

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНІЙ
УНІВЕРСИТЕТ

КАЙДАЛОВ РУСЛАН ОЛЕГОВИЧ



УДК 629.017

**НАУКОВІ ОСНОВИ СТВОРЕННЯ АВТОМОБІЛІВ
З КОМБІНОВАНОЮ ЕНЕРГЕТИЧНОЮ УСТАНОВКОЮ**

Спеціальність 05.22.02 – автомобілі та трактори

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
доктора технічних наук

Харків – 2018

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана у Національній академії Національної гвардії України Міністерства внутрішніх справ України.

Науковий консультант: доктор технічних наук, професор
Подригало Михайло Абович,
Харківський національний автомобільно-дорожній
університет, завідувач кафедри технології
машинобудування і ремонту машин.

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
Гудз Густав Стефанович,
Національний університет «Львівська
політехніка», професор кафедри експлуатації та
ремонтів автомобільної техніки;

доктор технічних наук, доцент
Макаров Володимир Андрійович,
Вінницький національний технічний університет,
професор кафедри автомобілів та транспортного
менеджменту;

доктор технічних наук, професор
Дущенко Владислав Васильович,
Національний технічний університет
«Харківський політехнічний інститут»,
професор кафедри інформаційних технологій і
систем колісних та гусеничних машин імені
О.О. Морозова

Захист відбудеться «31» жовтня 2018 р. о 12⁰⁰ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 64.059.02 при Харківському національному автомобільно-дорожньому університеті за адресою: вул. Ярослава Мудрого, 25, м. Харків, Україна, 61002.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Харківського національного автомобільно-дорожнього університету за адресою: вул. Ярослава Мудрого, 25, м. Харків, Україна, 61002.

Автореферат розісланий «28» вересня 2018 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради



О. П. Смирнов

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Обґрунтування вибору теми дослідження. Вирішення проблеми забезпечення енергетичної ефективності та підвищення динамічних властивостей автомобілів у сучасних умовах нерозривно пов'язане зі створенням нових енергозберігаючих силових установок. До числа вказаних установок відносять комбіновані електромеханічні силові передачі, які здійснюють привід ведучих коліс автомобіля як від двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ), так і від електродвигунів.

Застосування комбінованої енергетичної установки (КЕУ) дозволяє знизити додаткові втрати енергії (потужності) двигуна за рахунок зниження амплітуди коливань тягової сили на ведучих колесах. Окрім цього, використання комбінованого електромеханічного приводу дозволяє практично в два рази збільшити потужність на колесах, що важливо для автомобілів, які рухаються в умовах бездоріжжя, а також для військової колісної техніки.

Наявність електроприводу ведучих коліс дозволяє підвищити маневреність автомобілів за рахунок спрощення системи забезпечення повороту динамічним способом й можливості руху «крабом», а також при використанні безпілотних автомобілів.

Проте наразі відсутній системний підхід до оцінювання енергетичної ефективності та динамічних властивостей автомобілів з КЕУ, що не дає можливості отримати їх раціональні характеристики. Тому виникає необхідність у вирішенні актуальної та важливої для практики наукової проблеми з формування наукових основ створення автомобілів з комбінованою енергетичною установкою.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Роботу виконано у межах тематики науково-дослідної роботи Національної академії Національної гвардії України відповідно до Закону України «Про пріоритетні напрями розвитку науки і техніки» № 2623-14 від 05.12.2012 р. і постанови Кабінету Міністрів України «Про затвердження переліку пріоритетних тематичних напрямів наукових досліджень і науково-технічних розробок на період до 2015 року» № 942 від 07.09.2011 р. Тема дисертаційної роботи була складовою частиною науково-дослідницьких робіт Національної академії Національної гвардії України “Удосконалення системи експлуатації автобронетанкової техніки Національної гвардії України” (шифр “Шлях”, держ. реєстр. № 0115U002862); “Наукове обґрунтування вимог до тактико-технічних та експлуатаційних показників автомобільної та бронетанкової техніки Національної гвардії України” (шифр “Техніка”, держ. реєстр. № 0115U002840); “Ремонтно-відновлювальні органи як складова системи технічного забезпечення Національної гвардії України” (шифр “Відновлення”, держ. реєстр. № 0115U002841); “Наукове обґрунтування побудови броньованих колісних машин Національної гвардії України” (шифр “Панцир”, держ. реєстр. № 0118U004672).

Мета і завдання дослідження. Метою дисертаційної роботи є розроблення наукових основ створення машин з комбінованою енергетичною установкою шляхом узагальнення і розвитку теорії автомобіля, що покращує його енергетичну ефективність та динамічні властивості.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

- запропонувати схеми комбінованої енергетичної установки автомобіля;
- узагальнити наукові основи формування енергетичної ефективності та динамічних властивостей автомобілів;
- узагальнити наукові основи формування енергетичної ефективності та динамічних властивостей автомобілів з комбінованою енергетичною установкою;
- виконати теоретичні дослідження керування рухом автомобіля з комбінованою енергетичною установкою на несталому режимі;
- виконати експериментальні дослідження енергетичної ефективності та динамічних властивостей автомобілів.

Об’єкт дослідження – енергетична ефективність і динамічні властивості автомобілів з комбінованою енергетичною установкою.

Предмет дослідження – вплив характеристик комбінованої енергетичної установки на енергетичну ефективність і динамічні властивості автомобілів.

Методи дослідження. Вирішення поставленої наукової проблеми забезпечується використанням системного підходу та раціонального поєднання теоретичних і експериментальних досліджень, узагальненням та аналізом відомих наукових результатів. Для проведення теоретичних досліджень енергетичної ефективності та динамічних властивостей автомобілів застосовано енергетичний метод. Під час теоретичних досліджень характеристик автомобілів з КЕУ застосовано математичні методи розв’язання диференціальних рівнянь. У теоретичних дослідженнях управління рухом автомобілів з КЕУ застосовано модель багатокомпонентного складного руху. Експериментальні дослідження енергетичної ефективності та динамічних властивостей автомобілів реалізовано з використанням методу парціальних прискорень та мобільного реєстраційно-вимірювального комплексу. Для оцінювання енергетичної ефективності та динамічних властивостей автомобілів застосовано методи натурних випробувань, електричного вимірювання неелектричних величин, теорії ймовірностей та математичної статистики. Адекватність розроблених моделей оцінювалася із застосуванням теорії похибок. Усі обрані методи ревалентні завданням дисертаційного дослідження і відповідають вимогам надійності й достовірності.

Наукова новизна отриманих результатів полягає у розвитку теорії експлуатаційних властивостей автомобілів у напрямку розроблення наукових основ створення автомобілів з КЕУ. Наукова новизна отриманих результатів дослідження полягає у тому, що одержала подальшого розвитку теорія автомобіля за рахунок узагальнення наукових основ створення автомобілів з КЕУ. При цьому отримано *вперше*:

- метод оцінювання впливу конструктивних параметрів і параметрів, що характеризують опір руху, на ефективну роботу ДВЗ при розгоні автомобіля;
- метод оцінювання енергетичної ефективності безступінчастих трансмісій при роботі ДВЗ на постійному швидкісному режимі;
- метод зниження непродуктивних втрат енергії (потужності) ДВЗ за рахунок зменшення амплітуди коливань тягової сили при використанні комбінованої енергетичної установки;
- метод оцінювання економії енергії автомобіля з комбінованою енергетичною установкою при сталому русі;
- взаємозв'язок між показниками динамічності автомобіля з комбінованою енергетичною установкою при різних варіантах її функціонування.

Удосконалено метод визначення найбільш «динамічної» швидкості руху автомобіля, який, на відміну від відомого, дозволяє отримати раціональний взаємозв'язок між швидкістю руху та прискоренням машини (раціональну характеристику розгону при найменших витратах потужності двигуна).

Отримала подальшого розвитку теорія комбінованого способу керування рухом автомобіля «крабом», яка, на відміну від відомої, дозволяє здійснювати цей маневр з неповоротними задніми колесами за рахунок використання КЕУ.

Практичне значення одержаних результатів дисертаційної роботи полягає у наданні суб'єктам господарювання запропонованих схем та обґрунтованих практичних рекомендацій зі створення автомобілів з комбінованою енергетичною установкою, що дозволяє їх використовувати при проектуванні нових та модернізації існуючих машин. Розроблення методики оцінювання можливості підвищення маневреності автомобільних колон за рахунок використання безпілотних автомобілів з КЕУ.

Основні положення дисертаційної роботи прийняті до впровадження у таких організаціях та підприємствах: Головному управлінні Національної гвардії України, публічному акціонерному товаристві “АвтоКраз”, ДП “Харківський завод спеціальних машин”, ДП “Харківське конструкторське бюро з машинобудування імені О.О. Морозова”, науково-виробничому об'єднанні “Практика”.

Особистий внесок здобувача. Теоретичні та експериментальні результати досліджень, що виносяться на захист, отримані автором самостійно та викладені у роботах [1–67]. Усі результати, що виносяться на захист, отримані автором самостійно та викладені у роботах, що надруковано без співавторів [13, 14, 16, 21, 22, 30, 34, 36, 39, 43, 45, 53, 58]. У колективних монографіях: [1] – автором підготовлено підрозділи 1.1, 1.2, де обґрунтовані шляхи покращення динамічності автомобілів, зокрема автомобільних колон; розділ 3, де проведено дослідження модельного ряду існуючих колісних машин та обґрунтовано вимоги до їх перспективних зразків; [2] – автором підготовлено підрозділи 1.1, 1.2, 1.4, де наведена класифікація існуючих колісних машин та проведений аналіз їх компоновальних схем, розділ 5, де обґрунтовано вимоги до

автомобілів з КЕУ; [3] – автором підготовлено розділ 3, де наведено результати теоретичного дослідження динаміки колісних машин. У роботах, опублікованих у співавторстві, автору належать: аналіз існуючих схем КЕУ автомобілів [4]; оцінювання впливу зміни дорожніх умов експлуатації автомобілів на їх енергетичну економічність, шляхи покращення енергетичної ефективності [5, 7]; обґрунтування особливостей руху автомобільних колон та взаємозв'язок динамічних властивостей автомобілів та їх енергетичної ефективності, шляхи їх підвищення [6, 8, 29, 33]; результати оцінювання динамічних характеристик автомобілів КрАЗ [9, 28]; результати експериментальних досліджень комбінованого способу управління поворотом [10, 31, 32]; модель багатокомпонентного складного руху автомобілів у організованій колоні та умови її синхронізації [11]; взаємозв'язок між питомою потужністю автомобіля й сумою парціальних прискорень, які створюються різними силами при русі автомобілів [12, 17]; аналітичний вираз, що описує умову забезпечення руху «крабо́м» повнопривідного автомобіля за рахунок застосування електромеханічного приводу ведучих коліс [15, 40]; блок-схема алгоритму розміщення автомобілів у колоні з урахуванням зміни їх динамічних властивостей [18]; оцінювання енергетичної ефективності розгону автомобіля з безступінчастою коробкою у порівнянні з існуючими ступінчастими трансмісіями [19, 49, 57, 59]; критерій раціонального розподілу нормального навантаження між осями машини з електричним приводом ведучих коліс при трансформенному виконанні її ходової частини [20, 47]; раціональна характеристика розгону автомобіля [23, 54]; метод оцінювання економії енергії автомобіля з КЕУ [24, 51, 52, 55]; показник рівня енергетичної навантаженості автомобіля та показник енергетичної ефективності [26]; синтез енергоефективного закону управління розгоном автомобіля [27]; результати експериментальних досліджень показників динамічності автомобілів [35, 41, 46, 48, 50, 56]; схеми комбінованої енергетичної установки автомобілів [37, 38, 42, 44]. У патенті [60] автору належить ідея способу керування поворотом автомобіля; у патенті [61] – послідовність роботи елементів системи підвищення маневреності автомобіля; у патенті [62] – ідея та принцип дії системи повороту автомобіля із загальмуванням колеса внутрішнього заднього борту; у патенті [63] – ідея включення до системи керування колесами ведучого мосту автомобіля планетарного механізму; у патенті [64] – ідея визначення потужності на ведучих колесах автомобіля за лінійною швидкістю та прискоренням; [65] – ідея використання КЕУ у модульній рамі, що трансформується; у патенті [66] – ідея та шляхи реалізації енергетичної установки автомобіля з тяговими електродвигунами на задні колеса та комбінованим приводом на передні колеса; у патенті [67] – ідея включення резервної електричної лінії приводу електродвигунів ведучих коліс.

Апробація результатів роботи. Основні результати теоретичних та експериментальних досліджень дисертаційної роботи були оприлюднені та позитивно оцінені: на науково-практичних конференціях Національної академії

Національної гвардії України “Наукове забезпечення службово-бойової діяльності НГУ” (м. Харків, 9.04.2015, 31.03.2016, 30.03.2017, 29.03.2018), “Актуальні питання матеріально-технічного забезпечення службово-бойової діяльності Національної гвардії України” (м. Харків, 28.10.2015, 27.10.2016, 26.10.2017); п’ятій та шостій науково-технічних конференціях Центрального науково-дослідного інституту озброєння та військової техніки Збройних Сил України “Проблемні питання розвитку озброєння та військової техніки Збройних Сил України” (м. Київ, 09 – 12 грудня 2015 р., 12 – 13 жовтня 2016 р.); науково-практичній конференції “Винахід заради перемоги: обмін досвідом модернізації і ремонту бойової техніки та озброєння в умовах АТО” (м. Київ, 29.12.2015); IV Міжнародній конференції Центрального науково-дослідного інституту озброєння та військової техніки Збройних Сил України “Проблеми координації воєнно-технічної та оборонно-промислової політики в Україні. Перспективи розвитку озброєння та військової техніки” (м. Київ, 12 – 13 жовтня 2016 р.); п’ятнадцятій та шістнадцятій науково-технічних конференціях Державного науково-випробувального центру Збройних Сил України “Створення та модернізація озброєння і військової техніки в сучасних умовах” (м. Чернігів, 17 – 18 вересня 2015 р., 8.09.2016); науково-практичній конференції Військової академії “Новітні шляхи створення, технічної експлуатації, ремонту і сервісу автомобілів” (м. Одеса, 8 – 11 вересня 2015 р., 22 – 23 вересня 2016 р.); одинадцятій, дванадцятій, тринадцятій науковій конференціях Харківського університету Повітряних Сил “Новітні технології – для захисту повітряного простору” (м. Харків, 08 – 09 квітня 2015 р., 13 – 14 квітня 2016 р., 12 – 13 квітня 2017 р.); міжнародній науково-технічній конференції Національної академії Сухопутних військ “Перспективи розвитку озброєння та військової техніки Сухопутних військ” (м. Львів, 14 – 15 травня 2015 р., 18 – 20 травня 2016 р.); міжнародній науково-практичній та науково-методичній конференції Харківського національного автомобільно-дорожнього університету “Новітні технології в автомобілебудуванні, транспорті і при підготовці фахівців” (м. Харків, 20 – 21 жовтня 2016 р.); IX Всеукраїнській науково-практичній конференції Національної академії Державної прикордонної служби України “Освітньо-наукове забезпечення діяльності правоохоронних органів і військових формувань України” (м. Хмельницький, 8.12.2016); тринадцятому міжнародному симпозіумі українських інженерів-механіків (м. Львів, 18 – 19 травня 2017 р.); Всеукраїнській науково-технічній конференції “Актуальні проблеми проектування, виготовлення і експлуатації озброєння та військової техніки” (м. Вінниця, 17 – 19 травня 2017 р.).

