

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНІЙ
УНІВЕРСИТЕТ

МАЗІН ОЛЕКСІЙ СЕРГІЙОВИЧ

УДК 629.3.015

**ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ АВТОМОБІЛІВ
ПРИ МАНЕВРУВАННІ
ЗНИЖЕННЯМ НЕПРОДУКТИВНИХ ВТРАТ ЕНЕРГІЇ**

Спеціальність 05.22.20 – експлуатація
та ремонт засобів транспорту

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Харків 2020

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана у Харківському національному автомобільно-дорожньому університеті Міністерства освіти і науки України.

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

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, доцент
Калінін Євген Іванович
Харківський національний технічний університет
сільського господарства імені Петра Василенка,
завідувач кафедри міцності та надійності машин
імені В.Я. Аніловича

кандидат технічних наук, старший науковий співробітник
Рогозін Ігор Віталійович,
Харківський національний університет повітряних сил
імені Івана Кожедуба, старший викладач кафедри
теорії та конструкції автомобільної та спеціальної
техніки

Захист відбудеться «07» жовтня 2020 р. о 12⁰⁰ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 64.059.02 при Харківському національному автомобільно-дорожньому університеті за адресою: 61002 м. Харків, вул. Ярослава Мудрого, 25.

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

Автореферат розісланий «04» вересня 2020 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради,



О. П. Смирнов

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Маневреність є складною експлуатаційною властивістю автомобіля, що впливає на безпеку руху і продуктивність транспортного процесу. Маневреність автомобілів залежить від можливості реалізації запасу потужності двигуна на ведучих колесах. Запас потужності на ведучих колесах визначається технічним рівнем і технічним станом автомобіля. Збільшення питомої потужності, що є характерним для сучасних машин, повинно супроводжуватись також зниженням непродуктивних затрат енергії. Непродуктивними витратами є витрати енергії в трансмісії, втрати пов'язані із коливаннями підвіски і направляючих коліс. Погіршення технічного стану автомобіля і його елементів також призводить до додаткових непродуктивних витрат енергії двигуна і, як наслідок, до погіршення маневреності автомобіля.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Робота виконана згідно Закону України «Про пріоритетні напрями розвитку науки і техніки» № 2623-14 від 05.12.2012 г.; Постанови Кабінету Міністрів України «Про затвердження Державної програми підвищення рівня безпеки дорожнього руху в Україні на період до 2020 року» №435 від 25.04.2018 р.; «Транспортної стратегії України на період до 2020 року», схваленої розпорядженням Кабінету Міністрів України від 20 жовтня 2010 р. № 2174-р.

Дослідження проводилися відповідно до плану науково-дослідних робіт ХНАДУ: «Аналіз, розробка і оптимізація конструктивних і технологічних методів підвищення ресурсу автотранспортних систем при виробництві і ремонті» на 2014-2015 роки, державний реєстраційний номер 0115U001609; при виконанні держбюджетної науково-дослідної роботи «Енергозберігаючі маловитратні технології створення та ремонту гібридних транспортних засобів різного призначення (№ 08-53-19, держ. реєстр № 0119u001298).

Мета і завдання дослідження. Метою дослідження є підвищення безпеки руху за рахунок забезпечення стабільності властивостей маневреності автомобілів шляхом зниження непродуктивних витрат енергії двигуна.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- визначити витрати енергії і потужності двигуна на виконання традиційних і нетрадиційних способів маневрування;
- оцінити вплив технічного стану автомобіля на невиробничі витрати енергії і потужності двигуна;
- провести експериментальне дослідження впливу дисбалансу коліс на динамічні, енергетичні і потужнісні показники автомобіля.

Об'єкт дослідження – процеси перетворювання енергії при русі і маневруванні автомобіля.

Предмет дослідження – визначення шляхів забезпечення стабільності показників маневреності автомобілів за рахунок зниження невиробничих витрат енергії.

Методи дослідження. В теоретичній частині дисертаційної роботи використовувалися методи класичної механіки, теорії подібності і вирішення диференціальних рівнянь. В експериментальній частині – методи парціальних прискорень та теорії похибок. Адекватність розроблених моделей оцінювалася із застосуванням теорії похибок.

Наукова новизна отриманих результатів полягає в розробці енергетичного підходу до оцінки маневреності і технічного стану автомобілів. При цьому *вперше*:

- отримано коефіцієнт взаємозв'язку між потужністю на колесах і кінетичною енергією поступального руху автомобіля та за допомогою цього коефіцієнту визначено раціональну швидкість руху;

- визначено коефіцієнт зв'язку між кінетичною енергією і початковим прискоренням автомобіля при розгоні, що дозволяє проводити періодичну перевірку технічного стану та оцінку функціональної стабільності за цим показником;

- визначено вплив дисбалансу і окружного люфту направляючих коліс автомобіля на додаткові витрати енергії двигуна;

удосконалено методи оцінки енергетичної завантаженості автомобіля, що на відміну від відомих дають можливість кількісного визначення показників рівня енергетичної завантаженості та енергетичної ефективності;

отримали подальший розвиток:

- метод оцінки витрат потужності двигуна на поворот автомобіля, що на відміну від дозволяє визначити та зменшити витрати енергії;

- метод оцінки впливу коливань підвіски та направляючих коліс, що на відміну від відомих дозволяє враховувати дисбаланс коліс;

- теорія руху автомобіля «крабом» у напрямі визначення витрат потужності і енергії двигуна.

Практична цінність отриманих результатів. Дослідження, що проведене в дисертаційній роботі створюють теоретичну базу для оцінювання та покращення властивостей маневреності автомобілів за рахунок зниження не виробничих витрат енергії у процесі експлуатації. Результати дисертаційного дослідження можуть використовуватися при розробці методик діагностування автомобілів за енергетичними показниками.

Результати наукових досліджень викладено у методичних і практичних рекомендаціях, що застосовуються ДП «Харківський завод спеціальних машин» при виконанні дослідно-конструкторських робіт, навчальному процесі Національної академії Національної гвардії України.

Особистий внесок здобувача. Основні положення і результати дисертаційної роботи одержані автором особисто [1, 2, 9, 12]. У наукових роботах, опублікованих у співавторстві, автору належать такі результати:

- розроблено енергетичний підхід до оцінювання завантаженості автомобілів, що дозволив визначити взаємозв'язок між ефективною потужністю двигуна і кінематичною енергією поступального руху автомобіля [3, 4, 5, 14, 15];

- розроблено динамічну та математичні моделі [6, 7, 8, 10, 11, 13, 16].

