. Аналіз паливної характеристики при розгоні автомобіля / Р. А. Пельо // Вісник СевНТУ: Зб. наукових праць. Серія: Машинобудування та транспорт. - Севастополь. – 2012. – № 135. – С. 56–59.
12. Пельо Р. А. Оцінка досконалості роботи фрикційних елементів трансмісії автомобіля із застосуванням єдиного енергетичного критерію / Р. А. Пельо // Вісник Національного університету «Львівська політехніка». Серія «Динаміка, міцність та проектування машин і приладів». – 2016. – № 838. – С. 217–223.
13. Пельо Р. А. Методика вибору раціональних характеристик процесу перемикання у двопотоковій автоматичній трансмісії автомобіля // Вісник Житомирського державного технологічного університету. Технічні науки. – 2016. – № 2(77). – С. 207–213.
14. Пельо Р. А. Взаємообумовленість критеріїв оцінювання якості керування системою «двигун трансмісія» при надлишковому перекритті передач / Р. А. Пельо // Вісник Національного університету «Львівська політехніка». Серія «Динаміка, міцність та проектування машин і приладів». – 2017. – № 866. – С. 211–215.

## Продовження додатка Г

15. Гащук П. М. Засадничі принципи теорії синтезу оптимальних законів перемикавання передач в сходи́нчастій автомобільній трансмісії / П. М. Гащук, Р. А. Пельо // Вісник Львівського державного університету безпеки життєдіяльності. – 2018. – № 18. – С. 23–40.

***Опубліковані праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:***

16. Гащук П.М., Пельо Р.А. Алгоритми синтезу оптимальних законів перемикавання передач у трансмісії автомобіля // тези доп. на 7-му Міжнародному симпозіумі українських інженерів-механіків у Львові. – Львів, 2005- С.67-68.

17. Пельо Р. А. Аналіз суміщення характеристик двигуна і механічного трансформатора при розгоні автомобіля // Тези доп. на на 8-му Міжнародному симпозіумі українських інженерів-механіків у Львові. – Львів, 2007.- С. 156-157.

18. Гащук П. М., Пельо Р. А. Концептуальні аспекти синтезу оптимальних законів перемикавання у механічній трансмісії автомобіля // 64-а Науково-практична конференція науково-педагогічних працівників, аспірантів, студентів та структурних підрозділів університету. Національний транспортний університет. НКЦ у м. Львові. – 2008. - С. 45—46.

19. Гащук П. М., Пельо Р. А. Енергоощадні програми перемикавання сходинок у трансмісії автомобіля фрикційними засобами // Тези доп. на 9-му Міжнародному симпозіумі українських інженерів-механіків у Львові. — Львів: КІНПАТРИ ЛТД, 2009.— С. 251—252.

20. Пельо Р. А. Аналіз способів керування системою «Двигун-механічний трансформатор» щодо паливоощадності при розгоні автомобіля. // Тези доп. на 10-му Міжнародному симпозіумі українських інженерів-механіків у Львові. —Львів: КІНПАТРИ ЛТД, 2011.— С. 325—326.

21. Пельо Р. А. Оптимальні щодо паливної економічності способи керування системою «Двигун – механічна трансмісія» при відтворенні заданої програми руху автомобіля // Проблеми і перспективи розвитку автомобільної галузі: Матеріали Всеукраїнської науково-практичної конференції молодих учених та студентів: Зб. наук. праць. — Донецьк: ЛАНДОН-XXI, 2011. — С. 62-64.

## Продовження додатка Г

22. Пельо Р. А. Методика вибору раціональних характеристик процесу перемикання в автоматичній коробці передач автомобіля // Теорія і практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій: Тези доп. на 3-й Міжнародній науково-практичній конференції. — Львів: КІНПАТРИ ЛТД, 2012. — С. 89-90.

23. Пельо Р. А. Обґрунтування вибору законів перемикання східчастою трансмісією при розгоні автомобіля // Тези доп. на 11-му Міжнародному симпозиумі українських інженерів-механіків у Львові. — Львів: КІНПАТРИ ЛТД, 2013.— С. 122—123.

24. Пельо Р. А. Оптимальне керування системою «двигун-механічна трансмісія» при відтворенні заданої програми руху автомобіля // Матеріали VI міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту». 21-23 жовтня 2013 року: Зб. наук. праць. — Вінниця: ВНТУ, 2013. – С. 89-90.

25. Пельо Р. А. Деякі аспекти автоматизації механічної трансмісії автомобіля / Теорія і практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій: Тези доп. на 4-й Міжнародній науково-практичній конференції - Львів: КІНПАТРИ ЛТД, 2014. — С. 103.

26. Пельо Р. А. Обґрунтування щільності ряду передатних відношень автоматичної трансмісії автомобіля // Тези доп. на 12-му Міжнародному симпозиумі українських інженерів-механіків у Львові. — Львів: КІНПАТРИ ЛТД, 2015.— С. 161.

27. Пельо Р. А. Концепції синтезу оптимальних законів перемикання передач в трансмісії автомобіля // Матеріали Всеукраїнської науково-практичної конференції «Автобусобудування та пасажирські перевезення в Україні»: тези доповідей. — Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2015. – С. 47-49.

28. Пельо Р. А. Енергоощадне керування двигуном та фрикціонами механічної трансмісії автомобіля // Матеріали VIII Міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту», 19-21 жовтня 2015 року: Зб. наук. праць. — Вінниця: ВНТУ, 2015. – С. 184-186.

## Продовження додатка Г

29. Пельо Р. А. Взаємообумовленість критеріїв оцінювання якості перехідних процесів у роботизованих коробках перемикачів передач // Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій: матеріали 5-ї Міжнародної науково-технічної конференції. – 2016. – С. 126–127.

30. Пельо Р. А. Особливості добору критеріїв оцінювання якості перемикачів передач при заданій програмі руху автомобіля // тези доп. на 13-му Міжнародному симпозіумі українських інженерів-механіків у Львові. — Львів: КІНПАТРИ ЛТД, 2017.— С. 114.

31. Пельо Р. А. Алгоритми оптимального керування механічною ступеневою трансмісією автомобіля // Автомобільний транспорт і автомобілебудування. Новітні технології і методи підготовки фахівців: наукові праці Міжнародної науково-практичної конференції. - Харків. 2017. – С. 241-242.

32. Пельо Р. А. Аналіз систем та алгоритмів керування автоматичних трансмісій автомобіля // Третя всеукраїнська науково-практична конференція «Автобусобудування та пасажирські перевезення в Україні»: тези доповідей. – Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2018. – С. 51-55.

33. Пельо Р. А. Оптимальні закони перемикачів передач в автомобільній трансмісії // Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій: матеріали 6-ї Міжнародної науково-технічної конференції. – Львів, 2018. – С. 153–155.

34. Гоблик Н. М., Пельо Р. А. Моделювання в MATLAB режимів роботи двигуна і трансмісії автомобіля при перемикачів передач // П'ятнадцята відкрита наукова конференція Інституту прикладної математики та фундаментальних наук (ІМФН): збірник матеріалів і програма конференції. – Львів, - 2018. – С. 45–46.

35. Пельо Р. А. Експериментальне обґрунтування доцільності форсованого керування двигуном при перемикачів передач // Тези доп. на 14-му Міжнародному симпозіумі українських інженерів-механіків у Львові. — Львів: КІНПАТРИ ЛТД, 2019.- С. 86-87.