Публікації. Основні положення дисертаційної роботи опубліковані у 67 наукових працях, а саме: 3 монографіях; 24 статтях у наукових фахових виданнях України (з них 14 статей – у виданнях, що включені до міжнародних наукометричних баз, зокрема 2 статті у Scopus та 1 стаття видана англійською мовою); 32 тезах у збірниках доповідей на наукових та науково-практичних конференціях; отримано 8 патентів України.

Структура та обсяг дисертації. Дисертація складається з анотації,

вступу, шести розділів, висновків, переліку використаних джерел та додатків. Повний обсяг дисертації складає 394 сторінки, у тому числі обсяг основного тексту – 278 сторінки. Робота ілюстрована 96 рисунками, наведено 13 таблиць. Перелік використаних джерел містить 277 найменування на 35 сторінках, додатки розміщені на 45 сторінках.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі подано загальну характеристику роботи; обґрунтовано актуальність теми, сформульовано мету і завдання, об'єкт та предмет дослідження; описано застосовані методи дослідження та зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами; визначено наукову новизну та практичне значення одержаних результатів; надано інформацію про апробацію та публікацію матеріалів дисертаційних досліджень.

У першому розділі проведено аналіз літературних джерел, що стосуються досліджуваної у дисертаційній роботі проблеми. Виконано огляд існуючих досліджень стосовно покращення енергетичної ефективності та динамічних властивостей автомобілів. Встановлено, що енергетична ефективність та висока динамічність автомобілів є найбільш важливими характеристиками, що визначають їх технічний рівень та споживчу привабливість. Енергетична ефективність є характеристикою, яка забезпечує високу динамічність автомобіля з найменшими витратами енергії (потужності). Проведено аналіз існуючих критеріїв оцінювання енергетичної ефективності та динамічних властивостей автомобілів.

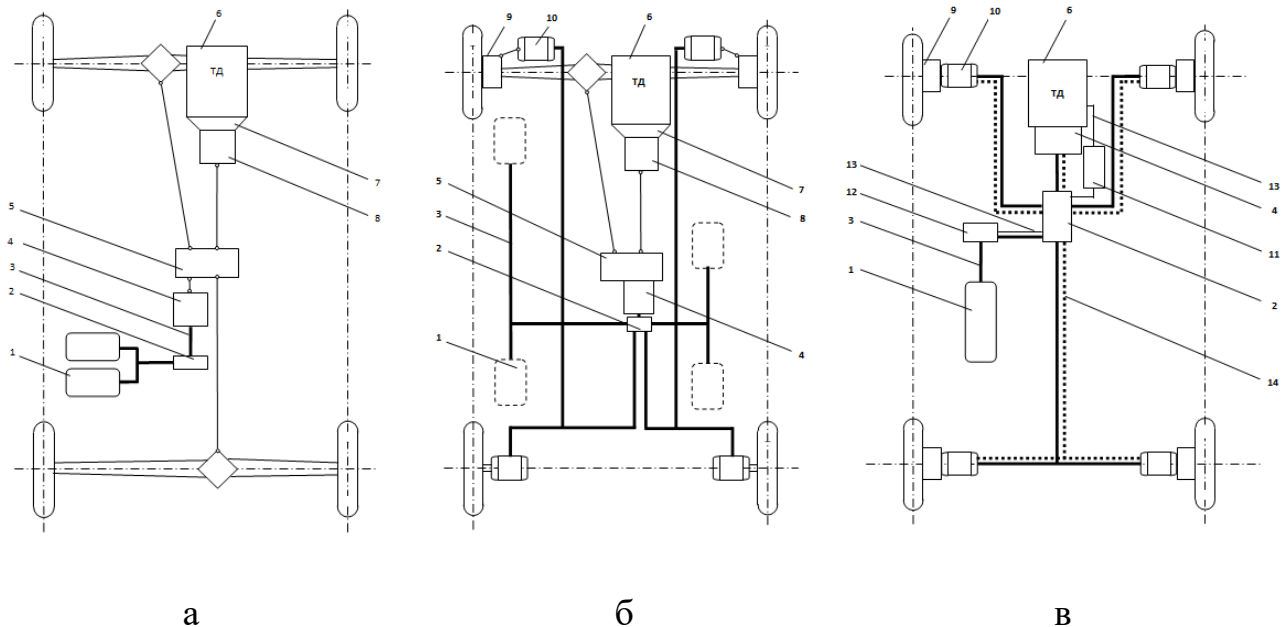
Розглянуто існуючі методи оцінювання енергетичної ефективності автомобілів. Наведено сучасні вимоги до рівня енергетичної ефективності транспортних засобів. Встановлено, що на автомобілях з традиційною (механічною) енергетичною установкою коливання крутного моменту ДВЗ спричинює коливання кутової швидкості валів трансмісії і лінійної швидкості машини. Це своєю чергою призводить до додаткових втрат енергії (потужності) двигуна. Визначено, що резервом зниження цих втрат може бути зменшення нерівномірності крутного моменту ДВЗ. Встановлено, що застосування КЕУ автомобіля дозволяє зменшити непродуктивні втрати енергії (потужності).

Проведено аналіз існуючих схем КЕУ автомобілів. Доведено, що використання КЕУ (електромеханічного приводу ведучих коліс) дозволяє: зменшити непродуктивні витрати енергії (потужності) на рух автомобіля; спростити керування безпілотними машинами у колоні; забезпечити рух «крабом»; забезпечити «безшумний» рух транспортного засобу.

Встановлено, що у відомій літературі відсутні узагальнені результати дослідження щодо створення автомобілів з КЕУ. За результатами першого розділу сформульована наукова проблема та визначені завдання дослідження.

У другому розділі розроблені схеми КЕУ автомобілів з різним ступенем «гібридизації» (співвідношенням механічної та електричної частини приводу).

На рис. 1 запропоновані схеми КЕУ автомобіля: без тягових електродвигунів на колесах (рис.1, а); з тяговими електродвигунами на задні колеса та комбінованим приводом на передні колеса (рис.1, б); з тяговими електродвигунами на усі колеса (рис.1, в).



1 – акумуляторні батареї, 2 – блок управління (інвертор); 3 – силова електрична лінія; 4 – оборотна електрична машина; 5 – розподільча коробка; 6 – тепловий двигун; 7 – зчеплення; 8 – коробка передач; 9 – колісний редуктор з планетарним механізмом; 10 – електричний двигун; 11 – блок керування тепловим двигуном; 12 – блок перетворення; 13 – електрична лінія управління; 14 – резервна електрична лінія

Рисунок 1 – Схеми комбінованої енергетичної установки автомобіля

Запропонована схема КЕУ автомобіля на (рис.1, а) дозволяє реалізувати додаткову енергію, що накопичена в акумуляторних батареях (АКБ) при роботі оборотної електричної машини у режимі генератора. Величина цієї додаткової енергії залежить від кількості та ємності акумуляторних батарей. До переваг запропонованої на (рис. 1, а) схеми КЕУ автомобіля без тягових електродвигунів на колесах слід віднести можливість модернізації існуючих машин без суттєвих змін їх конструкції, лише шляхом встановлення додаткових елементів. До недоліків цієї схеми слід віднести неможливість управління окремо колесами різних бортів, що знижує маневреність автомобіля.

На (рис. 1, б) наведена схема КЕУ автомобіля з тяговими електродвигунами на задні колеса та комбінованим приводом на передні колеса. Переваги запропонованої на (рис. 1, б) схеми КЕУ автомобіля полягають: у зменшенні втрат енергії (потужності) при розгоні автомобіля у разі використання електричної частини комбінованого приводу; збільшенні ККД трансмісії за рахунок зменшення втрат енергії (потужності) при розгоні

автомобіля у разі використання електричної частини комбінованого приводу; підвищенні динаміки руху автомобіля (інтенсивності наростання крутного моменту та швидкої зміни тягової сили на колесах за величиною та напрямком) за рахунок створеного додаткового запасу енергії у АКБ від роботи генератора; можливості керування кожним колесом автомобіля окремо (створення на кожному колесі крутного моменту, що змінюється за величиною і напрямком), що дозволяє реалізувати комбінований спосіб управління поворотом, рух «крабом» та розворот на місці для підвищення маневреності машини; відсутності можливості появи циркулюючої потужності за рахунок наявності колісного редуктора з планетарним механізмом; забезпеченні скритного (безшумного) режиму руху при використанні електричного приводу коліс від електричної енергії АКБ при не працюючому тепловому двигуні; зменшенні висоти розташування вантажної платформи автомобіля за рахунок відсутності редуктора заднього мосту, що дозволить підвищити стійкість та знизити помітність машини, що особливо актуально для військової колісної техніки.

До недоліків цієї схеми слід віднести: складність конструкції приводу переднього колеса; необхідність застосування оборотних електричних машин різної потужності для приводу передніх та задніх коліс з метою виключення можливості циркуляції потужності між мостами автомобілів.

На (рис. 1, в) запропонована КЕУ автомобіля з тяговими електродвигунами на всі колеса. До переваг наведеної на (рис. 1, в) схеми слід віднести підвищення динаміки руху шляхом інтенсивності наростання крутного моменту та швидкої незалежної зміни тягової сили на колесах за величиною та напрямком за рахунок відсутності механічних агрегатів (зчеплення, коробки передач, розподільчої коробки, карданної передачі, редукторів мостів), що дозволяє підвищити й енергетичну ефективність автомобіля. Але відсутність механічних агрегатів вимагає створення відповідної системи управління модулями приводу ведучих коліс.

Запропоновані схеми можуть бути реалізовані на стадії модернізації існуючих та при проектуванні нових автомобілів з комбінованою енергетичною установкою.

У третьому розділі виконано узагальнення наукових основ формування енергетичної ефективності й динамічних властивостей автомобілів.

Аналіз відомих методів оцінювання динаміки розгону автомобіля показав, що необхідно розглядати у комплексі покращення динамічних властивостей автомобілів і зниження витрат енергії (потужності) двигуна на розгін. Розгін існуючих автомобілів з механічною трансмісією, який відбувається на несталому режимі роботи ДВЗ, характеризується найбільшими витратами пального. Для визначення енергетичної ефективності машини цікавим є оцінювання ефективної роботи, яку виконує ДВЗ при розгоні колінчастого вала від мінімальної кутової швидкості ω_{min} до максимальної ω_{max} .

Ефективна робота ДВЗ при розгоні колінчастого вала від ω_{min} до ω_{max} може бути визначена як

$$A_e = \frac{N_{e\max} \cdot m_a \cdot \delta_{об} \cdot r_k \cdot \omega_N}{U_o \cdot U_{кп}} \times \left(\frac{K_p \cdot \omega_N}{N_{e\max}} \int_{\lambda_{\min}}^{\lambda_p} \frac{\lambda d\lambda}{K_0 + B_0 \cdot \lambda - E_0 \cdot \lambda^2} + \int_{\lambda_p}^{\lambda_{\max}} \frac{a\lambda + b\lambda^2 - c\lambda^3}{K_0 + B_0 \cdot \lambda - E_0 \cdot \lambda^2} d\lambda \right). \quad (1)$$

При цьому

$$K_o = N_{e\max} \cdot \eta_{mp} \cdot \frac{U_0^2 \cdot U_{кп}^2 \cdot a}{\delta_{об} \cdot m_a \cdot \omega_N^2 \cdot r_k^2} - \frac{g \cdot \psi \cdot U_0 \cdot U_{кп} \cdot \omega_N}{\delta_{об} \cdot r_k}; \quad (2)$$

$$B_o = \frac{N_{e\max} \cdot \eta_{mp} \cdot U_0 \cdot U_{кп} \cdot b}{\omega_N \cdot r_k}; \quad (3)$$

$$E_o = \frac{N_{e\max} \cdot \eta_{mp} \cdot U_0 \cdot U_{кп} \cdot c}{\omega_N \cdot r_k} + \frac{\omega_N^2 \cdot r_k^2}{U_0^2 \cdot U_{кп}^2} \cdot \frac{C_x}{2} \cdot \rho \cdot F, \quad (4)$$

де η_{mp} – ККД трансмісії; m_a – маса автомобіля; g – прискорення вільного падіння, $g=9,81\text{м/с}^2$; ψ – сумарний коефіцієнт дорожнього опору; C_x – коефіцієнт лобового аеродинамічного опору; ρ – густина повітря; F – площа лобового аеродинамічного опору (мідель) автомобіля; V_a – лінійна швидкість автомобіля; $\dot{V}_a$ – лінійне прискорення автомобіля; $\delta_{об}$ – коефіцієнт урахування обертових мас трансмісії й двигуна,

$$\delta_{об} = 1,04 + 0,05U_{кп}^2, \quad (5)$$

$U_{кп}$ – передаточне число коробки передач.

Наведені вище вирази складають основу методу оцінювання впливу конструктивних параметрів і параметрів, що характеризують опір руху, на ефективну роботу ДВЗ при розгоні автомобіля.

Аналіз результатів розрахунку показує, що з переходом з нижчих передач на вищі відбувається зменшення ефективної роботи двигуна при розгоні від мінімальної кутової швидкості колінчастого вала до максимальної кутової швидкості. Значення ефективної роботи двигуна при розгоні на різних передачах, на прикладі сімейства вантажних автомобілів КраЗ з повною масою більше ніж при спорядженій масі, при цьому ця різниця на нижчій передачі максимальна а з переходом на вищі передачі вона зменшується.

З метою покращення динаміки розгону автомобіля шляхом раціонального керування швидкістю його руху потребує визначення раціональної

характеристики розгону автомобіля. Під раціональною характеристикою розгону автомобіля слід розуміти таку характеристику розгону, при якій здійснюється максимально можливе збільшення швидкості при найменших витратах потужності. Вона показує взаємозв'язок між швидкістю та прискоренням автомобіля, при якому реалізуються найменші витрати потужності двигуна.

Графік залежності $V_a(\Delta V_a)$ представлятиме собою повернутий на 90° графік, поданий на рис. 2.