Апробація результатів дисертації. Основні результати дисертації доповідалися і обговорювалися на:

– XI і XIII Наукових конференціях Харківського університету Повітряних Сил імені Івана Кожедуба «Новітні технології для захисту повітряного простору», Харків, 2015, 2016 рр. [8, 9];

– Міжнародній науково-практичній конференції присвяченій 85-річчю заснування ХНАДУ і 85-річчю заснування автомобільного факультету «Новітні технології в автомобілебудуванні і на транспорті». Харків, ХНАДУ, 15-16 жовтня 2015 р. [10];

– 16-й Науково-технічної конференції «Створення та модернізація озброєння і військової техніки в сучасних умовах». Чернігів, ДНВЦ ЗС України, 08-09 вересня 2016 р. [11];

– Тринадцятому міжнародному симпозиуму українських інженерів-механіків у Львові. Львів, КУНПАТРУ ЛТД, 18-19 травня 2017 р. [12];

– X-й Міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту». Вінниця : ВНТУ. 23-25 жовтня 2017 р. [13].

Публікації. Основні положення дисертаційної роботи опубліковані у 16 наукових працях, у тому числі 7 статтях у наукових фахових виданнях України (зокрема 1 публікація у періодичному виданні, що входить до наукометричної бази Scopus та 6 публікацій у виданнях, які включені до інших міжнародних наукометричних баз, у тому числі 2 без співавторів). За матеріалами досліджень опубліковано 6 тез у збірниках доповідей міжнародних наукових конференцій, отримано 3 патенти України на корисні моделі.

Структура і об'єм дисертації. Дисертаційна робота складається з анотацій, вступу, п'яти розділів, висновків, списку використаних джерел і додатків. Повний обсяг дисертації складає 186 сторінок, у тому числі обсяг основного тексту – 112 сторінок і 17 сторінок, площа яких повністю зайнята рисунками та таблицями. Робота ілюстрована 47 рисунками, наведено 15 таблиць. Список використаних джерел містить 116 найменувань на 14 сторінках, додатки розміщені на 24 сторінках.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступній частині обґрунтовано актуальність теми дисертаційної роботи, сформульовано мету і завдання досліджень, визначено наукову новизну, практичне значення та цінність отриманих результатів.

У першому розділі здійснено огляд виконаних відомими авторами досліджень. Це дозволило сформулювати завдання дослідження.

Основну увагу приділено таким питанням:

– аналіз термінів і визначень, що відносяться до маневреності як складної експлуатаційної властивості автомобіля;

– аналізу і класифікації відомих способів виконання колісними транспортними машинами маневру;

– аналізу підходів різних авторів до оцінки стабільності показників маневреності на основі енергоперетворюючих властивостей автомобілів.

Проведений аналіз літературних джерел показав, що маневреність є однією із найбільш важливих динамічних властивостей автомобіля, що містить в собі не тільки маневреність при повороті, а також при розгоні, гальмуванні, русі «крабом» і в інших випадках. Також визначено, що розвиток нетрадиційних способів маневрування викликає необхідність дослідження енергетичних витрат і необхідної потужності двигуна для їх здійснення.

Будь-які непродуктивні витрати енергії і потужності двигуна знижують показники маневреності автомобіля. Тому необхідно провести дослідження цих витрат і оцінити можливість їх зниження. При оцінці енергоефективності автомобіля необхідно розглянути можливість оцінки затрат енергії і потужності двигуна на коливання підвіски, використовуючи енергетичний підхід.

У другому розділі проведено оцінку витрат енергії на маневрування автомобіля. Приділено увагу наступним питанням: енергетичному підходу до оцінки технічного стану автомобіля, оцінці витрат енергії на поступальний рух автомобіля, оцінці рівня енергозавантаженості автомобіля, оцінці витрат енергії на поворот автомобіля і на рух «крабом».

Збільшення енергії, що затрачується на рух є ознакою погіршення технічного стану автомобіля. Збільшення невиробничих затрат потужності і енергії двигуна обумовлено падінням ККД моторно-трансмісійної установки, зміною геометрії ходової частини автомобіля, порушенням кутів установки і дисбалансом коліс, погіршенням амплітудно-частотних характеристик підвіски.

Додаткові витрати енергії необхідні і для виконання автомобілем маневру – розгону або повороту. Зниження запасу потужності на ведучих колесах призводить до зниження показників маневреності і керованості автомобілів.

Рівень кінетичної енергії поступального руху може бути показником енергетичної навантаженості автомобіля. Між кінетичною енергією і затратами потужності на рух автомобіля існує взаємозв'язок. Існує указаний взаємозв'язок і за рівномірного руху. Слід сказати, що рівномірний рух (в ідеальному виді) автомобіля реалізувати неможливо, оскільки як тягова сила, так і сили опору мають коливальний характер зміни. Реалізується усталений режим руху автомобіля, який на відміну від рівномірного відбувається з постійною середньою, а не миттєвою швидкістю. Коливання швидкості супроводжуються коливаннями кінетичної енергії поступального руху. Коливання кінетичної енергії автомобіля і призводять до додаткових витрат енергії двигуна за усталеного руху.

Взаємозв'язок між кінетичною енергією автомобіля і затратами потужності двигуна за умовно рівномірного руху машини визначається наступною залежністю

$$N_k = P_k V_a = \frac{m_a V_a^2}{2} \left(\frac{2g\psi}{V_a} + \frac{C_x \rho F V_a}{m_a} \right) = \frac{m_a V_a^2}{2} K_{осн}, \quad (1)$$

де N_k – тягова потужність на ведучих колесах автомобіля;

P_k – тягова сила на ведучих колесах;

ψ – сумарний коефіцієнт дорожнього опору;

V_a – швидкість та прискорення автомобіля;

m_a – маса автомобіля;

g – прискорення вільного падіння, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$;

C_x – коефіцієнт лобового аеродинамічного опору;

F – площа лобового опору (мідель) автомобіля;

ρ – густина повітря;

$K_{осн}$ – коефіцієнт, що пов'язує між собою величину потужності на колесах з кінетичною енергією поступального руху автомобіля

$$K_{осн} = \frac{2g\psi}{V_a} + \frac{C_x \rho F V_a}{m_a}. \quad (2)$$

Чим менше величина $K_{осн}$, тим за менших затрат потужності двигуна на подолання сил зовнішнього опору руху буде підтримуватись заданий рівень кінетичної енергії поступального руху автомобіля.

Величина $K_{осн}$ має мінімум, який може бути визначений за залежністю

$$K_{осн} = (K_{осн})_{min} = 2 \sqrt{\frac{2g\psi C_x \rho F}{m_a}}. \quad (3)$$

Величина $K_{осн} = (K_{осн})_{min}$ при виконанні умови $V_a = V_{арац}$ Остання визначається за залежністю

$$V_{арац} = \sqrt{\frac{2g\psi m_a}{C_x \rho F}}. \quad (4)$$

На рис. 1 а наведені графіки залежності $V_{арац}(\psi)$ за різних значень $\frac{C_x \rho F}{2m_a}$. На рис. 1 б показана залежність $(K_{осн})_{min}$ від сумарного коефіцієнту

дорожнього опору ψ за різних значень $\frac{C_x \rho F}{2m_a}$.

Аналогічно було отримано коефіцієнт взаємозв'язку між початковою кінетичною енергією і початковим лінійним прискоренням автомобіля

$$K_{розг} = \frac{2\dot{V}_a}{V_a}. \quad (5)$$

де \dot{V}_a – прискорення автомобіля.

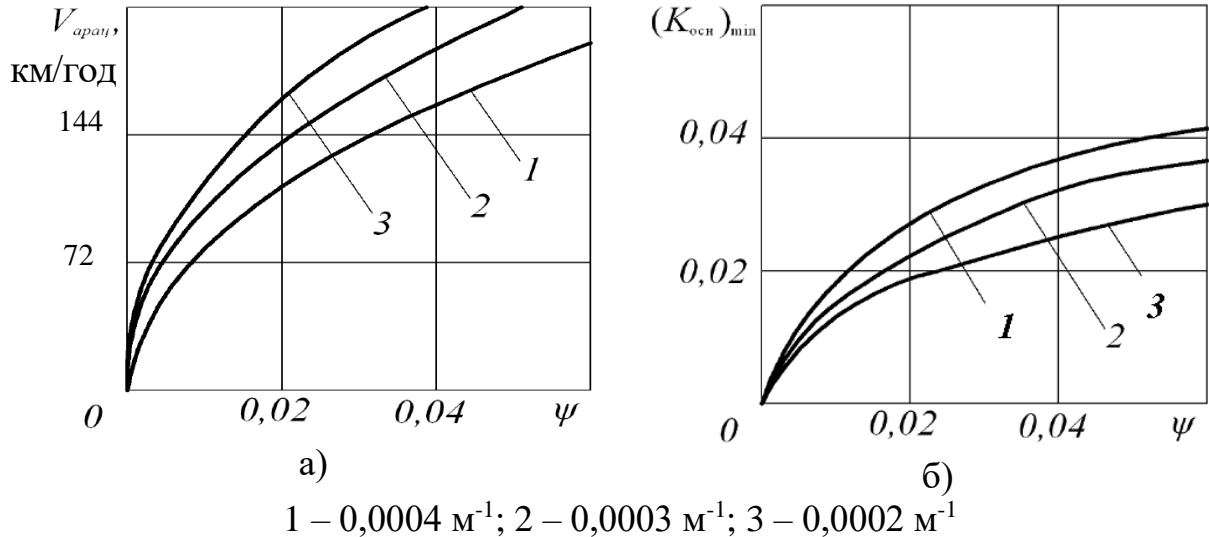


Рисунок 1 – Залежність $V_{арац}(\psi)$ а) і $(K_{і\tilde{н}})_{min}(\psi)$ б) за різних значень

$$\frac{C_x \rho F}{2m_a}$$

Вказаний показник може використовуватись як при оцінці технічного рівня нового автомобіля, так і при оцінці технічного стану машини після деякого пробігу. Нормування при діагностиці технічного стану автомобіля повинно базуватись на визначенні максимально-допустимого значення $K_{розг} = (K_{розг})_{max}$.

На рис. 2 наведені графіки залежності $V_{арац}(m_a)$ для 4-ох моделей автомобілів.

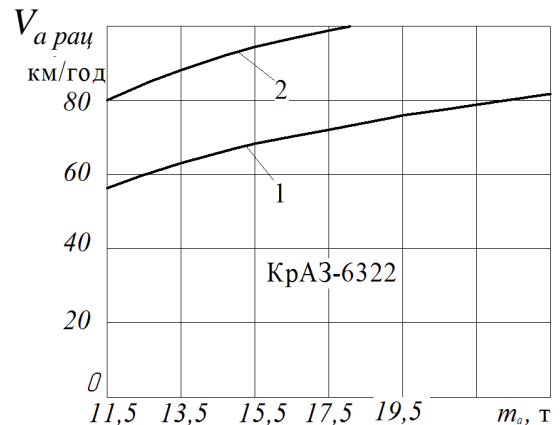
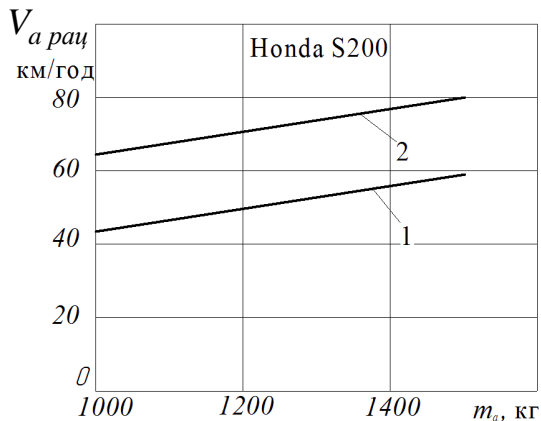
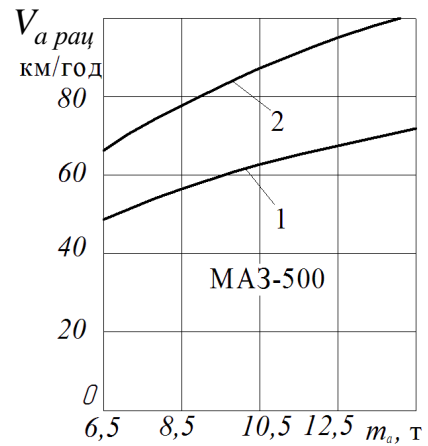
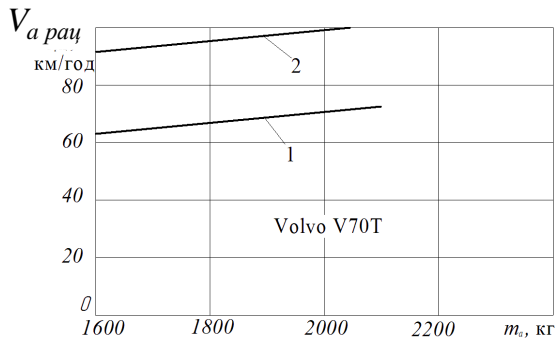
Максимальна кінетична енергія поступального руху автомобіля повинна розраховуватись за повної маси $m_{нов}$ і максимальної швидкості V_{max}

$$(W_{кін})_{max} = \frac{m_{нов} V_{max}^2}{2}. \quad (6)$$

де $m_{нов}$, V_{amax} – повна маса та максимальна швидкість автомобіля.

Рівень енергетичної завантаженості автомобілів визначається наступною залежністю

$$Y_W = \frac{2N_{e max}}{m_{нов} V_{max}^2}. \quad (7)$$



1 – $\psi=0,01$; 2 – $\psi=0,02$

Рисунок 2 – Залежності $V_{a\text{ paц}}$ від маси m_a за різних значень коефіцієнту ψ

де $N_{e\text{ max}}$ – максимальна ефективна потужність двигуна автомобіля.

Вираз (7) містить в собі три максимальних значення величин, що визначають потужнісні, інерційні і швидкісні параметри автомобіля.

Використання виразу (7) дозволяє оцінити і порівняти між собою рівні енергетичної завантаженості автомобілів різних видів і класів, а також автомобілів, що були випущені у різні часи. В табл. 1 наведено параметри 6 моделей легкових автомобілів різних класів випущених у різні часи в різних країнах.