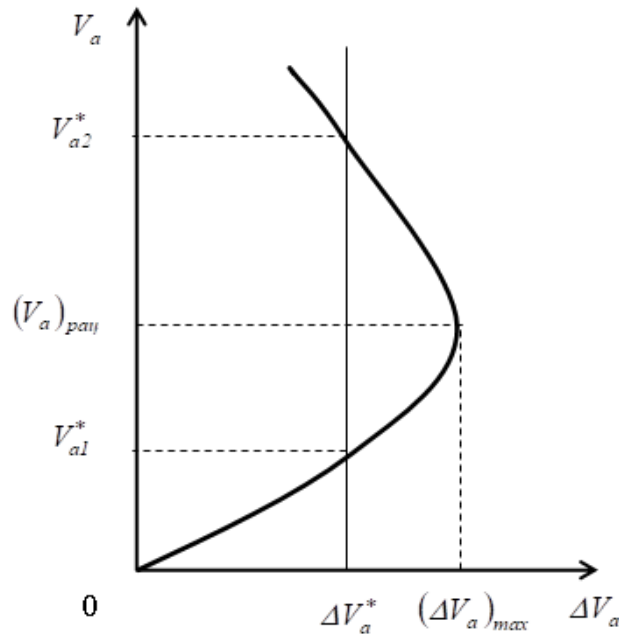


Рисунок 2 – Графік залежності $V_a(\Delta V_a)$

Із графіка, що наведений на рис. 2, видно, що $(\Delta V_a)_{\max}$ реалізується при $V_a = (V_a)_{\text{рац}}$ й при $V_{a1} = V_{a2}$. Умова $V_{a1} = V_{a2}$ реалізується при дискримінанті квадратичного рівняння, що дорівнює нулю, тобто при

$$\left(\frac{m_a \dot{V}_a \delta_{об}}{6kF \Delta V_a} - \frac{\Delta V_a}{2} \right)^2 - \frac{m_a g \psi}{3kF} = 0. \quad (6)$$

Максимальний приріст швидкості руху буде дорівнювати

$$\Delta V_a = (\Delta V_a)_{\max} = \sqrt{\frac{m_a g \psi}{3kF} \left[\frac{\dot{V}_a \delta_{об}}{g \psi} + 2 \left(1 - \sqrt{1 + \frac{\dot{V}_a \delta_{об}}{g \psi}} \right) \right]}. \quad (7)$$

Раціональна швидкість руху автомобіля визначатиметься із рівняння (7)

$$V_a = (V_a)_{\text{рац}} = \sqrt{\frac{m_a g \psi}{3kF}} \frac{\sqrt{1 + \frac{\dot{V}_a \delta_{\text{об}}}{g \psi} - 1}}{\sqrt{\frac{\dot{V}_a \delta_{\text{об}}}{g \psi} + 2 \left(\sqrt{1 + \frac{\dot{V}_a \delta_{\text{об}}}{g \psi} - 1} \right)}}. \quad (8)$$

Вирази (7) й (8) дозволяють не тільки визначати параметри $(\Delta V_a)_{\text{max}}$ й $(V_a)_{\text{рац}}$, але й отримати раціональну характеристику розгону автомобіля.

Рівняння (8) розв'яжемо відносно прискорення $\dot{V}_a$. В результаті отримаємо

$$\dot{V}_a = \frac{8g\psi V_a^2}{\delta_{\text{об}}} \frac{\frac{m_a g \psi}{3kF} + V_a^2}{\left(\frac{m_a g \psi}{3kF} - V_a^2 \right)^2} = \frac{dV_a}{dt}. \quad (9)$$

Аналіз залежності (9) показує, що при виконанні рівності

$$(V_a)_{\text{рац}} = \sqrt{\frac{m_a g \psi}{3kF}} \quad (10)$$

величина $\dot{V}_a \rightarrow \infty$.

Рівняння (9) описує закон управління прискоренням, що забезпечує динаміку розгону автомобіля при найменших витратах потужності.

Рівняння (9) є диференціальним рівнянням зі змінними, що розділяються

$$\int_{V_a}^{V_{a1}} \frac{\left(\frac{m_a g \psi}{3kF} - V_a^2 \right)^2}{\left(\frac{m_a g \psi}{3kF} + V_a^2 \right) V_a^2} dV_a = \frac{8g\psi}{\delta_{\text{об}}} \int_0^{t_p} dt. \quad (11)$$

У результаті розв'язання диференціального рівняння (11) знаходимо час розгону t_p від швидкості V_a до швидкості $V_{a1} = V_a + (\Delta V_a)_{\text{max}}$ при раціональному управлінні прискоренням автомобіля

$$t_p = \frac{\delta_{\text{об}}}{8g\psi} \left\{ (V_{a1} - V_a) \left(1 + \frac{m_a g \psi}{3kF \cdot V_a \cdot V_{a1}} - 4 \sqrt{\frac{m_a g \psi}{3kF}} \times \right. \right. \\ \left. \left. \times \left[\arctg \left(V_{a1} \sqrt{\frac{3kF}{m_a g \psi}} \right) - \arctg \left(V_a \sqrt{\frac{3kF}{m_a g \psi}} \right) \right] \right) \right\}. \quad (12)$$

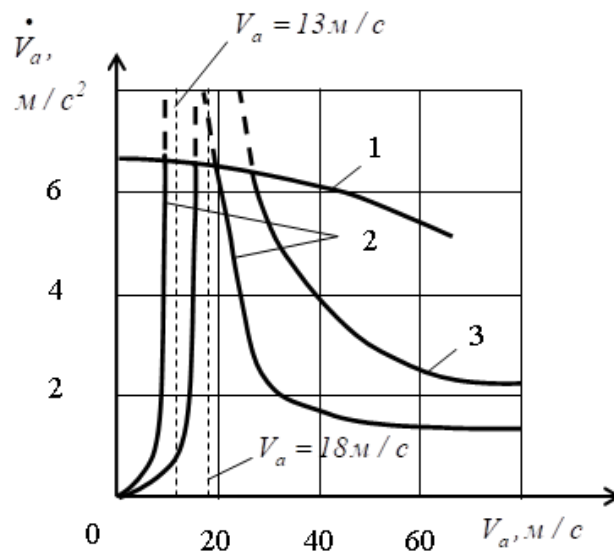
Аналіз рівняння (12) показує, що зі зменшенням $\delta_{об}$ відбувається зменшення часу розгону t_p автомобіля від швидкості V_a до швидкості $V_{a1} = V_a + \Delta V_a$. Величина коефіцієнта врахування обертових мас трансмісії й двигуна близька до одиниці, якщо колінчастий вал знаходиться в постійному швидкісному режимі, а розгін автомобіля здійснюється електродвигунами коліс.

Помноживши ліву та праві частини рівняння (9) на величину $\frac{m_a V_a \delta_{об}}{\eta_{mp}}$, отримаємо раціональний закон управління потужністю двигуна при розгоні автомобіля

$$(\Delta N_e)_{рац} = \frac{8m_a g \psi V_a^3}{\eta_{mp}} \frac{\frac{m_a g \psi}{3kF} + V_a^2}{\left(\frac{m_a g \psi}{3kF} - V_a^2\right)^2}, \quad (13)$$

де η_{mp} – ККД трансмісії автомобіля.

На рис. 3 наведено графіки залежності $\dot{V}_a(V_a)$, побудовані при різних значеннях ψ (крива 2, 3).



$$\frac{kF}{m_a} = 0,0003 \text{ м}^{-1}; 1 - \dot{V}_{a,гран}(V_a); 2 - \psi = 0,017; 3 - \psi = 0,03.$$

Рисунок 3 – Графік залежностей $\dot{V}_a(V_a)$

На цьому ж рис. 3 представлений графік (крива 1) залежності граничного прискорення $\left(\dot{V}_a\right)_{гран}$ від швидкості, що відповідає реалізації граничних сил за зчепленням на ведучих колесах автомобіля. Для повнопривідного автомобіля при реалізації граничних сил за зчепленням на ведучих колесах прискорення

дорівнює

$$\dot{V}_{aгран} = \frac{1}{\delta_{об}} \left(g\varphi_x - \frac{kF}{m_a} V_a^2 \right), \quad (14)$$

де φ_x – поздовжній коефіцієнт зчеплення ведучих коліс з дорогою.

Отже, отримані аналітичні вирази складають основу удосконаленого методу визначення раціональної швидкості руху автомобіля, що дозволяє отримати його раціональну характеристику розгону. Для прикладу, що розглядається (рис. 3) визначено, що раціональна характеристика розгону може бути реалізована у всьому діапазоні можливих швидкостей від нуля до $V_a = 70$ м/с (252 км/год). В інтервалі швидкостей від 10 м/с до 30 м/с максимальні прискорення автомобіля обмежуються граничними зчіпними можливостями ведучих коліс з дорогою. В точці, що відповідає виконанню умови (10), відбувається розрив функції $\dot{V}_a(V_a)$.

Отримана раціональна характеристика розгону дозволяє управляти процесом розгону автомобіля за рахунок зміни прискорення залежно від швидкості руху і може бути реалізована у конструкції автомобілів з комбінованою енергетичною установкою.

Розв'язання диференціального рівняння (9) дозволило визначити час розгону автомобіля (вираз 12) від початкової швидкості V_a до кінцевої швидкості $V_{a1} = V_a + \Delta V_a$ при раціональному законі управління прискоренням.

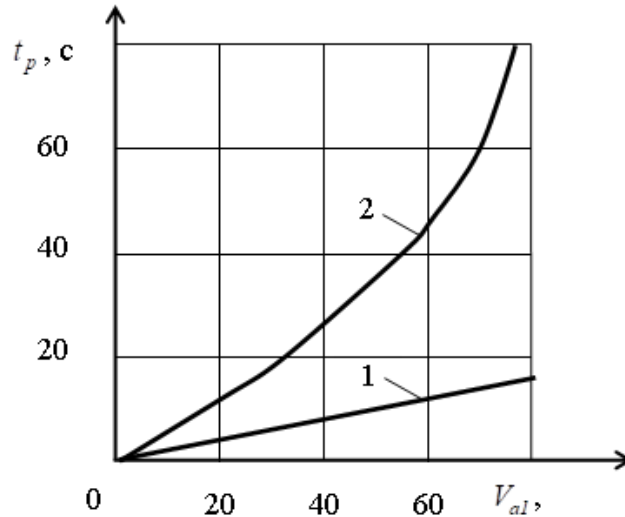
Час розгону автомобіля за виразом (12) потрібно визначати при $\dot{V}_a \leq \dot{V}_{aгран}$. Крім цього необхідно порівняти функції зміни часу розгону автомобіля від швидкості, що реалізовані при існуючому раціональному способі керування прискоренням й при $\dot{V}_a = \dot{V}_{aгран}$.

Запропоновано визначати час розгону автомобіля при реалізації «ідеальної» характеристики розгону. Ідеальна характеристика розгону реалізується при рівності дотичних реакцій на колесах граничним силам за зчепленням. Вважаючи $\dot{V}_a = \dot{V}_{aгран}$ й розв'язавши диференціальне рівняння (11) зі змінними, що розділяються, при розгоні автомобіля від швидкості V_a до швидкості V_{a1} , отримаємо

$$t_p = \frac{\delta_{об}}{2\sqrt{g\varphi_x \frac{kF}{m_a}}} \cdot \ln \left| \frac{\sqrt{\frac{m_a g \varphi_x}{kF}} + V_{a1}}{\sqrt{\frac{m_a g \varphi_x}{kF}} - V_{a1}} - \frac{\sqrt{\frac{m_a g \varphi_x}{kF}} - V_a}{\sqrt{\frac{m_a g \varphi_x}{kF}} + V_a} \right|. \quad (15)$$

На рис. 4 наведено графіки залежності $(t_p)V_a$, побудовані для різних

значень φ_x . Зниження коефіцієнта зчеплення φ_x від 0,8 до 0,2 збільшує мінімально можливий час розгону (наприклад, від $V_{a1}=0$ до $V_{a1}=30\text{м/с}$) приблизно у чотири рази (рис. 4).



$$\frac{kF}{m_a} = 0,0003 \text{ м}^{-1} \quad 1 - \varphi_x = 0,8; \quad 2 - \varphi_x = 0,2.$$

Рисунок 4 – Залежність часу розгону автомобіля від нуля до швидкості V_{a1} при реалізації ідеальної динамічної характеристики

Запропоновано визначення часу розгону автомобіля при існуючому способі управління прискоренням. Існуючий спосіб управління розгоном автомобіля полягає у сумісному управлінні двигуном й коробкою передач. Розгін двигуна пов'язаний зі значними додатковими витратами енергії, оскільки приведений до ведучих коліс момент інерції його рухомих частин досягає значних величин.

Час розгону автомобіля на i -й передачі при розгоні колінчастого вала від $\omega_{\min}$ до $\omega_{\max}$

$$t_{p_i} = \int_{\omega_{\min}}^{\omega_{\max}} \frac{d\omega_e}{A_i + B_i\omega_e - C_i\omega_e^2} = \frac{1}{\sqrt{B_i^2 + 4A_iC_i}} \times \ln \left| \frac{\sqrt{B_i^2 + 4A_iC_i} + 2C_i\omega_{\max} - B_i}{\sqrt{B_i^2 + 4A_iC_i} - 2C_i\omega_{\max} + B_i} \cdot \frac{\sqrt{B_i^2 + 4A_iC_i} - 2C_i\omega_{\min} + B_i}{\sqrt{B_i^2 + 4A_iC_i} + 2C_i\omega_{\min} - B_i} \right|. \quad (16)$$

Час розгону автомобіля від V_a до $V_{a1} = V_{a\max}$ з використанням усіх передач визначається так

$$t_p = \sum_{i=1}^n t_{p_i} + (n-1)t_{nep}, \quad (17)$$

де n – кількість передач, що використовуються у коробці передач; t_{nep} – час

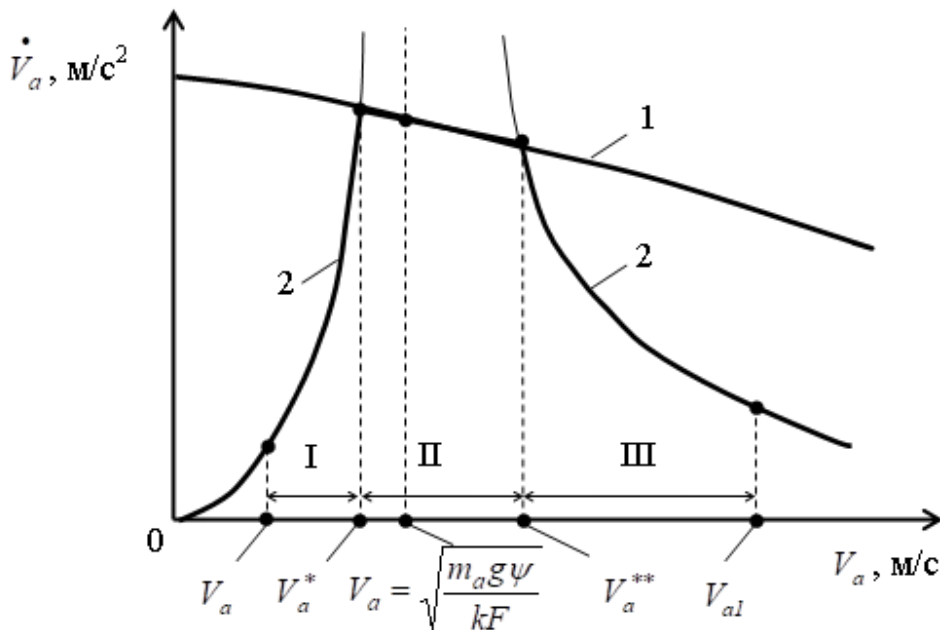
перемикання передач.

На вищій передачі, при досягненні швидкістю автомобіля V_a максимального значення $V_{a\max}$ кутова швидкість колінчастого вала ω_e може бути меншою $\omega_{\max}$. Тому при визначенні часу розгону автомобіля на вищій передачі t_{pe} верхню межу інтегрування $\omega_{\text{верх}}$ потрібно вважати рівною не $\omega_{\max}$, а тією, що визначається за виразом

$$\omega_{\text{верх}} = \frac{V_{a\max} \cdot U_0 \cdot U_{\text{кпв}}}{r_o}, \quad (18)$$

де $U_{\text{кпв}}$ – передаточне число коробки передач на вищій передачі.

Запропоновано визначення часу розгону автомобіля при використанні раціональної характеристики розгону. Рівняння (12) дозволяє визначити залежність раціонального значення $\dot{V}_a$ від швидкості автомобіля (рис. 5).



1 – при реалізації граничних сил за зчепленням (залежність 14);

2 – раціональна характеристика розгону (залежність 9).