Аналіз результатів розрахунку показників Y_W і N_{num} , наведених в табл. 1, показує, що показник Y_W у порівнянні з N_{num} має менше розсіювання. Математичне очікування величини Y_W складає $\bar{Y}_W = 0,047$ кВт/Дж, середнє квадратичне відхилення $\sigma_{Y_W} = \pm 0,006$ кВт/Дж, коефіцієнт варіації $v_{Y_W} = \pm 0,128$. Для цих же моделей автомобілів середнє значення питомої потужності $\bar{N}_{num} = 48,67$ кВт, середнє квадратичне відхилення $\sigma_{N_{num}} = \pm 22,95$ кВт, коефіцієнт варіації $v_{N_{num}} = \pm 0,471$.

Це підтверджує гіпотезу, що через менше розсіювання значень показника Y_W , останній дає можливість об'єктивніше оцінити енергетичні показники.

Таблиця 1 – Вплив рівня енергетичної навантаженості 6-ти моделей легкових автомобілів

№ п.п	Модель автомобіля	Рік випуску	Максимальна швидкість, м/с	Максимальна потужність двигуна, кВт	Повна маса, кг	Максимальна кінетична енергія автомобіля $(W_{кин})_{max}$, кДЖ	η_{mp}	Y_W , кВт/Дж	N_{nut} , кВт/Т
1	М-408	1964	33,33	36,75	1330	738,89	0,90	0,050	27,63
2	ВАЗ-2112	2004	47,22	66,7	1500	1672,30	0,92	0,040	44,77
3	ГАЗ-24	1968	40,28	72	1825	1480,51	0,92	0,049	39,45
4	ЗИЛ-114	1967	52,77	220	3610	5026,33	0,90	0,044	60,94
5	Honda S2000	1999	66,67	177	1535	3411,45	0,90	0,052	115,37
6	Volvo VT0T5	2004	58,33	132	2100	3572,51	0,90	0,037	62,86

Величина, обернена до Y_W , являє собою показник енергетичної ефективності автомобіля

$$E_W = \frac{1}{Y_W} = \frac{m_{нов} V_{max}^2}{2N_{e max}}. \quad (8)$$

Маневреність автомобіля, поряд із іншими показниками, визначається також затратами енергії і потужності двигуна.

Сумарні витрати енергії на поворот автомобіля

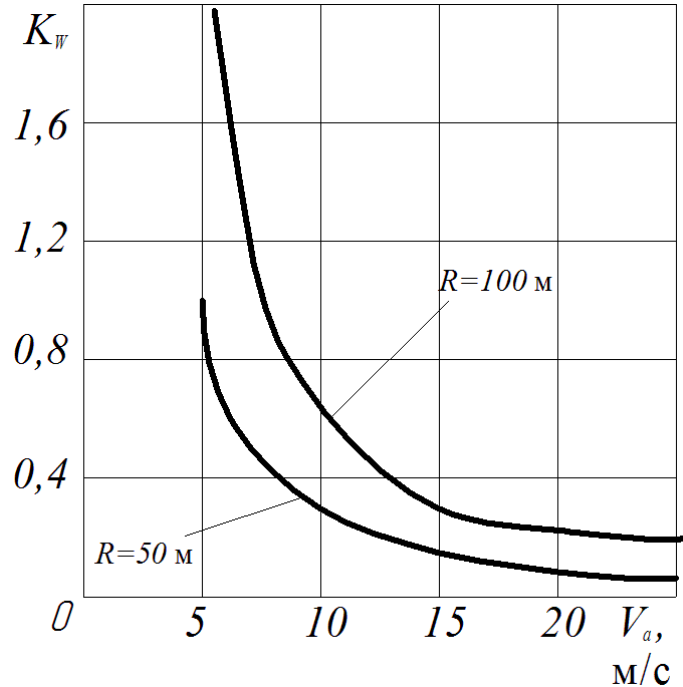
$$W_e = \frac{m_a V_a^2}{2\eta_{mp}} \psi_z \left[R \left(\frac{2gf}{V_a^2} + \frac{C_x \rho F}{m_a} \right) + 2f \frac{(h - r_\delta)}{R} \right]. \quad (9)$$

де ψ_z – зміна курсового кута автомобіля.

Із виразу (9) видно, що витрати енергії двигуна на здійснення повороту автомобілем пропорційні кінетичній енергії автомобіля з коефіцієнтом пропорційності

$$K_W = \frac{\psi_z}{\eta_{mp}} \left[R \left(\frac{2gf}{V_a^2} + \frac{C_x \rho F}{m_a} \right) + 2f \frac{(h - r_\delta)}{R} \right]. \quad (10)$$

Коефіцієнт K_W дозволяє здійснити оцінку рівня основних і додаткових затрат на рух автомобіля. На рис. 3 для автомобіля Урал-4320 наведено графіки залежностей коефіцієнту K_W від швидкості руху V_a .



$$h = 1,27 \text{ м}; r_0 = 0,555 \text{ м}; f = 0,015; \frac{C_x \rho F}{2m_a} = 3 \cdot 10^{-4} \text{ м}^{-1}; \psi_z = \frac{\pi}{2}$$

Рисунок 3 – Залежності $K_W(V_a)$ для автомобіля Урал-4320

Аналіз представлених на рис. 4 графіків показує, що з збільшенням швидкості руху автомобіля V_a відбувається різке зниження відносних додаткових затрат енергії на поворот автомобіля за різних радіусів кривизни траєкторії.

Коефіцієнт пропорційності K_W дає можливість здійснювати оцінку рівня основних і додаткових затрат енергії двигуна на рух автомобіля. Отримані аналітичні вирази дають можливість визначити раціональну швидкість $(V_a)_{\text{opt}}$ руху автомобіля на повороті мінімального радіусу за умовою забезпечення зчеплення коліс з дорогою при найменших витратах енергії двигуна.

Новий спосіб виконання маневру рух «крабом» дозволяє покращити маневреність автомобіля, зменшити витрати енергії і потужності двигуна при виконанні маневру переставка та при виконанні обгону.

Тягова сила, що витрачається на «рух крабом»

$$P_k = m_a (g\psi + \dot{V}_a) + \frac{\rho}{2} V_a^2 (C_x F_x \cos^3 \alpha + C_y F_y \sin^3 \alpha). \quad (11)$$

де α – кут повороту направляючих коліс автомобіля;

C_y, F_y – бокові коефіцієнт опору повітря та мідель автомобіля.

Потужність двигуна, що затрачається на рух автомобіля «крабом»

$$N_e = \frac{m_a V_a^2}{2} \frac{\frac{2g\psi}{V_a} + \frac{2\dot{V}_a}{V_a} + \frac{\rho}{m_a} V_a (C_x F_x \cos^3 \alpha + C_y F_y \sin^3 \alpha)}{\eta_{\delta\delta}}. \quad (12)$$

Коефіцієнт взаємозв'язку між потужністю на колесах з кінетичною енергією автомобіля, що рухається «крабом»

$$K_{осн} = \frac{2N_e \eta_{mp}}{m_a V_a^2} = \frac{2g\psi}{V_a} + \frac{2\dot{V}_a}{V_a} + \frac{C_x \rho F V_a \cos^3 \alpha}{m_a} \left(1 + \frac{C_y F_y}{C_x F_x} \operatorname{tg}^3 \alpha \right). \quad (13)$$

Енергія, що витрачається на рух автомобіля «крабом»

$$W_e = H_{бок} \frac{m_a g \psi + \frac{\rho}{2} (C_x F_x \cos^3 \alpha + C_y F_y \sin^3 \alpha) V_a^2}{\eta_{mp} \sin \alpha}, \quad (14)$$

де H – бічне зміщення автомобіля.

Із рівняння (14) видно, що витрати енергії двигуна W_e на рух автомобіля «крабом» пропорціональні бічному зміщенню автомобіля $H_{біч}$.

У третьому розділі визначено вплив технічного стану автомобіля на додаткові витрати енергії і потужності двигуна. Розглянуто такі питання:

– вплив коливань направляючих коліс в горизонтальній площині на додаткові витрати енергії при русі автомобіля;

– вплив дисбалансу і окружного люфту направляючих коліс автомобіля на витрати енергії двигуна;

– вплив коливань непередресорених мас автомобіля на додаткові витрати енергії двигуна.

Маневреність автомобіля, що дає можливість реалізувати заданий закон руху, реалізується декількома керуючими впливами: поворотом кермового колеса, зміною потужності на ведучих колесах (дотичної сили і кутової швидкості), гальмуванням усієї машини або окремих бортів. Проте, керованість і поворотливість колісних машин і їх критерії – кутові прискорення і швидкості в площині дороги, в значній мірі визначаються тяговою потужністю, що реалізується на ведучих колесах. Недостача указаної потужності може бути причиною дорожньо-транспортних подій при здійсненні автомобілем обгону. Зниження тягової потужності на ведучих колесах обумовлено багатьма факторами, в тому числі наступними: зниженням потужності двигуна в процесі

експлуатації автомобіля, коливання коліс, обумовлені різними причинами, порушеннями геометрії ходової частини автомобіля.

Колівання направляючих коліс автомобіля в горизонтальній площині можуть бути викликані гіроскопічним моментом при наїзді на нерівність, дисбалансом і окружним люфтом указаних коліс. Додаткові витрати потужності двигуна при коливанні направляючих коліс у горизонтальній площині

$$\Delta N_e = \frac{m_a V_a^2}{\eta_{mp}} \left\{ \frac{f(h-r_\delta)}{L^2} V_a \bar{A}_\alpha^2 \sin^2(\Omega t) + \right. \\ \left. + \Omega \operatorname{ctg}(\Omega t) \left[1 + \bar{A}_\alpha^2 \sin^2(\Omega t) \frac{b^2 + i_z^2 + fb(h-r_\delta)}{L^2} \right] \right\}. \quad (15)$$

де h – висота центру мас автомобіля, м;

r_δ – динамічний радіус ведучих коліс, м;

\bar{A}_α , Ω – середня амплітуда та кругова частота коливань направляючих коліс;

i_z – радіус інерції машини відносно вертикальної вісі;

b – відстань від задньої вісі автомобіля до проекції центру мас на горизонтальну площину, що проходить через цю вісь;

L – подовжня колісна база, м.

Додаткова енергія, що витрачається при коливаннях направляючих коліс у горизонтальній площині

$$\Delta W_{eS} = \frac{m_a V_a S}{\eta_{mp}} \left[V_a \bar{A}_\alpha^2 \frac{f(h-r_\delta)}{2L^2} + \bar{A}_\alpha^2 \Omega \frac{b^2 + i_z^2 + fb(h-r_\delta)}{\pi L^2} - \right. \\ \left. - \frac{4\Omega}{\pi} \ln(\cos \bar{A}_\alpha) \right]. \quad (16)$$

Коефіцієнт, пропорційності між кінетичною енергією поступального руху автомобіля і додатковими затратами енергії двигуна, що припадає на одиницю пройденого шляху

$$K_{W_s} = \frac{1}{\eta_{mp}} \left\{ \frac{\bar{A}_\alpha^2}{L^2} \left[f(h-r_\delta) + 2\Omega \frac{b^2 + i_z^2 + fb(h-r_\delta)}{\pi V_a} \right] - \frac{8\Omega}{\pi V_a} \ln(\cos \bar{A}_\alpha) \right\}. \quad (17)$$

Додаткові витрати енергії двигуна, обумовлені дисбалансом направляючих коліс можуть бути визначені наступною залежністю:

$$\Delta W_{eS} = \frac{m_a V_a^2}{2\eta_{mp}} S \left\{ \frac{S_0^2}{L^2} \frac{a_{uu} \cos \Delta}{I_{kz} \left(\left(\frac{kr_k^2}{V_a^2} \right) - 1 \right)^2} \left[f(h - r_\partial) + \frac{b^2 + i_z^2 + fb(h - r_\partial)}{0,5\pi r_k} \right] - \right. \\ \left. - \frac{8}{\pi r_k} \ln \left| \cos \left[S_0 \frac{a_{uu} \cos \Delta}{I_{kz} \left(\left(\frac{kr_k^2}{V_a^2} \right) - 1 \right)} \right] \right| \right\} \quad (18)$$

де S_0 – дисбаланс направляючих коліс.

При отриманні виразу (18) враховувалось, що кругова частота Ω збурюючих коливань при дисбалансі направляючих коліс рівна

$$\Omega = \frac{V_a}{r_k}. \quad (19)$$

На рис. 4 а) наведено графік залежності $\frac{\Delta W_{eS}}{S}(V_a)$ для автомобіля Урал-4320 за сумарного (допустимого) дисбалансу направляючих коліс $S_{0\Sigma}=0,090$ кгм і максимальному кутовому люфту в межах $\pm 1,0$ град. Аналіз цього графіку показує, що до швидкості $V_a = 15$ м/с (54 км/год) додаткові витрати енергії двигуна, що викликані допустимим сумарним дисбалансом направляючих коліс $S_{0\Sigma}=0,090$ кгм, є незначними і такими, що не перевищують 10 Дж/м. За $V_a > 15$ м/с (54 км/год) відбувається різке збільшення указаних втрат, які за швидкості $V_a = 20$ м/с (72 км/год) досягають величини 160 Дж/м.

На рис. 4 б) наведено залежність додаткових затрат енергії двигуна автомобіля Урал-4320 від пробігу автомобіля S за різних швидкостей руху.

Величина, обернена K_{ws} , являє собою шлях, що пройшов автомобіль за який додаткові витрати енергії двигуна будуть рівнятися кінетичній енергії поступального руху машини. Ця енергія відповідає енергії, що затрачується на розгін до указаної швидкості, або енергії, що розсіюється в гальмах при гальмуванні автомобіля із цієї швидкості до зупинки. В табл. 2 на прикладі автомобіля Урал-4320 наведено результати розрахунку коефіцієнту K_{ws} і оберненої йому величини $1/K_{ws}$.