Рисунок 5 – Характеристики розгону автомобіля

У випадку, що розглядається, час розгону автомобіля від швидкості V_a до швидкості V_{a1} потрібно визначати на трьох ділянках осі $0V_a$. На першій ділянці

використовуємо вираз (9) у межах зміни V_a [$V_a; V_a^*$]

$$t_{p1} = \frac{\delta_{об}}{8g\psi} \left\{ (V_a^* - V_a) \left(1 + \frac{m_a g \psi}{3kF \cdot V_a \cdot V_a^*} - 4 \sqrt{\frac{m_a g \psi}{3kF}} \times \right. \right. \\ \left. \left. \times \left[\arctg \left(V_a^* \sqrt{\frac{3kF}{m_a g \psi}} \right) - \arctg \left(V_a \sqrt{\frac{3kF}{m_a g \psi}} \right) \right] \right) \right\}. \quad (19)$$

На другій ділянці використовуємо рівняння (15) у межах зміни швидкості V_a [$V_a^*; V_a^{**}$]

$$t_{p2} = \frac{\delta_{об}}{2 \sqrt{g \varphi_x \frac{kF}{m_a}}} \ln \left| \frac{\sqrt{\frac{m_a g \varphi_x}{kF}} + V_a^{**}}{\sqrt{\frac{m_a g \varphi_x}{kF}} - V_a^*} \cdot \frac{\sqrt{\frac{m_a g \varphi_x}{kF}} - V_a^*}{\sqrt{\frac{m_a g \varphi_x}{kF}} + V_a^{**}} \right|. \quad (20)$$

На третій ділянці також використовуємо вираз (9), але межі зміни швидкості V_a у цьому випадку будуть [$V_a^{**}; V_{a1}$]

$$t_{p1} = \frac{\delta_{об}}{8g\psi} \left\{ (V_{a1} - V_a^{**}) \left(1 + \frac{m_a g \psi}{3kF \cdot V_{a1} \cdot V_a^{**}} - 4 \sqrt{\frac{m_a g \psi}{3kF}} \times \right. \right. \\ \left. \left. \times \left[\arctg \left(V_{a1} \sqrt{\frac{3kF}{m_a g \psi}} \right) - \arctg \left(V_a^{**} \sqrt{\frac{3kF}{m_a g \psi}} \right) \right] \right) \right\}. \quad (21)$$

Запропоновано методику оцінювання компонент питомої потужності автомобіля, що витрачається на його рух. Рациональне збільшення питомої потужності автомобіля знаходимо з використанням виразу (9)

$$(\Delta N_{nut})_{рац} = \frac{\dot{V}_a \cdot V_a}{\eta_{mp} \cdot \delta_{об}} = \frac{8g\psi V_a^3}{\eta_{mp} \cdot \delta_{об}} \frac{\frac{m_a g \psi}{3kF} + V_a^2}{\left(\frac{m_a g \psi}{3kF} - V_a^2 \right)^2}. \quad (22)$$

Граничне за зчепленням збільшення потужності двигуна $(\Delta N_{nut})_{гран}$ знаходимо за допомогою виразу (14)

$$(\Delta N_{nut})_{гран} = \frac{\dot{V}_{агран} \cdot V_a}{\eta_{mp} \cdot \delta_{об}} = \frac{\varphi_x g - \frac{kF}{m_a} V_a^2}{\eta_{mp} \cdot \delta_{об}} V_a. \quad (23)$$

Питома потужність опору руху знаходиться із виразу

$$(N_{nut})_{опор} = \frac{m_a g \psi + kF V_a^2}{m_a \cdot \eta_{mp}} V_a \quad (24)$$

або

$$(N_{\text{ит}})_{\text{опор}} = \left(g\psi + \frac{kF}{m_a} V_a^2 \right) \frac{V_a}{\eta_{\text{тр}}} . \quad (25)$$

Рациональне значення питомої потужності автомобіля

$$\begin{aligned} (N_{\text{ит}})_{\text{рац}} = (N_{\text{ит}})_{\text{опор}} + (\Delta N_{\text{ит}})_{\text{рац}} = & \left(g\psi + \frac{kF}{m_a} V_a^2 \right) \frac{V_a}{\eta_{\text{тр}}} + \\ & + \frac{8g\psi V_a^3}{\eta_{\text{тр}} \cdot \delta_{\text{об}}} \frac{\frac{m_a g \psi}{3kF} + V_a^2}{\left(\frac{m_a g \psi}{3kF} - V_a^2 \right)^2} . \end{aligned} \quad (26)$$

Гранична за зчепленням питома потужність двигуна

$$\begin{aligned} (N_{\text{ит}})_{\text{гран}} = (N_{\text{ит}})_{\text{опор}} + (\Delta N_{\text{ит}})_{\text{гран}} = & \left(g\psi + \frac{kF}{m_a} V_a^2 \right) \frac{V_a}{\eta_{\text{тр}}} + \\ & + \frac{g\varphi_x - \frac{kF}{m_a} V_a^2}{\eta_{\text{тр}} \cdot \delta_{\text{об}}} V_a = \frac{V_a}{\eta_{\text{тр}}} \left[g \left(\psi + \frac{\varphi_x}{\delta_{\text{об}}} \right) + \frac{kF}{m_a} V_a^2 \left(1 - \frac{1}{\delta_{\text{об}}} \right) \right] . \end{aligned} \quad (27)$$

При $\delta_{\text{об}} = 1$ другий член рівняння (27) дорівнює нулю й вираз (27) набуває такого вигляду:

$$(N_{\text{ит}})_{\text{гран}} = \frac{V_a}{\eta_{\text{тр}}} g(\varphi_x + \psi) . \quad (28)$$

У таблиці 1 наведено результати розрахунку питомої потужності умовного автомобіля і його компонент при: $\frac{kF}{m_a} = 0,0003 \text{ м}^{-1}$; $\psi = 0,017$; $\varphi_x = 0,8$; $\eta_{\text{тр}} = 0,8$; $\delta_{\text{об}} = 1$.

Таблиця 1 – Результати розрахунку питомої потужності умовного автомобіля та його компонент

V_a , м/с	10	20	30	40	50	60	70
V_a , км/год	36	72	108	144	180	216	252
$(\Delta N_{\text{ит}})_{\text{рац}}$, Вт/кг	65	169	96	95	104	117	131
$(\Delta N_{\text{ит}})_{\text{гран}}$, Вт/кг	98	193	284	368	444	508	558
$(N_{\text{ит}})_{\text{опор}}$, Вт/кг	2,5	7	16	32	57	93	143
$(N_{\text{ит}})_{\text{рац}}$, Вт/кг	68	177	112	128	162	210	274
$(N_{\text{ит}})_{\text{гран}}$, Вт/кг	100	200	301	401	501	601	701

Проведено оцінювання динамічних властивостей й енергетичної ефективності автомобілів з безступінчастою автоматичною трансмісією. Для повнопривідного автомобіля коефіцієнт, який враховує долю маси автомобіля, що діє на ведучі колеса $K_{\omega\partial} = 1$. Прискорення автомобіля визначимо так:

$$\dot{V}_a = \frac{dV_a}{dt} = -\frac{\omega_e \cdot r_\partial}{U_\kappa^2 \cdot U_0} \frac{dU_\kappa}{dt} = -\frac{\omega_{ном} \cdot r_\partial}{U_\kappa^2 \cdot U_0} \frac{dU_\kappa}{dt}. \quad (29)$$

Для запобігання буксування ведучих коліс визначимо відповідну умову

$$-\frac{\omega_{ном} \cdot r_\partial}{U_\kappa^2 \cdot U_0} \frac{dU_\kappa}{dt} \leq \frac{K_{\omega\partial} \cdot g \cdot (\varphi_x + f) - g \cdot \psi - \frac{C_x \cdot \rho \cdot F}{2 \cdot m_a} \cdot \frac{\omega_{ном}^2 \cdot r_\partial^2}{U_\kappa^2 \cdot U_0^2}}{1 + \frac{\sum J_\kappa}{m_a \cdot r_\partial^2}}. \quad (30)$$

Із рівняння (29) бачимо, що при розгоні автомобіля $\frac{dU_\kappa}{dt} < 0$, а при розгоні автомобіля зміна передаточного відношення (числа) коробки передач $\left| \frac{dU_\kappa}{dt} \right|$ дозволяє реалізувати значні величини $\dot{V}_a$.

Кутове обмеження швидкості зміни передаточного числа коробки передач можна визначити із нерівності (30)

$$\frac{dU_\kappa}{dt} \geq -\frac{\frac{K_{\omega\partial} \cdot g \cdot (\varphi_x + f) - g \cdot \psi}{\omega_{ном} \cdot r_\partial} U_\kappa^2 U_0 - \frac{C_x \cdot \rho \cdot F}{2 \cdot m_a} \cdot \frac{\omega_{ном} \cdot r_\partial}{U_0}}{1 + \frac{\sum J_\kappa}{m_a \cdot r_\partial^2}}. \quad (31)$$

Обмеження абсолютної величини $\left| \frac{dU_\kappa}{dt} \right|$

$$\left| \dot{U}_\kappa \right| = \left| \frac{dU_\kappa}{dt} \right| \leq \frac{\frac{K_{\omega\partial} \cdot g \cdot (\varphi_x + f) - g \cdot \psi}{\omega_{ном} \cdot r_\partial} U_\kappa^2 U_0 - \frac{C_x \cdot \rho \cdot F}{2 \cdot m_a} \cdot \frac{\omega_{ном} \cdot r_\partial}{U_0}}{1 + \frac{\sum J_\kappa}{m_a \cdot r_\partial^2}}. \quad (32)$$

На рис. 6 наведено графік залежності $\dot{U}_\kappa(U_\kappa)$.

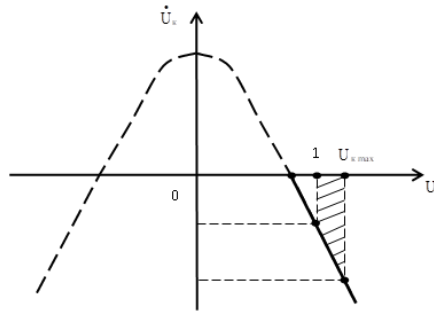


Рисунок 6 – Графік залежності $\dot{U}_\kappa(U_\kappa)$

На рис. 6 пунктиром показана неробоча частина характеристики.

Зона допустимих значень $\dot{U}_\kappa$ заштрихована та відповідає виконанню умови (31).

На вищій передачі у автомобіля зазвичай приймають $U_\kappa = U_{\kappa \min} = 1$.

У певних випадках можуть застосовувати прискорюючі передачі при яких $U_{\kappa \min} < 1$.

При $U_{\kappa \min} = 1$ вираз (31) набиратиме такого вигляду:

$$\frac{dU_\kappa}{dt} = \dot{U}_\kappa \geq - \frac{\frac{K_{\omega\delta} \cdot g \cdot (\varphi_x + f) - g \cdot \psi}{\omega_{ном} \cdot r_\delta} U_0 - \frac{C_x \cdot \rho \cdot F}{2 \cdot m_a} \cdot \frac{\omega_{ном} \cdot r_\delta}{U_0}}{1 + \frac{\sum J_\kappa}{m_a \cdot r_\delta^2}}. \quad (33)$$

Зміну передаточного числа коробки передач необхідно припинити при $U_\kappa = 0$. У цьому випадку, прирівнюючи праву частину нерівності (31) до нуля, визначимо

$$U_\kappa = \frac{\omega_{ном} \cdot r_\delta}{U_o} \sqrt{\frac{C_x \cdot \rho \cdot F}{2 \cdot m_a \cdot g [K_{\omega\delta} \cdot (\varphi_x + f) - \psi]}}. \quad (34)$$

Для визначення раціонального закону зміни передаточного відношення коробки передач у часі $U_\kappa(t)$ необхідно розв'язати диференціальне рівняння

$$\frac{dU_\kappa}{dt} = - \frac{\frac{K_{\omega\delta} \cdot g \cdot (\varphi_x + f) - g \cdot \psi}{\omega_{ном} \cdot r_\delta} U_0 U_\kappa^2 - \frac{C_x \cdot \rho \cdot F}{2 \cdot m_a} \cdot \frac{\omega_{ном} \cdot r_\delta}{U_0}}{1 + \frac{\sum J_\kappa}{m_a \cdot r_\delta^2}}. \quad (35)$$

Після ділення змінних отримаємо

$$\int \frac{dU_\kappa}{\frac{g [K_{\omega\delta} \cdot (\varphi_x + f) - \psi]}{\omega_{ном} \cdot r_\delta} U_0 U_\kappa^2 - \frac{C_x \cdot \rho \cdot F}{2 \cdot m_a} \cdot \frac{\omega_{ном} \cdot r_\delta}{U_0}} = - \int \frac{dt}{1 + \frac{\sum J_\kappa}{m_a \cdot r_\delta^2}}. \quad (36)$$

Після інтегрування рівняння (36) з урахуванням граничної умови (при $t=0$, $U_\kappa = U_{\kappa \max}$) отримаємо вираз (37), який дозволить реалізувати алгоритм автоматичного управління безступінчастою коробкою передач при розгоні автомобіля

$$\begin{aligned}
U_{\kappa} = & \frac{\omega_{\text{ном}} \cdot r_{\partial}}{U_o} \sqrt{\frac{C_x \cdot \rho \cdot F}{2 \cdot m_a \cdot g [K_{\theta\partial} \cdot (\varphi_x + f) - \psi]}} \times \\
& \exp \left(\frac{t}{1 + \frac{\sum J_{\kappa}}{m_a \cdot r_{\partial}^2}} \sqrt{\frac{2 \cdot C_x \cdot \rho \cdot F \cdot g}{m_a} [K_{\theta\partial} \cdot (\varphi_x + f) - \psi]} \right) - \\
& \times \frac{\exp \left(\frac{t}{1 + \frac{\sum J_{\kappa}}{m_a \cdot r_{\partial}^2}} \sqrt{\frac{2 \cdot C_x \cdot \rho \cdot F \cdot g}{m_a} [K_{\theta\partial} \cdot (\varphi_x + f) - \psi]} \right) + \\
& - \frac{\frac{\omega_{\text{ном}} \cdot r_{\partial}}{U_o} \sqrt{\frac{C_x \cdot \rho \cdot F}{2 \cdot m_a \cdot g [K_{\theta\partial} \cdot (\varphi_x + f) - \psi]}} - U_{\kappa \max}}{\frac{\frac{\omega_{\text{ном}} \cdot r_{\partial}}{U_o} \sqrt{\frac{C_x \cdot \rho \cdot F}{2 \cdot m_a \cdot g [K_{\theta\partial} \cdot (\varphi_x + f) - \psi]}} + U_{\kappa \max}} \\
& + \frac{\frac{\omega_{\text{ном}} \cdot r_{\partial}}{U_o} \sqrt{\frac{C_x \cdot \rho \cdot F}{2 \cdot m_a \cdot g [K_{\theta\partial} \cdot (\varphi_x + f) - \psi]}} - U_{\kappa \max}}{\frac{\frac{\omega_{\text{ном}} \cdot r_{\partial}}{U_o} \sqrt{\frac{C_x \cdot \rho \cdot F}{2 \cdot m_a \cdot g [K_{\theta\partial} \cdot (\varphi_x + f) - \psi]}} + U_{\kappa \max}}.
\end{aligned} \tag{37}$$

Робота ДВЗ при постійному швидкісному режимі при $\omega_e = \omega_{\text{ном}} = \text{const}$ дозволяє зменшити витрати енергії на розгін автомобіля. Зниження витрати енергії можна визначити за виразом:

$$\Delta W_e = \frac{J_e}{2} (\omega_{\max}^2 - \omega_{\min}^2) \cdot n. \tag{38}$$

Зниження витрат енергії на розгін автомобіля зручніше всього пов'язувати з кінетичною енергією автомобіля, що накопичена після розгону до максимальної швидкості руху $V_{\max}$

$$W_{\text{кін}} = \frac{m_{\text{авт}} \cdot V_{\max}^2}{2}. \tag{39}$$

Відносне зниження енергетичних витрат на розгін автомобіля

$$\delta W_e = \frac{\Delta W_e}{W_{\text{кін}}} \cdot 100\%. \tag{40}$$

В таблиці 2 наведено результати розрахунку параметрів ΔW_e , $W_{\text{кін}}$ та δW_e

для автомобілів різних типів та класів.

Таблиця 2 – Результати розрахунку показників зниження витрат енергії автомобілів з безступінчастою коробкою передач при розгоні й $\omega_e = \omega_{ном} = const$.

Тип автомобіля та клас	J_e , кгм ²	ω_{max} , с ⁻¹	ω_{min} , с ⁻¹	n	$m_{анов}$, кг	V_{max} , км/год	ΔW_e , кДж	$W_{кин}$, кДж	δW_e , %
легковий 1-й клас	0,076	460	314	4	950	90	17,27	295,96	5,8
легковий 2-й клас	0,147	460	314	4	1290	115	33,40	656,16	5,1
легковий 3-й клас	0,274	460	314	3	1875	130	46,69	1218,75	3,8
вантажний 4-й клас	0,610	440	293	5	9525	90	163,89	2967,40	5,5
вантажний 5-й клас	2,450	356	209	5	14225	75	507,79	3077,52	16,5

Отже, застосування безступінчастих трансмісій й використання ДВЗ з дворежимним регулятором, що забезпечують обертання колінчастого вала у вузькому швидкісному діапазоні, дозволяє поліпшити динамічні властивості автомобілів й підвищити їх енергетичну ефективність.

Отримані аналітичні вирази складають основу отриманого вперше методу оцінювання енергетичної ефективності безступінчастих трансмісій при роботі ДВЗ на постійному швидкісному режимі. Використання зазначеного методу дозволяє забезпечити автоматичне керування безступінчастою коробкою передач за допомогою штучного інтелекту (комп'ютера), організувавши раціональну зміну передаточного відношення вказаної коробки у часі.

Розгін автомобіля з безступінчастою коробкою при роботі ДВЗ з постійною кутовою швидкістю колінчастого вала дозволяє, у порівнянні з існуючими трансмісіями, зменшити витрату енергії (потужності) на розгін. При цьому економія енергії складає: для легкових автомобілів 3,8 – 5,8 %; для вантажних автомобілів 4-го класу – 5,5 %, 5-го класу – 16,5 %.

У четвертому розділі представлено наукові основи формування динамічних та енергетичних характеристик автомобілів з КЕУ.

Проведено дослідження кінематики та динаміки КЕУ автомобіля. Запропоновано два варіанти конструкції комбінованого електромеханічного приводу ведучого колеса автомобіля. У першому варіанті електричний двигун встановлено асиметрично планетарному механізму приводу ведучого колеса. У другому варіанті вал електричного двигуна виконано трубчастим, що дозволяє встановити останній співвісно вхідному валу планетарної передачі.

Отримані аналітичні вирази, що дозволяють здійснювати синтез

комбінованої енергетичної установки та проводити її кінематичний, динамічний розрахунок та визначати її потужність. Визначене співвідношення між потужністю від електричного двигуна та потужністю від теплового двигуна для реалізації прискореного режиму руху автомобіля.

Отримані результати у подальшому будуть використані для вибору раціональних параметрів електричної частини приводу ведучого колеса, що забезпечать мінімальну витрату енергії на рух автомобіля з КЕУ.

Запропоновано метод оцінювання непродуктивних втрат енергії на рух автомобіля, що обумовлені нерівномірністю крутного моменту двигуна внутрішнього згоряння. Запропоновано показник $\eta_{\Delta W}$ – коефіцієнт непродуктивних втрат енергії, що враховує вплив нерівномірності крутного моменту ДВЗ

$$\eta_{\Delta W} = \frac{0,04 + \frac{7,22}{i_u}}{\pi} (1 - K_{eo}). \quad (41)$$

Частка крутного моменту на ведучих колесах, яка створюється електродвигуном

$$K_{eo} = \frac{M_{eo} \cdot n}{r_o \cdot \sum P_o}. \quad (42)$$

У таблиці 3 наведено результати розрахунку показника $\eta_{\Delta W}$ для КЕУ автомобіля з різним числом циліндрів ДВЗ i_u і коефіцієнтом K_{eo} .

Таблиця 3 – Результати розрахунку коефіцієнта $\eta_{\Delta W}$ додаткових втрат

i_u	$\eta_{\Delta W}$					
	$K_{eo} = 0$	$K_{eo} = 0,2$	$K_{eo} = 0,4$	$K_{eo} = 0,6$	$K_{eo} = 0,8$	$K_{eo} = 1,0$
1	2,310	1,849	1,386	0,924	0,462	0
2	1,162	0,929	0,697	0,464	0,232	0
4	0,587	0,470	0,352	0,235	0,117	0
6	0,396	0,317	0,237	0,158	0,079	0
8	0,300	0,240	0,180	0,120	0,060	0
10	0,242	0,194	0,145	0,097	0,048	0
12	0,204	0,163	0,123	0,082	0,040	0

Отриманий аналітичний вираз (41) для коефіцієнта непродуктивних втрат енергії автомобіля з КЕУ дозволив визначити таке: найбільше значення коефіцієнт непродуктивних втрат енергії має для одноциліндрового двигуна за

відсутності електричного приводу ($K_{eo} = 0$), це значення дорівнює $\eta_{\Delta W} = 2,31$; при числі циліндрів ДВЗ $i_y = 12$ коефіцієнт $\eta_{\Delta W}$ складає 0,204 при $K_{eo} = 0$; застосування комбінованого електромеханічного приводу ведучих коліс дозволяє знизити $\eta_{\Delta W}$, наприклад, для шестициліндрового двигуна від 0,396 (при $K_{eo} = 0$) до 0,158 (при $K_{eo} = 0,6$) що знижує коефіцієнт непродуктивних втрат енергії майже на 40 %.

Оцінено вплив поздовжньої податливості ходової частини на додаткові втрати енергії для КЕУ при сталому русі автомобіля. Встановлено, що застосування автомобілів з КЕУ дозволяє зменшити (у порівняно з механічним приводом) додаткові енергетичні втрати. При $K_{eo} = 1$ (повністю електричний привід) зазначені втрати дорівнюють нулю.

Проведені теоретичні дослідження динаміки автомобіля з комбінованою енергетичною установкою та визначено взаємозв'язок між показниками його динамічності при різних варіантах її функціонування.

Отримано аналітичний вираз, що дозволяє оцінювати вплив різних типів електродвигунів (їх швидкісних характеристик) на показники динамічності автомобілів з комбінованою енергетичною установкою

$$y 2(m_a \cdot r_o^2 + \sum J_\kappa) \int_0^{V_{\max}} dV_a = \eta_{el} \cdot \sqrt{\frac{m_a \cdot r_o^2 + \sum J_\kappa}{J_{el} \cdot \eta_{el}}} \int_0^{t_p} M_{el}(\omega_{el}) dt. \quad (43)$$

Запропоновано визначати енергетичні втрати на розгін автомобіля з КЕУ й ДВЗ з постійною швидкістю обертання вал $\omega_e = \omega_{ном} = const$ за таким виразом:

$$\Delta W = \Delta W_e - W_{el} = \frac{J_e}{2} (\omega_{\max}^2 - \omega_{\min}^2) - U_{el} \cdot \eta_{el} \int_{\omega_{el\min}}^{\omega_{el\max}} M_{el}(\omega_{el}) d\omega_{el}, \quad (44)$$

де $\omega_{el\max}$, $\omega_{el\min}$ – максимальна та мінімальна кутові швидкості обертання вала електродвигуна приводу ведучих коліс.

Встановлено, що при роботі електродвигунів приводу коліс при використанні електричної енергії від генератора розгін автомобіля буде відбуватися з меншими прискореннями, ніж при роботі від акумуляторів.

Отримано закони управління електродвигунами приводу ведучих коліс автомобіля з КЕУ, які забезпечують максимальне прискорення машини, за умови реалізації дотичних реакцій дороги на колесах, що дорівнюють граничним силам за зчепленням.

Отримано аналітичний вираз, що дозволяє визначати потрібну потужність ДВЗ, необхідну для зарядки акумуляторів у разі відключення електродвигунів приводу ведучих коліс у режимі рівномірного руху автомобіля з КЕУ

$$\begin{aligned}
N_{зар} &= \frac{N_e}{U_{\kappa} \cdot U_{пз}} - \frac{r_{\delta} \cdot \omega_{ном}}{U_{\kappa} \cdot U_o \cdot \eta_{mp}} \cdot \sum P_o = \frac{N_e}{U_{\kappa} \cdot U_{пз}} - \frac{r_{\delta} \cdot \omega_{ном}}{U_{\kappa} \cdot U_o \cdot \eta_{mp}} \times \\
&\times \left(m_a \cdot g \cdot \psi + \frac{C_x}{2} \cdot \rho \cdot F \cdot V_a^2 \right) = \frac{N_e}{U_{\kappa} \cdot U_{пз}} - \frac{r_{\delta} \cdot \omega_{ном}}{U_{\kappa} \cdot U_o \cdot \eta_{mp}} \times \\
&\times \left(m_a \cdot g \cdot \psi + \frac{C_x}{2} \cdot \rho \cdot F \cdot \frac{\omega_{ном}^2 \cdot r_{\delta}^2}{U_{\kappa}^2 \cdot U_o^2} \right).
\end{aligned} \tag{45}$$

Проведене оцінювання енергетичної ефективності застосування електричної трансмісії автомобіля й встановлено, що зі збільшенням ККД електричного приводу ведучих коліс відбувається збільшення мінімального числа циліндрів ДВЗ, при якому доцільно використовувати електричну трансмісію.

Оцінено динаміку трансмісії автомобіля з КЕУ: при жорсткому зв'язку між ДВЗ й електродвигуном приводу ведучого колеса; у разі з'єднання ДВЗ й електродвигуна через симетричний диференціал.

Встановлено, що при жорсткому зв'язку між ДВЗ й електродвигуном приводу коліс умовою відсутності циркуляції потужності в трансмісії і зменшення ККД автомобіля є реалізація рівних потужностей вказаних двигунів. Таким чином, при створенні автомобілів з КЕУ з метою недопущення циркуляції потужності в трансмісії і зменшення ККД машини сумарна потужність електродвигунів приводу коліс має дорівнювати потужності теплового ДВЗ.

Встановлення симетричного диференціала між ДВЗ й електродвигуном приводу коліс дозволяє встановлювати останній будь-якої потужності. Таким чином, при створенні автомобілів з КЕУ при з'єднанні ДВЗ й електродвигуна через симетричний диференціал потужність останнього може бути відмінною від потужності теплового двигуна.

Запропонований метод оцінювання економії енергії автомобіля з КЕУ при сталому русі, який дозволяє оцінювати економію енергії цих автомобілів у сталому режимі руху.

Економія енергії при використанні комбінованого електромеханічного приводу

$$\begin{aligned}
E_w = W_e - W_e^I &= \frac{m_a g \psi + \frac{C_x}{2} \rho F \bar{V}_a^2}{\eta_{mp}} \left(1 + \frac{K_1}{2\pi} \right) S \times \\
&\times \left[1 - \frac{\eta_{mp}}{\eta_{ел.п} \cdot \eta_{зар} \left(1 + \frac{K_1}{2\pi} \right)} \right] \cdot \left(\frac{S_2}{S} K_{ед} + \frac{S_3}{S} \right).
\end{aligned} \tag{46}$$

Відносна економія енергії

$$\delta_w = \frac{E_w}{W_e^I} = \left[1 - \frac{\eta_{mp}}{\eta_{ел.п} \cdot \eta_{зар} \left(1 + \frac{K_1}{2\pi} \right)} \right] \cdot (\alpha_2 \cdot K_{ед} + \alpha_3), \quad (47)$$

де α_2 та α_3 – відносні частини шляху, пройдені автомобілем при використанні комбінованого електромеханічного й електричного приводів ведучих коліс відповідно.

Проведені розрахунки економії енергії автомобіля з КЕУ з $\eta_{mp}=0,8$; $\eta_{зар}=0,9$ й $\eta_{ел.п}=0,9$ показують таке: відносне зниження енергії, яка витрачається на сталий рух автомобіля залежно від числа циліндрів двигуна, може знаходитись в межах від 18 до 70 % (менше значення – при числі циліндрів $i_{\eta}=12$, а більше – при $i_{\eta}=1$); для легкових автомобілів, які мають i_{η} від 3 до 6, вказана економія може складати величину, що знаходиться у межах 29 – 44 %; для вантажних автомобілів з числом циліндрів від 6 до 8 відносна економія енергії складає 24 – 29 %.

У п'ятому розділі виконані теоретичні дослідження керування рухом автомобіля з КЕУ на несталому режимі. Розглянуто найбільш складний режим руху автомобіля – його рух у складі автомобільної колони. Розглянуто управління рухом автомобільної колони з безпілотними автомобілями. Покращення динамічних характеристик автомобільної колони можливе за рахунок встановлення на машини комбінованих енергетичних установок, на яких можливо реалізувати безпілотний спосіб управління. Автомобілі з КЕУ, у разі автоматичного підтримання дистанції між ними, дозволяють забезпечити рух колони з більш високими допустимими швидкостями.

Реалізація керування рухом автомобільної колони з безпілотними автомобілями, обладнаними КЕУ, на відміну від колони машин, якими керують водії, дозволить: скоротити час проходження ділянок шляху невеликої довжини (наприклад, для колони із 40 машин при швидкості її руху 25 м/с (90 км/год) скорочення часу буде складати 60 с); зменшити довжину колони із 20 безпілотних машин, що рухаються зі швидкістю 25 м/с (90 км/год), на 800 м; збільшити число машин у колоні в чотири рази при незмінній її довжині і швидкості руху; зменшити чутливість довжини автомобільної колони з безпілотними автомобілями до зміни швидкості руху, оскільки дистанція між машинами не визначається гальмівним шляхом і швидкістю, а дорівнює тільки дистанції запасу $l_3=5$ м.

Отримала подальшого розвитку теорія комбінованого способу керування рухом автомобіля з КЕУ, що дозволило здійснювати рух машини «крабом», що, на відміну від відомої, дозволяє здійснювати цей маневр з неповоротними задніми колесами за рахунок використання КЕУ.

Отримано рівняння, яке описує умову забезпечення руху «крабом»

повнопривідного автомобіля

$$\sum \Delta M_k = -\frac{2L \cdot m \cdot r_d}{B \cdot \tan \alpha} \times \left[\frac{dV_{x1}}{dt} - f \frac{h}{L^2} V_{x1}^2 \cdot \tan^2 \alpha \right]. \quad (48)$$

Аналіз отриманого рівняння дозволяє оцінювати можливість руху автомобіля «крабом» без створення різниці крутних моментів по бортах.