Додаткові витрати енергії і потужності двигуна на подолання дорожніх нерівностей лінійно пов'язані із пробігом S автомобіля

$$\Delta W = \frac{g S_0 V_a^2}{2\pi r_k^3} \frac{S}{\sqrt{\left(K_1^2 - \frac{V_a^2}{r_k^2} \right)^2 + 4n^2 \frac{V_a^2}{r_k^2}}}; \quad (20)$$

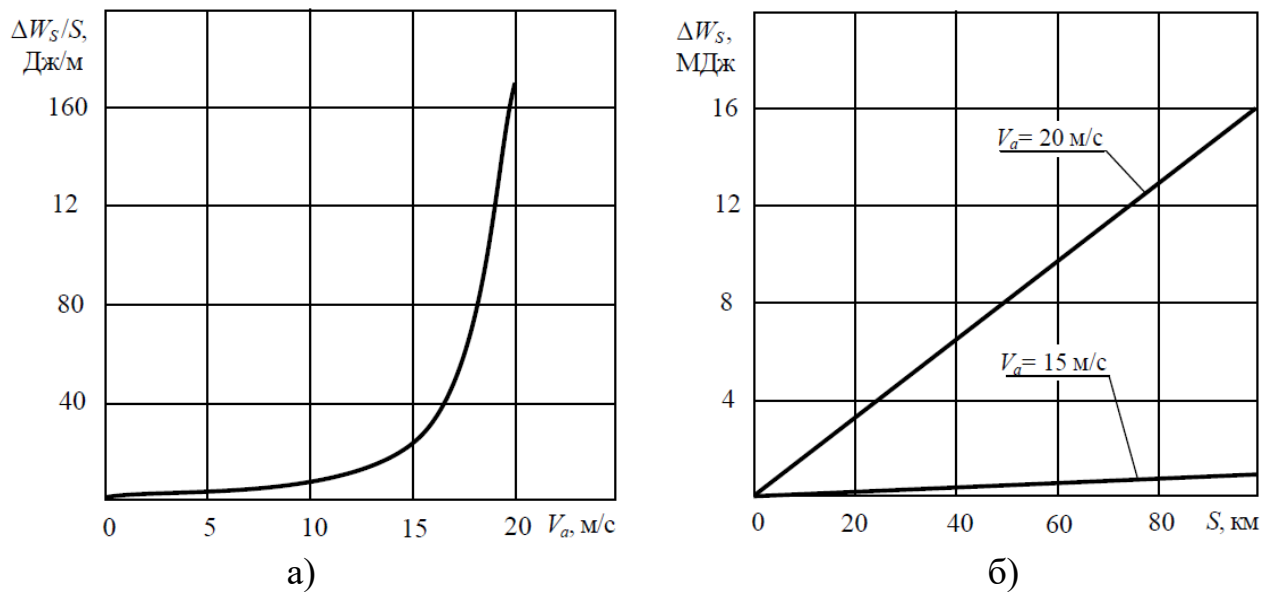


Рисунок 4 – Залежність $\frac{\Delta W_{eS}}{S}(V_a)$ а) та додаткових затрат енергії двигуна від пробігу б) за дисбалансу направляючих коліс $S_{0\Sigma} = 0,090$ кгм для автомобіля Урал-4320

Таблиця 2 – Розрахунок величини K_{W_s} і $K_{W_s}^{-1}$ для автомобіля Урал-4320 при $S_{0\Sigma} = 0,090$ кгм

V_a м/с	5	10	15	20
$K_{W_s}, \text{м}^{-1}$	$63 \cdot 10^{-9}$	$1320 \cdot 10^{-9}$	$11529 \cdot 10^{-9}$	$114960 \cdot 10^{-9}$
$10^{-3} \cdot K_{W_s}^{-1},$ КМ	15873	757	87	8,7

$$\Delta N_e = \frac{1}{\eta_{mp}} \frac{d(\Delta W)}{dt} = \frac{g S_0 V_a^3}{2\pi r_k^3 \eta_{mp}} \frac{1}{\sqrt{\left(K_1^2 - \frac{V_a^2}{r_k^2}\right)^2 + 4n^2 \frac{V_a^2}{r_k^2}}}, \quad (21)$$

де K_1 – власна частота кругових коливань підвіски автомобіля;

r_k – кінематичний радіус коліс.

У четвертому розділі наведено результати експериментального дослідження впливу дисбалансу направляючих коліс на динамічні властивості автомобіля. Експериментальні дослідження проводились у дорожніх умовах на вантажному автомобілі Урал-4320 та легковому автомобілі Opel Vectra 1,6і.

Для реєстрації даних в процесі дорожніх експериментальних досліджень автомобіля використовувався мобільний вимірювально-реєстраційний

комплекс, що складається із двох трикоординатних датчиків прискорень Freescale Semiconductor моделі MMA7260QT, які підключені до обчислювального блоку з відповідним програмним забезпеченням для реєстрації та накопичення даних.

Проведені експериментальні дослідження впливу дисбалансу направляючих коліс на додаткові витрати потужності при розгоні та вибігу автомобілів підтвердили отримані теоретичні результати.

За результатами перевірки адекватності розробленої математичної моделі визначення впливу дисбалансу направляючих коліс на додаткові витрати потужності двигуна автомобіля на прикладі Урал-4320 середнє значення абсолютної $\Delta_{\text{сер}}$ та відносної $\delta_{\text{сер}}$ похибок у діапазоні швидкості його руху від 10 м/с до 21 м/с склали відповідно 749,69 Вт та 24,1966 %.

У діапазоні швидкості руху автомобіля Урал 4320 від 0 до 10 м/с визначити абсолютну та відносні похибки недоцільно через недостатню точність експериментальних даних у цьому діапазоні швидкостей руху.

Експериментальні дослідження впливу дисбалансу направляючих коліс автомобіля Opel Vectra 1.6і на додаткові витрати енергії при його розгоні підтверджують теоретичні викладки щодо інтенсивного збільшення додаткових витрат енергії, обумовлених дисбалансом ведучих коліс автомобіля, зі збільшенням швидкості його руху.

У п'ятому розділі проведено оцінку економічного ефекту від впровадження обов'язкового балансування направляючих коліс вантажних автомобілів. Оцінку додаткових витрат енергії двигуна і витрат дизельного палива проведено на прикладі вантажного автомобіля Урал-4320, що ремонтується на Харківському заводі спеціальних машин. При обов'язковому балансуванні направляючих коліс цієї машини очікуваний економічний ефект буде складатися за рахунок зниження витрат на паливо. Додаткова об'ємна витрата літнього дизельного палива $1,271 \frac{\text{л}}{100\text{км}}$, зимнього дизельного палива

$$1,242 \frac{\text{л}}{100\text{км}}.$$

Очікуваний річний економічний ефект від впровадження обов'язкового балансування направляючих коліс вантажного автомобіля Урал-4320 21290,13 грн.