За виразом (1) отримано значення ефективної роботи ДВЗ при розгоні на різних передачах, на прикладі сімейства вантажних автомобілів КрАЗ з повною та спорядженою масами.

Різниця між значеннями ефективної роботи ДВЗ вантажного автомобіля КрАЗ-5233 (рис. 7) з повною та спорядженою масами є максимальною на нижчій передачі, а зі збільшенням ступеня передачі ця різниця зменшується, що дозволяє запропонувати використовувати електричну енергію для приводу ведучих коліс на нижчих ступенях передачі у автомобілях з КЕУ.

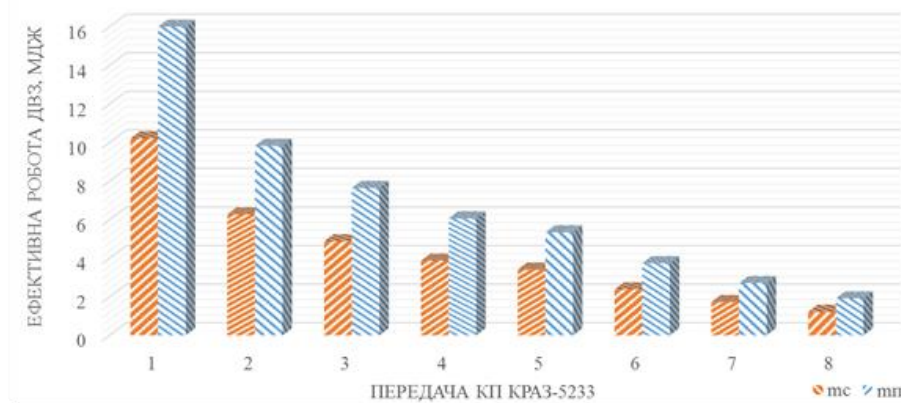


Рисунок 7 – Гістограма значень ефективної роботи ДВЗ при розгоні на різних передачах бортового вантажного автомобіля КрАЗ-5233 з повною та спорядженою масами

Аналіз отриманих результатів показує, що з переходом від нижчих до вищих передач відбувається різке зниження витрат енергії двигуна на розгін автомобіля. При розгоні у одному й тому ж діапазоні швидкостей двигуна внутрішнього згоряння (від $\omega_{\min}$ до $\omega_{\max}$) автомобіля КрАЗ-5233 енергетичні витрати на I-й передачі складають $A_e=16,0$ МДж, а на VIII-ій передачі – $A_e=2,0$ МДж, тобто у 8 разів менше. Це дає підстави рекомендувати для автомобілів з комбінованою енергетичною установкою здійснювати розгін на нижчих передачах з використанням електричного приводу. На всіх передачах доцільно реалізовувати раціональний закон управління прискоренням автомобіля.

У шостому розділі представлені результати експериментальних досліджень енергетичної ефективності та динамічних властивостей автомобілів, що виконано для підтвердження теоретичних положень. У ході експериментальних досліджень використовувались вантажні автомобілі КрАЗ, а саме: КрАЗ-5233BE (рис. 8, а), КрАЗ-6322 (рис. 8, б), КрАЗ-“Shrek” (рис. 8, в), КрАЗ-“Fiona” (рис. 8, г).



а

б

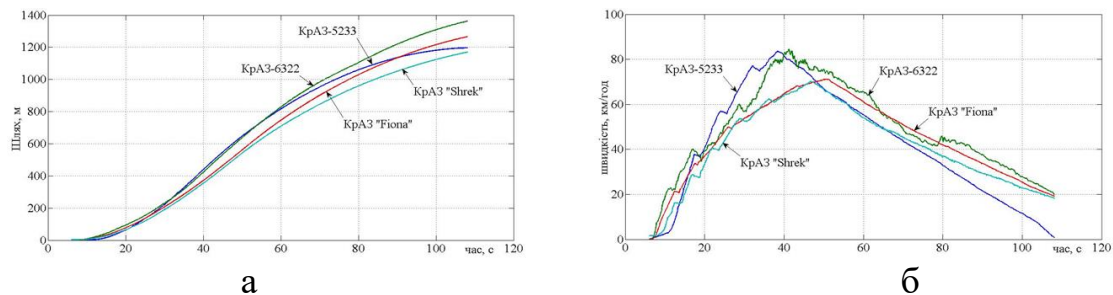
в

г

Рисунок 8 – Вантажні автомобілі КрАЗ, які використовувались під час проведення експериментальних досліджень

Для реєстрації даних, отриманих при проведенні експериментальних досліджень, використовувався мобільний вимірювально-реєстраційний комплекс (МВРК), який складався із датчиків прискорень та ПЕОМ. Безперервний процес запису показань датчиків прискорень здійснювався за допомогою спеціальної програми, яка дозволяє одночасно реєструвати дані і зберігати їх на жорсткому диску ПЕОМ. Похибка значень прискорень, отриманих за допомогою МРВК, складала не більше 4 % (1 % – похибка акселерометрів за паспортом і до 3 % – похибка установки).

На рис. 9 наведено графіки змін шляху (рис. 9, а) та лінійної швидкості (рис. 9, б) від часу розгону й вибігу усіх автомобілів КрАЗ.



а

б

Рисунок 9 – Залежності шляху та лінійної швидкості від часу розгону й вибігу вантажних автомобілів КрАЗ

На рис. 10 наведена гістограма значень ефективної роботи ДВЗ A_e на різних передачах, що отримана теоретично за виразом (1) та емпірично для вантажного автомобіля КрАЗ-6322.

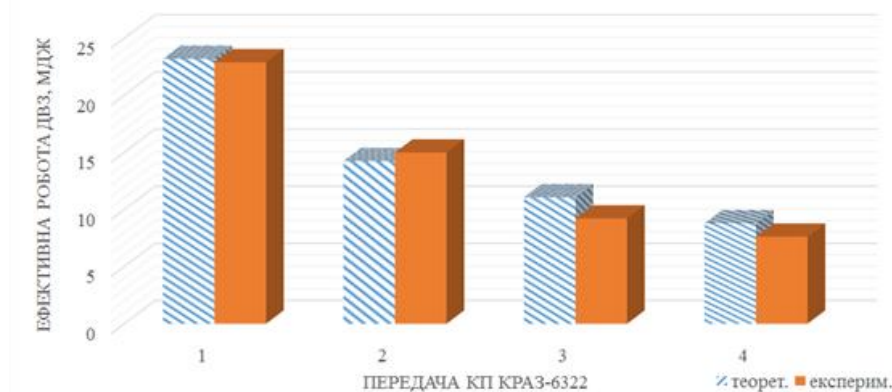


Рисунок 10 – Гістограма значень ефективної роботи ДВЗ A_e на різних передачах, отримана теоретично та емпірично для автомобіля КрАЗ-6322

Аналіз гістограми значень ефективної роботи ДВЗ A_e на різних передачах, отримана теоретично та емпірично для вантажного автомобіля КрАЗ-6322, яка наведена на рис. 10, свідчить про те, що похибка становить від 1,3 % (на 1-й передачі) до 16,8 % (на 3-й передачі), що підтверджує адекватність запропонованої моделі та коректне проведення експериментальних досліджень.

Проведено експериментальні дослідження енергетичної ефективності та динамічних властивостей автомобілів з різною енергетичною установкою: механічною – Toyota Corolla (рис. 11, а), комбінованою – Toyota Prius (рис. 11, б), електричною – Daewoo Electro (рис. 11, в).



а



б



в

Рисунок 11 – Легкові автомобілі з різною енергетичною установкою

Наведені на рис. 12 результати статистичної обробки експериментальних досліджень легкових автомобілів з різною енергетичною установкою показують, що чим менша кривизна кривої й більший діапазон значень прискорень, тим краща динаміка розгону машини. Крива, яка характеризує динаміку розгону автомобіля з КЕУ близька за характером і значеннями з кривою, що характерна для машин з електричною енергетичною установкою.

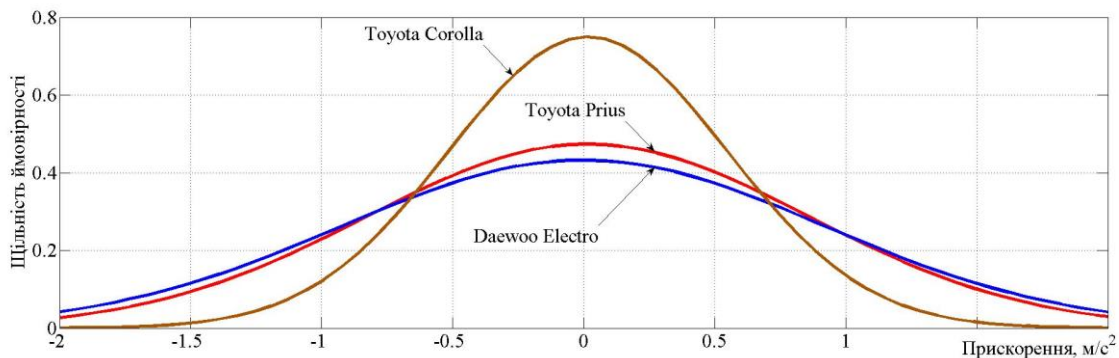


Рисунок 12 – Результати статистичної обробки експериментальних досліджень легкових автомобілів з різною енергетичною установкою

Результати експериментальних досліджень свідчать про те, що прискорення, а значить і динаміка розгону, автомобілів з електричною та КЕУ вищі, ніж у автомобіля з механічною енергетичною установкою. Це пояснюється більшими непродуктивними втратами при розгоні автомобіля з механічною енергетичною установкою. За результатами виконаних досліджень обґрунтовані практичні рекомендації зі створення автомобілів з КЕУ, що дозволяє їх використовувати при проектуванні нових та модернізації існуючих автомобілів. На основні практичні рекомендації отримані патенти України.

ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі вирішено наукову проблему, яка полягає у формуванні наукових основ створення автомобілів з комбінованою енергетичною установкою.

За результатами досліджень отримано основні наукові і прикладні результати:

1. На основі проведеного огляду і аналізу відомих досліджень динаміки й енергетичної ефективності сучасних автомобілів визначено, що застосування комбінованих енергетичних установок дозволяє покращити показники цих експлуатаційних властивостей до рівня сучасних вимог.

2. Запропоновані три варіанти конструкції комбінованої енергетичної установки дозволяють зменшити додаткові втрати енергії на рух, зменшити шум і підвищити маневреність автомобіля. Окрім цього, це дозволяє спростити управління машиною у безпілотному варіанті. Запропоновані схеми можуть бути реалізовані як на етапі проектування нових автомобілів, так і на етапі їх модернізації.

3. Запропонований метод оцінювання ефективної роботи двигуна внутрішнього згоряння при розгоні на різних передачах дозволив визначити, що зі збільшенням передаточного числа трансмісії рівень вказаної роботи збільшується. Проведені експериментальні дослідження енергетичних витрат на розгін на прикладі автомобіля КрАЗ-6322, виконані з використанням методу парціальних прискорень, показали, що різниця між ними і результатами теоретичних досліджень складає від 1,3 % (на 1-й передачі) до 16,8 % (на 3-й передачі). Це свідчить про достатньо високу ступінь збіжності отриманих результатів.

4. Удосконалення відомого методу визначення найбільш «динамічної» швидкості руху дозволило отримати раціональний закон зміни прискорення автомобіля в залежності від швидкості руху. Вказаний закон дозволяє забезпечити розгін автомобіля від початкової до кінцевої швидкостей руху при найменших витратах потужності двигуна.

5. Застосування безступінчастих трансмісій дозволяє зменшити витрати енергії двигуна на розгін автомобіля за рахунок роботи двигуна внутрішнього згоряння на постійному швидкісному режимі при збільшенні ефективної потужності від мінімального до максимального значення. Економія енергії здійснюється за рахунок відсутності витрат на розгін обертових мас двигуна й складає по відношенню до рівня кінетичної енергії машини такі величини: для легкових автомобілів від 3,8 % до 5,8 %; для вантажних автомобілів 4-го класу – 5,5 %; для вантажних автомобілів 5-го класу – 16,5 %.

6. Використання запропонованого показника – коефіцієнта непродуктивних витрат енергії $\eta_{\Delta w}$, що є відношенням додаткових витрат енергії до роботи сил зовнішнього опору руху, дозволило визначити таке: коефіцієнт $\eta_{\Delta w}$, який враховує вплив нерівномірності крутного моменту

двигуна внутрішнього згоряння й тягової сили на ведучих колесах, для існуючих двигунів у межах $\eta_{\Delta W} = 2,31$ (при числі циліндрів $i_u = 1$) до $\eta_{\Delta W} = 0,204$ (при $i_u = 12$); застосування комбінованої енергетичної установки дозволяє знизити $\eta_{\Delta W}$, наприклад, при $i_u = 6$, від 0,396 до 0,158 при співвідношенні крутних моментів, що створюються електричним і механічним приводами, рівному $K_{eo} = 0,6$; при електричному приводі ведучих коліс $\eta_{\Delta W} = 0$.

7. У створенні автомобілів з комбінованою енергетичною установкою необхідно враховувати поздовжню податливість ходової частини. Відношення колової частоти вільних коливань у поздовжній площині відносно колової частоти коливань крутного моменту двигуна внутрішнього згоряння повинно бути якомога більшим. При $\frac{k}{\Omega_M} = 4$ відносні додаткові втрати енергії $\frac{\Delta W_s}{W_s} = 0,2$,

а при $\frac{k}{\Omega_M} = 6$ – величина $\frac{\Delta W_s}{W_s} = 0,1$.

8. Отриманий взаємозв'язок між показниками динамічності автомобіля з КЕУ при різних варіантах її функціонування дозволив визначити, що при використанні для електродвигунів приводу коліс електричної енергії від генератора розгін автомобіля буде відбуватися з меншими прискореннями, ніж при використанні електричних акумуляторів.

9. Запропонований метод оцінювання економії енергії автомобіля з комбінованою енергетичною установкою для сталого руху дозволив при ККД трансмісії $\eta_{mp} = 0,8$, ККД зарядки акумуляторів $\eta_{zap} = 0,9$ й ККД електроприводу $\eta_{el.n} = 0,9$ отримати такі результати: відносне зниження енергії, що витрачається на сталий рух, знаходиться в межах від 18 % до 70 % (менше значення для $i_u = 12$, а більше – для $i_u = 1$); для легкових автомобілів (i_u від 3 до 6) вказана економія може складати 29 % – 44 %; для вантажних автомобілів (i_u від 6 до 8) відносна економія енергії складає 24 % – 29 %.

10. Використання КЕУ дозволяє розширити можливості раціонального керування, як одиночного автомобіля, так і автомобільної колони. На відміну від відомих способів руху автомобіля «крабом» використання КЕУ дозволяє здійснювати цей маневр з неповоротними задніми колесами, а при русі автомобілів у колоні – забезпечити підвищення її маневреності за рахунок використання безпілотних автомобілів з найменшою дистанцією між ними.

11. Результати експериментальних досліджень визначення енергетичної ефективності та динамічних властивостей автомобілів з різною енергетичною установкою свідчать про те, що прискорення, а значить і динаміка розгону автомобілів з електричною та комбінованою енергетичною установкою, вищі, ніж у автомобілів з механічною енергетичною установкою. Це пояснюється більшими непродуктивними втратами при розгоні автомобіля з механічною енергетичною установкою.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Наукові праці, в яких опубліковано основні наукові результати дисертації:

1. Покращення тактико-технічних властивостей засобів транспорту при русі в колоні: монографія / Подригало М. А., Полянський О. С., Кайдалов Р. О. та ін. – Харків : Національна акад. НГУ, 2016. – 281 с.
2. Обґрунтування вимог до тактико-технічних та експлуатаційних характеристик автомобілів та бойових машин Національної гвардії України: монографія / Подригало М. А., Соколовський С.А, Кайдалов Р. О. та ін. – Харків: Національна акад. НГУ, 2017. – 348 с.
3. Динаміка колісних машин: монографія / Подригало М. А., Клец Д.М., Кайдалов Р. О. та ін. – Харків : Національна акад. НГУ, 2018. – 185 с.
4. Кондратенко О. П. Якісний аналіз основних підходів до створення спеціальних (поліцейських) машин / О. П. Кондратенко, Г. М. Маренко, Р. О. Кайдалов // Системи озброєння і військова техніка. – Харків : ХУПС. – 2010. – Вип. № 2. – С. 196 – 200.
5. Кайдалов Р. О. Шляхи удосконалення діючої системи нормування витрат пального автомобілями під час виконання службово-бойових завдань / Р. О. Кайдалов, О. П. Марценяк // Збірник наукових праць Академії внутрішніх військ МВС України. – Харків : АБВ МВСУ, 2011. – Вип. 1(17). – С. 93 – 97.
6. Подригало М. А. Маневреність та керованість автомобільних колон внутрішніх військ МВС України. Визначення понять та критерії оцінювання / М. А. Подригало, Р. О. Кайдалов, А. І. Нікорчук // Збірник наукових праць Академії внутрішніх військ МВС України. – Харків : АБВ МВСУ, 2012. – Вип. 2(20). – С. 74 – 76.
7. Кайдалов Р. О. Удосконалення системи нормування витрат пального у внутрішніх військах під час виконання службово-бойових завдань / Р. О. Кайдалов, О. П. Марценяк // Збірник наукових праць Академії внутрішніх військ МВС України. – Харків : АБВ МВСУ, 2012. – Вип. 1(19). – С. 55 – 57.
8. Подригало М. А. Визначення раціональної швидкості руху військових автомобільних колон при подоланні небезпечної ділянки дороги / М. А. Подригало, В. В. Глущенко, Р. О. Кайдалов, А. І. Нікорчук // Збірник наукових праць Національної академії Національної гвардії України. – Харків : НА НГУ, 2015. – Вип. 1(25). – С. 26 – 30.
9. Кайдалов Р. О. Анализ путей улучшения эксплуатационных характеристик элементов приводных агрегатов автомобилей повышенной проходимости ПАО «АвтоКРАЗ» / Р. О. Кайдалов, С. В. Дунь, П. Н. Калинин // Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – Вип. № 35(1144). – С. 61 – 66.
10. Кайдалов Р. О. Застосування комбінованого способу повороту колісних машин для підвищення їх маневреності / Р. О. Кайдалов, А. І. Нікорчук // Збірник наукових праць Національної академії Державної прикордонної служби України. Серія військові та технічні науки. – Хмельницький : НА ДПСУ, 2015. – Вип. №2(64). – С. 174 – 183.

11. Lebedev A. Operating of mobile machine units system using the model of multicomponent complex movement / A. Lebedev, N. Artiomov, M. Shulyak, M. Podrigalo, D. Abramov, D. Klets, R. Kaidalov // Автомобільний транспорт. – Харків : ХНАДУ, 2015. – Вип. 36. – С. 60 – 66.
12. Подригало М. А. Оценка падения мощности на ведущих колесах автомобиля в процессе длительной эксплуатации / М. А. Подригало, Д. В. Абрамов, Ю. В. Тарасов, А. И. Коробко, Р. О. Кайдалов, А. И. Никорчук // Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. – Харків : ХНТУСГ, 2015. – Вип. № 3. – С. 308 – 314.
13. Кайдалов Р. О. Дослідження кінематики і динаміки гібридного електромеханічного приводу ведучого колеса автомобіля / Р. О. Кайдалов // Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – Вип. № 23 (1195). – С. 59 – 64.
14. Кайдалов Р. О. Дослідження можливості зниження енергетичних втрат автомобіля при використанні гібридного електромеханічного приводу ведучих коліс / Р. О. Кайдалов // Системи обробки інформації. – Харків : ХНУПС, 2016. – Вип. № 9. – С. 13 – 17.
15. Подригало М. А. Застосування комбінованого способу управління для здійснення руху автомобіля «крабом» / М. А. Подригало, О. О. Бобошко, Р. О. Кайдалов, А. І. Нікорчук // Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету. – Харків : ХНАДУ, 2016. – Вип. № 75. – С. 134 – 138.
16. Кайдалов Р. О. Оцінка впливу нерівномірності крутного моменту ДВЗ на додаткові втрати енергії при використанні гібридного електромеханічного приводу ведучих коліс / Р. О. Кайдалов // Механіка та машинобудування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – Вип. №1. – С. 50 – 58.
17. Подригало М. А. Застосування методу парціальних прискорень для оцінки тягово-швидкісних властивостей автомобілів та бойових машин / М. А. Подригало, Д. В. Абрамов, Р. О. Кайдалов // Збірник наукових праць Національної академії Національної гвардії України. – Харків : НА НГУ, 2016. – Вип. № 2(28). – С. 16 – 21.
18. Горелишев С. А. Автоматизація процесу прийняття рішення побудови автомобільних колон Національної гвардії України / С. А. Горелишев, Д. С. Баулін, Р. О. Кайдалов, А. І. Нікорчук // Збірник наукових праць Національної академії Державної прикордонної служби України. Серія військові та технічні науки. – Хмельницький : НА ДПСУ, 2016. – Вип. 4(70). – С. 227 – 239.
19. Подригало М. А. Оцінка динамічних властивостей й енергетичної економічності автомобілів з безступінчастою автоматичною трансмісією / М.А. Подригало, Р. О. Кайдалов, О. М. Жовтоног // Наукові нотатки. – Луцьк : ЛНТУ, 2017. – Вип. 57. – С. 152 – 160.
20. Подригало М. А. Забезпечення раціонального розподілу нормального навантаження між осями автомобілів та бойових машин з електричним

приводом ведучих коліс / М. А. Подригало, Р. О. Кайдалов // Збірник наукових праць Національної академії Національної гвардії України. – Харків : НА НГУ, 2017. – Вип. № 1(29). – С. 15 – 21.

21. Кайдалов Р. О. Оцінка енергетичної ефективності застосування електричної трансмісії колісної машини / Р. О. Кайдалов // Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – Вип. № 25 (1247). – С. 86 – 89.

22. Кайдалов Р. О. Забезпечення стійкості положення гібридних автомобілів з трансформерною ходовою частиною / Р.О. Кайдалов // Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. – Луцьк : ЛНТУ, 2017. – Вип. 2. – С. 50 – 57.

23. Кайдалов Р. О. Раціональна динамічна характеристика / Р. О. Кайдалов, М. А. Подригало // Вісник машинобудування та транспорту. – Вінниця : Вінницький Нац. техн. уні-т, 2017. – Вип. 2 (6). – С. 78 – 85.

24. Кайдалов Р. О. Оцінка економії енергії гібридного автомобіля при сталому русі / Р. О. Кайдалов, М. А. Подригало // Механіка та машинобудування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – Вип. 1. – С. 98 – 105.

25. Podrigalo M. Creation of the energy approach for estimating automobile dynamics and fuel efficiency / M. Podrigalo, D. Klets, N. Podrigalo, D. Abramov, Yu. Tarasov, R. Kaidalov, V. Hatsko, A. Mazin, A. Litvinov, M. Barun // Eastern-european journal of enterprise technologies. – Kh. : Eastern-european journal of enterprise technologies, 2017. – 5/7(89). – PP. 58 – 64.

26. Мазин О. С. Оценка энергетической нагруженности автомобилей / О. С. Мазин, Р. О. Кайдалов, М. А. Подригало // Збірник наукових праць Національної академії Національної гвардії України. – Харків : НА НГУ, 2017. – Вип. 2(30). – С. 28 – 36.

27. M Podrigalo. Synthesis of energyefficient acceleration control law of automobile / M. Podrigalo, R. Kaidalov, D. Klets, N. Podrigalo, A. Makovetskyi, V. Hatsko, D. Abramov, Yu. Tarasov, D. Lytovchenko, O. Lytvynov // Eastern-european journal of enterprise technologies. – Kh. : Eastern-european journal of enterprise technologies, 2018. – 1/7(91). – PP. 62 – 70.

Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

28. Дунь С. В. Автомобілі КрАЗ для потреб силових відомств України в сучасних умовах / С. В. Дунь, Р. О. Кайдалов // Проблемні питання розвитку озброєння та військової техніки: тези доп. V наук.-техн. конф. Київ, 09 – 12 груд. 2014 р. – Київ : ЦНДІ ОБТ ЗСУ, 2015. – С. 54 – 55.

29. Подригало М. А. Спосіб підвищення маневреності колісних автомобілів та бойових машин / М. А. Подригало, Р. О. Кайдалов, А. І. Нікорчук // Створення та модернізація озброєння і військової техніки в сучасних умовах: тези доп. 15 наук.-техн. конф., Чернігів, 17 – 18 верес. 2015р. – Чернігів : ДНВЦ ЗСУ, 2015. – С.136 – 138.

30. Кайдалов Р. О. Застосування фізичної моделі складного руху для оцінки динамічних властивостей автомобільної колони / Р. О. Кайдалов //

Новітні шляхи створення, технічної експлуатації, ремонту і сервісу автомобілів : тези доп. наук.-практ. конф., Одеса, 08 – 11 верес. 2015 р. – Одеса : Військова академія, 2015. – С. 90 – 91.

31. Подригало М. А. Система аварійного розвороту автомобільної техніки в бойових умовах / М. А. Подригало, Р. О. Кайдалов, А. І. Нікорчук // Актуальні питання матеріально-технічного забезпечення службово-бойової діяльності Національної гвардії України : тези доп. наук.-практ. конф., Харків, 28 жовт. 2015 р. – Харків : НА НГУ, 2015. – С. 51 – 52.

32. Подригало М. А. Система підвищення маневреності вантажного автомобіля / М. А. Подригало, Р. О. Кайдалов, А. І. Нікорчук // Наукове забезпечення службово-бойової діяльності Національної гвардії України тези доп. VI наук.-практ. конф., Харків, 9 квіт. 2015 р. – Харків : НА НГУ, 2015. – С. 39 – 40.

33. Подригало М. А. Метод визначення раціональної швидкості руху військових автомобільних колон при подоланні небезпечної ділянки дороги / М. А. Подригало, Р. О. Кайдалов, А. І. Нікорчук // Новітні технології – для захисту повітряного простору : тези доп. 11 наук. конф., Харків, 08 – 09 квіт. 2015 р. – Харків : ХУПС, 2015. – С. 259 – 260.

34. Кайдалов Р. О. Оцінка зміни парку автомобілів та бойових машин Національної гвардії України та шляхи його удосконалення / Р. О. Кайдалов // Новітні технології – для захисту повітряного простору : тези доп. 11 наук. конф., Харків, 08 – 09 квіт. 2015 р. – Харків : ХУПС, 2015. – С. 260 – 261.

35. Кайдалов Р. О. Експериментальні дослідження показників динамічності броньованих автомобілів при визначальних відомчих випробуваннях / Р. О. Кайдалов, Ю. В. Тарасов, Г. М. Маренко, О. В. Літвінов, Д. В. Абрамов // Створення та модернізація озброєння і військової техніки в сучасних умовах : тези доп. 16-ї наук.-техн. конф., Чернігів, 08 – 09 верес. 2016 р. – Чернігів : ДНВЦ ЗСУ, 2016. – С. 109 – 110.

36. Кайдалов Р. О. Зниження енергетичних втрат автомобіля при використанні гібридного електромеханічного приводу ведучих коліс / Р. О. Кайдалов // Створення та модернізація озброєння і військової техніки в сучасних умовах : тези доп. 16-ї наук.-техн. конф., Чернігів, 08 – 09 верес. 2016 р. – Чернігів : ДНВЦ ЗСУ, 2016. – С. 111 – 112.

37. Подригало М. А. Гібридна трансмісія для базового шасі колісної військової техніки / М. А. Подригало, Р. О. Кайдалов, А. І. Нікорчук // Перспективи розвитку озброєння та військової техніки Сухопутних військ : тези доп. міжн. наук.-техн. конф., Львів, 18 – 20 трав. 2016 р. – Львів : НАСВ, 2016. – С. 51.

38. Подригало М. А. Використання гібридної трансмісії для базового шасі спеціалізованої колісної техніки / М. А. Подригало, Р. О. Кайдалов // Наукове забезпечення службово-бойової діяльності Національної гвардії України : тези доп. VII наук.-практ. конф., Харків, 31 берез. 2016 р. – Харків : НА НГУ, 2016. – С. 111 – 112.

39. Кайдалов Р. О. Перспективи модернізації колісної техніки сил охорони правопорядку шляхом використання гібридного електромеханічного приводу ведучих коліс / Р. О. Кайдалов // Актуальні питання матеріально-технічного забезпечення службово-бойової діяльності Національної гвардії України: тези доп. наук.-практ. конф., Харків, 27 жовт. 2016 р. – Харків: НА НГУ, 2016. – С. 51 – 53.

40. Подригало М. А. Застосування комбінованого способу управління для здійснення руху автомобіля «крабом» / М. А. Подригало, О. А. Бобошко, Р. О. Кайдалов, А. І. Нікорчук // Актуальні питання матеріально-технічного забезпечення службово-бойової діяльності Національної гвардії України : тези доп. наук.-практ. конф. Харків, 27 жовт. 2016 р. – Харків : НА НГУ, 2016. – С. 105 – 106.

41. Черняк Р. Є. Модернізація броньованих автомобілів КраЗ за результатами заводських, визначальних відомчих та експлуатаційних випробувань / Р. Є. Черняк, С. В. Дунь, Р. О. Кайдалов // Новітні шляхи створення, технічної експлуатації, ремонту і сервісу автомобілів : тези доп. наук.-практ. конф., Одеса, 22 – 23 верес. 2016 р. – Одеса : Військова академія, 2016. – С. 189 – 192.

42. Подригало М. А. Конструктивна схема гібридної трансмісії базового шасі колісної військової техніки / М. А. Подригало, Р. О. Кайдалов, А. І. Нікорчук // Новітні технології – для захисту повітряного простору: тези доп. 12-ї наук. конф., Харків, 13 – 14 квіт. 2016 р. – Харків : ХУПС, 2016. – С. 296.

43. Кайдалов Р. О. Перспективи застосування гібридного електромеханічного приводу ведучих коліс для військової колісної техніки / Р. О. Кайдалов // Проблеми координації воєнно-технічної та оборонно-промислової політики в Україні. Перспективи розвитку озброєння та військової техніки : матеріали IV міжнародної наук.-практ. конф. Київ, 12 – 13 жовт. 2016 р. – Київ : ЦНДІ ОВТ ЗСУ, 2016. – С. 120 – 122.