ВИСНОВКИ

У дисертаційному дослідженні виконано теоретичне дослідження і нове вирішення наукової задачі забезпечення стабільності властивостей маневреності автомобілів шляхом зниження непродуктивних витрат енергії двигуна. Результати досліджень дозволили сформулювати основні теоретичні та науково-практичні висновки:

1. Проведений аналіз літературних джерел показав, що маневреність є однією із найбільш важливих динамічних властивостей автомобіля, що містить в собі не тільки маневреність при повороті, а також при гальмуванні, розгоні, русі «крабом» і в інших випадках. Це вимагає необхідності оцінки затрат енергії при маневруванні автомобіля, в тому числі оцінку невикористаних затрат потужності двигуна, що впливають на зниження показників маневреності.

2. Запропонований науково-методичний підхід дозволяє проводити кваліметричну оцінку властивостей маневреності автомобілів і їхнього технічного стану за енергетичним показником. Рівень кінетичної енергії поступального руху може бути використаний в якості одиниці вимірювання основних і додаткових затрат енергії на рух автомобіля.

3. Запропонований коефіцієнт зв'язку між затратами потужності двигуна на подолання сил зовнішнього опору руху і кінетичної енергії поступального руху дозволяє визначити раціональну швидкість автомобіля, при якій цей коефіцієнт має мінімальне значення. Максимальне значення коефіцієнту, що розглядається, може нормуватись при діагностуванні автомобіля за енергетичним показником.

4. Запропонований показник рівня енергетичного навантаження, що являє собою відношення максимальної ефективної потужності двигуна до максимальної кінетичної енергії поступального руху машини, дозволяє на стадії проектування контролювати вибір максимальної ефективної потужності двигуна у відповідності до повної маси і максимальної швидкості автомобіля.

5. Отримані аналітичні вирази дозволяють оцінити додаткові витрати потужності і енергії двигуна, обумовлені дисбалансом коліс автомобіля, що викликає їх коливання в горизонтальній і вертикальній площинах. Отримані на прикладі автомобіля Урал-4320 результати показали, що найбільш небезпечними з точки зору збільшення додаткових затрат енергії і потужності двигуна є резонансний режим руху.

6. Резонансний режим коливань направляючих коліс автомобіля Урал-4320 в горизонтальній площині вникає за швидкості руху $V_a = 25$ м/с (90 км/год), наявності дисбалансу і окружного люфту указаних коліс в межах ± 1 град. У резонансному режимі руху за допустимого сумарного дисбалансу $S_{0\Sigma} = 0,190$ кг·м додаткові витрати енергії на одиницю пройденого шляху зростають до 160 Дж/м. За $V_a = 20$ м/с (72 км/год) додаткові витрати потужності двигуна, що обумовлені дисбалансом направляючих коліс складають 10,5 % від потужності двигуна, що затрачується на подолання сил дорожнього опору.

7. Резонансний режим коливань направляючих коліс автомобіля Урал-4320 у вертикальній площині вникає за швидкості руху $V_a = 9,112$ м/с (32,8 км/год). У випадку технічно справних амортизаторів додаткові витрати енергії і потужності двигуна складають $\Delta W = 740$ кДж/(на 100 км шляху) і $\Delta N_e = 84$ Вт за указанного режиму руху. При падінні величини $2n$,

що характеризує демпфування в амортизаторах на ході стиснення від величини $2n = 1,185 \text{ с}^{-1}$ до значення $2n = 0,2 \text{ с}^{-1}$ відбувається різке зростання ΔW до 4,387 МДж і ΔN_e – до 500 Вт.

8. Проведені експериментальні дослідження дозволили перевірити адекватність розробленої математичної моделі визначення впливу дисбалансу направляючих коліс на додаткові витрати потужності двигуна автомобіля. Так, на прикладі автомобіля Урал-4320 середнє значення абсолютної $\Delta_{\text{сер}}$ та відносної $\delta_{\text{сер}}$ похибок у діапазоні швидкості його руху від 10 м/с до 21 м/с склали відповідно 749,69 Вт та 24,1966 %. Експериментальні дослідження впливу дисбалансу направляючих коліс автомобіля Opel Vectra 1.6і на додаткові втрати енергії при його розгоні підтверджують теоретичні викладки щодо інтенсивного збільшення додаткових втрат енергії зі збільшенням швидкості його руху.

9. Метод оцінювання впливу дисбалансу направляючих коліс автомобіля на додаткові витрати енергії двигуна при усталеному русі, вплив дисбалансу на вертикальні коливання задніх ведучих коліс і додаткові витрати енергії двигуна при усталеному русі автомобіля, методика експериментального дослідження додаткових втрат енергії двигуна при погіршенні технічного стану автомобіля використовуються при проведенні дослідно-конструкторських робіт з модернізації автомобілів на ДП «Харківський завод спеціальних машин» при виконанні дослідно-конструкторських робіт, навчальному процесі Національної академії Національної гвардії України.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:

1. Мазин А. С. Влияние колебаний направляющих колес автомобиля в горизонтальной плоскости на затраты энергии двигателя. *Збірник наукових праць національної академії Національної гвардії України*. 2015. Вип. 1 (25). С. 21–25.
2. Мазин О. С. Оцінка додаткових витрат енергії двигуна на виконання автомобілем повороту. *Наукові нотатки : Міжвузівський збірник (за галузями знань «Технічні науки»)*. 2017. Вип. 57 (січень-березень). С. 111–114.
3. Creation of the energy approach for estimating automobile dynamics and fuel efficiency / M. Podrigalo, D. Klets, Mazin A. etc. *Eastern European Journal of Interprize technologies*. 2017. 5(7(89)). pp. 58–64. (Scopus)
4. Мазин А. С., Подригало М. А. Влияние дисбаланса и окружного люфта направляющих колес автомобиля на затраты энергии двигателя. *Збірник наукових праць Національної академії Національної гвардії України*. 2015. Вип. 2 (26). С. 10–14.

5. Влияние колебаний неподрессоренных масс автомобиля на дополнительные затраты энергии двигателя / Подригало М. А., Гацько В. И., Мазин А. С. *Вісник ХНАДУ : збірник наукових праць*. 2016. Вип. 75. С. 158–164.
6. Подригало М., Бобошко А., Кашканов А., Гацько В., Мазин А. Энергетический подход к оценке технического состояния автомобиля. *Вісник машинобудування та транспорту*, 2017. № 2. С. 116-123.
7. Коробко А., Подригало М., Мазин О. Оцінка витрат потужності та енергії двигуна під час руху машини «крабом». *Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільськогосподарського виробництва України. Збірник наукових праць*. 2018. № 23 (37). С. 231–236.