44. Подригало М. А. Модернізація військової колісної техніки за рахунок використання гібридного електромеханічного приводу ведучих коліс / М. А. Подригало, Р. О. Кайдалов // Новітні технології в автомобілебудуванні, транспорті і при підготовці фахівців : наук. пр. міжнародної наук.-практ. та наук.-метод. конф., Харків, 20 – 21 жовт. 2016 р. – Харків : ХНАДУ, 2016. – С. 156 – 157.

45. Кайдалов Р. О. Гібридний електромеханічний привід ведучих коліс для військової колісної техніки / Р. О. Кайдалов // Освітньо-наукове забезпечення діяльності правоохоронних органів і військових формувань України : тези IX Всеукраїнської наук.-практ. конф., Хмельницький, 8 груд. 2016 р. – Хмельницький : НА ДПС, 2016. – С. 541 – 542.

46. Подригало М. А. Експериментальні дослідження показників динамічності спеціалізованої техніки КраЗ / М. А. Подригало, Р. О. Кайдалов, Р. Є. Черняк, С. В. Дунь, О. В. Літвінов // Новітні технології – для захисту

повітряного простору : тези доп. 13-ї наук. конф., Харків, 12 – 13 квіт. 2017 р. – Харків : ХУПС, 2016. – С. 344.

47. Подригало М. А. Забезпечення раціонального розподілу нормального навантаження між осями автомобілів з електромеханічним приводом ведучих коліс / М. А. Подригало, Р. О. Кайдалов // Тринадцятий міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові : Мат-ли симпозіуму. – Львів : КІНПАТРИ ЛТД, 2017. – С.115.

48. Подригало М. А. Результати експериментальних досліджень при оцінюванні показників динамічності спеціалізованої колісної техніки КраЗ / М. А. Подригало, Р. О. Кайдалов, О. В. Літвінов, Р. Є. Черняк, С. В. Дунь / Наукове забезпечення службово-бойової діяльності Національної гвардії України : тези доп. VII наук.-практ. конф. Харків, 30 берез. 2017 р. – Харків: НА НГУ, 2017. – С. 85 – 86.

49. Подригало М. А. Оцінка динамічних властивостей й енергетичної економічності військової колісної техніки з безступінчастою автоматичною трансмісією / М. А. Подригало, Р. О. Кайдалов // Актуальні проблеми проектування, виготовлення і експлуатації озброєння та військової техніки : тези доп. всеукр. наук.-техн. конф., Вінниця, 17 – 19 трав. 2017 р. – Вінниця : ВНТУ, 2017. – С. 245 – 250.

50. Подригало М. А. Експериментальні дослідження показників динамічності спеціалізованої колісної техніки КраЗ / М. А. Подригало, Р. О. Кайдалов, Р. Є. Черняк, С. В. Дунь, О. В. Літвінов // Новітні технології – для захисту повітряного простору : тези доп. XIII наук. конф., Харків, 12 – 13 квіт. 2017 р. – Харків : ХНУПС ім. І. Кожедуба, 2017. – С. 344.

51. Кайдалов Р. О. Оцінка економії енергії гібридного автомобіля / Р. О. Кайдалов, М. А. Подригало // Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування : матеріали 8-ї міжнародної наук.-практ. конф., Херсон, 28 – 29 трав. 2017 р. – Херсон : ХДМА, 2017. – С. 231 – 237.

52. Кайдалов Р. О. Оцінка додаткових втрат енергії для комбінованого електромеханічного приводу ведучих коліс автомобіля / Р. О. Кайдалов, М. А. Подригало // Автомобільний транспорт і автомобілебудування. Новітні технології і методи підготовки фахівців : наук. пр. міжнародної наук.-практ. конф., Харків, 19 – 20 жовт. 2017 р. – Харків : ХНАДУ, 2017. – С. 169 – 170.

53. Кайдалов Р. О. Забезпечення стійкості положення зразків військової колісної техніки з гібридною енергетичною установкою при трансформерному виконанні ходової частини / Р. О. Кайдалов // Актуальні питання забезпечення службово-бойової діяльності військових формувань та правоохоронних органів: тези доп. наук.-практ. конф., Харків, 26 жовт. 2017 р. – Харків : НА НГУ, 2017. – С. 51 – 52.

54. Кайдалов Р. О. Раціональна динамічна характеристика зразків військової колісної техніки з гібридною енергетичною установкою / Р. О. Кайдалов, М. А. Подригало // Актуальні питання забезпечення службово-

бойової діяльності військових формувань та правоохоронних органів: тези доп. наук.-практ. конф., Харків, 26 жовт. 2017 р. – Харків : НА НГУ, 2017. – С. 53 – 54.

55. Кайдалов Р. О. Метод оцінювання економії енергії гібридного автомобіля при сталому русі / Р. О. Кайдалов, М. А. Подригало, Р. Є. Черняк, С. В. Дунь // Актуальні питання забезпечення службово-бойової діяльності військових формувань та правоохоронних органів : тези доп. наук.-практ. конф., Харків, 26 жовт. 2017 р. – Харків : НА НГУ, 2017. – С. 54 – 61.

56. Кайдалов Р. О. Оцінка показників динамічності спеціалізованої колісної техніки КраЗ / Р.О. Кайдалов, О. В. Літвінов // Особливості викладання фахових дисциплін технічних спеціальностей – виклики часу та перспективи: матеріали наук. метод. конф., Харків, 23 берез. 2017 р. – Харків : ХНАДУ, 2017. – С. 54 – 61.

57. Подригало М. А. Оцінка динамічних властивостей й енергетичної економічності військової колісної техніки з безступінчастою автоматичною трансмісією / М. А. Подригало, Р. О. Кайдалов // Актуальні проблеми проектування, виготовлення і експлуатації озброєння та військової техніки : матеріали всеукр. наук.-техн. конф., Вінниця, 17 – 19 трав. 2017 р. – Вінниця : ВНТУ, 2017. – С. 245 – 250.

58. Кайдалов Р. О. Раціональна динамічна характеристика / Р. О. Кайдалов // Актуальні проблеми проектування, виготовлення і експлуатації озброєння та військової техніки : матеріали всеукр. наук.-техн. конф., Вінниця, 17 – 19 трав. 2017 р. – Вінниця : ВНТУ, 2017. – С. 161 – 164.

59. Подригало М. А. Оценка показателей динамичности и энергетической экономичности колесной техники с бесступенчатой автоматической трансмиссией / М. А. Подригало, Р. О. Кайдалов, А.В. Литвинов // Транспорт, экология – устойчивое развитие: сб. докл. XXIII междунар. науч.-техн. конф., Варна, Болгария, 15 – 17 июня 2017 г. – Варна : техн. ун-т, 2017. – С. 359 – 362.

Наукові праці, які додатково відображають наукові результати дисертації:

60. Спосіб керування поворотом транспортного засобу : пат. 100077 (51) Україна : МПК (2015.01) B60T 1/00 / Подригало М. А., Кайдалов Р. О., Нікорчук А.І., Мазін О. С., Соколовський С. А.; № u201414120 ; заявл. 29.12.2014; опубл. 10.07.2015. – Бюл. №13.

61. Система підвищення маневреності вантажного автомобіля : пат. 100699 (51) Україна : МПК (2006.01) B60T 13/26. / Подригало М. А., Кайдалов Р. О., Нікорчук А. І., Мазін О. С.; № u201500330 ; заявл. 16.01.2015; опубл. 10.08.2015. – Бюл. № 15.

62. Система повороту вантажного автомобіля : пат. 102955 (51) Україна : МПК (2006.01) B62D 11/08. / Подригало М. А., Кайдалов Р. О., Нікорчук А. І., Дунь С. В., Шаповал В. В.; № u201505337 ; заявл. 02.06.2015; опубл. 25.11.2015. – Бюл. № 22.

63. Система управління колесами ведучого моста при динамічному способі управління транспортним засобом : пат. 110465 (51) Україна : МПК (2006.01) B62D 11/08. / Подригало М. А., Кайдалов Р. О., Нікорчук А. І., Дунь С. В., Шаповал В. В.; № u201603679 ; заявл. 06.04.2016; опубл. 10.10.2016. – Бюл. №19.

64. Спосіб визначення зміни потужності на ведучих колесах автомобіля в процесі експлуатації : пат. 101997 (51) Україна : МПК (2006.01) G01L 5/13. / Абрамов Д. В., Кайдалов Р. О., Коробко А. І., Нікорчук А. І., Подригало М. А., Тарасов Ю. В. ; № u201503553; заявл. 16.04.2015; опубл. 12.10.2015. – Бюл. № 19.

65. Модульна рама, що трансформується, для транспортних засобів з гібридною силовою установкою : пат. 114623 (51) Україна : МПК (2017.01) B62D 21/12, B60W 20/00. / Подригало М. А., Глущенко В. В., Кайдалов Р. О., Дубінін Є. О., Абрамов Д. В., Нікорчук А. І., Гребеник О. М. ; № u201610188 ; заявл. 06.10.2016; опубл. 10.03.2017. – Бюл. №5.

66. Комбінована енергетична установка повнопривідного транспортного засобу : пат. 116670 (51) Україна : МПК (2017.01) B60K 17/34. / Подригало М. А., Кайдалов Р. О., Бажинов О. В., Дунь С. В., Шаповалов В. В., Папашев О. Х., Літвінов О. В. ; № u201613533; заявл. 28.12.2016; опубл. 25.05.2017. – Бюл. №10.

67. Електромеханічна енергетична установка транспортного засобу з накопичувачем енергії : пат. 119713 (51) Україна : МПК (2006.01) B60K 17/34. / Подригало М. А., Бажинов О. В., Висоцький О. М., Кривий В. І., Дунь С. В., Кайдалов Р. О., Нікітін С. П., Кравцов М. М., Полярус О. В. ; № u201702166; заявл. 07.03.2017; опубл. 10.10.2017. – Бюл. №19.

АНОТАЦІЯ

Кайдалов Р. О. Наукові основи створення автомобілів з комбінованою енергетичною установкою. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.22.02 – автомобілі та трактори. – Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Міністерство освіти і науки України, Харків, 2018.

Дисертація присвячена вирішенню наукової проблеми, яка полягає у формуванні наукових основ створення автомобілів з комбінованою енергетичною установкою. Запропоновано варіанти конструкції комбінованої енергетичної установки автомобіля з різним ступенем «гібридизації» (співвідношенням механічної та електричної частини приводу. Отримано метод оцінювання впливу конструктивних параметрів і параметрів, що характеризують опір руху, на ефективну роботу ДВЗ при розгоні автомобіля. Отримано метод оцінювання енергетичної ефективності безступінчастих трансмісій при роботі ДВЗ на постійному швидкісному режимі. Отримано метод зниження непродуктивних втрат енергії (потужності) ДВЗ за рахунок

зменшення амплітуди коливань тягової сили при використанні комбінованої енергетичної установки. Запропонований метод оцінювання економії енергії автомобіля з комбінованою енергетичною установкою при сталому русі. Проведені експериментальні дослідження енергетичної ефективності та динамічних властивостей автомобілів з різною енергетичною установкою.

Ключові слова: автомобіль, комбінована енергетична установка, електромеханічний привід, енергетична ефективність, динамічні властивості, втрати потужності, економія енергії, втрати енергії, динаміка розгону.

АННОТАЦИЯ

Кайдалов Р. О. Научные основы создания автомобилей с комбинированной энергетической установкой. – Квалификационный научный труд на правах рукописи.

Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук по специальности 05.22.02 – автомобили и тракторы. – Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, Министерство образования и науки Украины, Харьков, 2018.

Диссертация посвящена решению научной проблемы, которая заключается в формировании научных основ создания автомобилей с комбинированной энергетической установкой.

Получен метод оценивания влияния конструктивных параметров и параметров, характеризующих сопротивление движению, на эффективную работу двигателя внутреннего сгорания при разгоне автомобиля, который позволяет оценивать ее на всем диапазоне изменений угловых скоростей коленчатого вала двигателя. Предложен метод оценивания энергетической эффективности бесступенчатых трансмиссий при работе двигателя внутреннего сгорания на постоянном скоростном режиме. Установлено, что применение бесступенчатых трансмиссий и использования двигателя внутреннего сгорания с двухрежимным регулятором обеспечивают вращение коленчатого вала в узком скоростном диапазоне.

Получен метод снижения непроизводительных потерь энергии (мощности) двигателя внутреннего сгорания за счёт уменьшения амплитуды колебаний тяговой силы при использовании комбинированной энергетической установки. Предложен метод оценивания экономии энергии автомобиля с комбинированной энергетической установкой при постоянном движении, позволил получить относительное снижение энергии, расходуемой на устойчивое движение для легковых автомобилей в пределах 29 % – 44 % и для грузовых автомобилей в диапазоне 24 % – 29 %.

Усовершенствован метод определения наиболее «динамической» скорости движения автомобиля, который в отличие от известного позволяет аналитически определять рациональную скорость установившегося движения машины, при разгоне от которой возможно максимальное увеличение скорости при минимальных дополнительных затратах мощности двигателя. Эта

рациональная характеристика разгона может быть реализована в конструкции автомобилей с комбинированной энергетической установкой.

Предложены варианты конструкции комбинированной энергетической установки автомобиля с разной степенью «гибридизации» (соотношением механической и электрической частью привода), которые позволяют уменьшить дополнительные потери энергии на движение, уменьшить шум и повысить маневренность автомобиля. Предложенные схемы комбинированной энергетической установки автомобиля без тяговых электродвигателей; с тяговыми электродвигателями на задние колеса и комбинированным приводом на передние колеса; с тяговыми электродвигателями на все колеса.

Экспериментальными исследованиями подтверждены теоретические зависимости и установлены эмпирические связи между характером изменения энергетической эффективности и динамическими свойствами автомобилей с разной энергетической установкой.

Ключевые слова: автомобили, комбинированная энергетическая установка, электромеханический привод, энергетическая эффективность, динамические свойства, расход мощности, экономия энергии, потери энергии, динамика разгона.

ABSTRACT

Kaidalov R. Scientific bases of creation of cars with a combined power installation. - Qualifying scientific work on the rights of manuscripts.

Dissertation for obtaining the scientific degree of the doctor of technical sciences in the specialty 05.22.02 – cars and tractors. - Kharkiv National Automobile and Road University, Ministry of Education and Science of Ukraine, Kharkiv, 2018.

The dissertation is devoted to solving the scientific problem, which consists in formation of scientific bases of creation of cars with the combined power installation. The proposed variants of the design of the combined power plant of the car with different degrees of "hybridization" (the relation between the mechanical and electrical parts of the drive).

The method of estimating the influence of structural parameters and parameters characterizing motion resistance on the effective operation of the internal combustion engine during acceleration of the car is obtained.

The method of estimation of energy efficiency of stepless transmissions at work of an internal combustion engine at a constant high-speed mode is received. The method of reducing the unproductive losses of energy (power) of the internal combustion engine is obtained by reducing the amplitude of the traction force oscillations using a combined power plant.

Experimental studies of energy efficiency and dynamic properties of cars with different power plants have been carried out.

Keywords: car, combined power plant, electromechanical drive, energy efficiency, dynamic properties, power losses, energy saving, energy losses, acceleration dynamics.

Підписано до друку 20.09.2018 р. Формат 60×84¹/₁₆.
Умов. друк. арк. 24,5. Папір офсетний. Наклад 300 прим.

КП «Міська друкарня»
м. Харків, 61002, вул. Алчевських, 44.
Свідоцтво про державну реєстрацію
серія ДК, № 5495, від 22.08.2017 р.