Наукові праці, які засвідчують апробацію наукових результатів дисертації:

8. Подригало М. А., Мазин А. С. Влияние дисбаланса и окружного люфта направляющих колес автомобиля на дополнительные затраты энергии двигателя. *Новітні технології – для захисту повітряного простору : тези доповідей XI-ї наукової конференції Харківського університету повітряних сил імені Івана Кожедуба, 08-09 квітня 2015 р.* Харків : ХУПС імені Івана Кожедуба, 2015. С. 260.
9. Мазин А. С. Оценка затрат энергии на поворот автомобиля. *Новітні технології – для захисту повітряного простору : тези доповідей XIII-ї наукової конференції Харківського національного університету повітряних сил імені Івана Кожедуба, 12-13 квітня 2017 р.* Харків : ХНУПС імені Івана Кожедуба, 2017. С. 346.
10. Коробко А. І., Мазин О. С. Діагностування агрегатів і вузлів рульового керування шарнірно-складених машин. *Новітні технології в автомобілебудуванні та транспорті : Наукові праці Міжнародної науково-практичної конференції присвяченої 85-річчю заснування ХНАДУ, 85-річчю заснування автомобільного факультету та з нагоди Дня автомобіліста і дорожника, 15-16 жовтня 2015 р.* Харків : ХНАДУ, 2015. С. 154–155.
11. Подригало М. А., Гацько В. І., Мазин О. С. Додаткові витрати енергії двигуна при коливаннях не підресорених мас автомобіля. *Створення та модернізація озброєння і військової техніки в сучасних умовах : Збірник тез доповідей 16-ї науково-технічної конференції, 08-09 вересня 2016 р.* Чернігів : ДНВЦ ЗС України, 2016. С. 198.
12. Мазин О. Оцінювання додаткових витрат енергії двигуна на виконання автомобілем повороту. *Тринадцятий міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові : матеріали симпозіуму, 28 жовтня 2017 р.* Львів : КУНПАТРУ ЛТД, 2017. С. 108–109.

13. Мазин А. Энергетический подход к оценке технического состояния автомобиля / Мазин А. С. и др. *Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту* : матеріали Х-ї Міжнародної науково-практичної конференції, 13-25 жовтня 2017 р. Вінниця : ВНТУ, 2017. С. 48–51.

Наукові праці, які додатково відображають наукові результати дисертації:

14. Подригало М. А., Кайдалов Р. О., Нікорчук А. І., Мазін О. С., Соколовський С. А. Спосіб керування поворотом транспортного засобу : пат. 100077 UA : МПК В60 Т 1/00 (2015.01). № u 2014 14120 ; заявл. 29.12.14; опубл. 10.07.15, Бюл. № 13.
15. Подригало М. А., Кайдалов Р. О., Нікорчук А. І., Мазін О. С. Система підвищення маневреності вантажного автомобіля : пат. 100699 UA : МПК В60 Т 13/26 (2006.01). № u 2015 00330 ; заявл. 16.01.15; опубл. 10.08.15, Бюл. № 5.
16. Подригало М. А., Лебедев А. Т., Лебедев С. А., Коробко А. І., Шеїн В. С., Радченко Ю. А., Мазін О. С. Спосіб діагностування агрегатів і вузлів рульового керування шарнірно-зчленованих машин : пат. 105176 UA : МПК G01 М 17/00, G01 М 17/06, G01 Р 15/00 (2016.01). № u 2015 07889 ; заявл. 07.08.15; опубл. 10.03.16, Бюл. № 15.

АНОТАЦІЯ

Мазін О. С. Підвищення енергоефективності автомобілів при маневруванні зниженням непродуктивних втрат енергії. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.22.20 – експлуатація та ремонт засобів транспорту. – Харківський національний автомобільно-дорожній університет МОН України, – Харків, 2020.

Дисертація присвячена вирішенню актуальної науково-прикладної задачі підвищення технічного рівня колісних машин за рахунок поліпшенням їх властивостей маневреності за рахунок зниження непродуктивних затрат енергії.

Вперше отримано коефіцієнт взаємозв'язку між потужністю на колесах і кінетичною енергією поступального руху автомобіля та за допомогою цього коефіцієнту визначено раціональну швидкість руху. Вперше визначено коефіцієнт зв'язку між кінетичною енергією і початковим прискоренням автомобіля при розгоні. Вперше визначено вплив дисбалансу і окружного люфту направляючих коліс автомобіля на додаткові витрати енергії двигуна. Удосконалено методи оцінки енергетичної завантаженості автомобіля шляхом визначення показників рівня енергетичної завантаженості та енергетичної

ефективності. Отримали подальший розвиток метод оцінки витрат потужності двигуна на поворот автомобіля у напрямі визначення та зниження витрат енергії і метод оцінки впливу коливань підвіски на додаткові витрати енергії двигуна у напрямі врахування дисбалансу коліс; теорія руху автомобіля «крабом» у напрямі визначення витрат потужності і енергії двигуна.

Ключові слова: керованість, стійкість, маневреність, поворотливість, енергетичний підхід, автомобіль, дисбаланс направляючих коліс

АННОТАЦИЯ

Мазин А. С. Повышение энергоэффективности автомобилей при маневрировании снижением непроизводительных потерь энергии. – Квалификационная научная работа на правах рукописи.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.22.20 – эксплуатация и ремонт средств транспорта. – Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет МОН Украины. – Харьков, 2020.

Диссертация посвящена решению актуальной научно-прикладной задачи повышения технического уровня колесных машин за счет улучшением их свойств маневренности за счет снижения непроизводительных затрат энергии.

Впервые получены коэффициент взаимосвязи между мощностью на колесах и кинетической энергией поступательного движения автомобиля и с помощью этого коэффициента определена рациональную скорость движения. Впервые определен коэффициент связи между кинетической энергией и начальным ускорением автомобиля при разгоне, что позволяет проводить периодическую проверку технического состояния и оценку функциональной стабильности по этому показателю. Впервые определено влияние дисбаланса и окружного люфта направляющих колес автомобиля на дополнительные затраты энергии двигателя. Усовершенствованы методы оценки энергетической загруженности автомобиля путем определения показателей уровня энергетической загруженности и энергетической эффективности. Получили дальнейшее развитие метод оценки затрат мощности двигателя на поворот автомобиля в направлении определения и снижения затрат энергии и метод оценки влияния колебаний подвески на дополнительные затраты энергии двигателя в направлении учета дисбаланса колес; теория движения автомобиля «крабом» в направлении определения затрат мощности и энергии двигателя.

Предложенный научно-методический подход позволяет проводить квалитетическую оценку свойств маневренности автомобилей и их технического состояния по энергетическим показателем. Уровень кинетической энергии поступательного движения может быть использован в качестве единицы измерения основных и дополнительных затрат энергии на движение автомобиля.

Уровень кинетической энергии поступательного движения может быть использован в качестве единицы измерения основных и дополнительных затрат энергии на движение автомобиля. Предложенный научно-методический подход позволяет не только осуществить квалиметрическую оценку уровня управляемости и маневренности автомобилей, а и осуществлять оценку их технического состояния. Предложенный коэффициент связи между затратами мощности двигателя на преодоление сил внешнего сопротивления движению и кинетической энергии поступательного движения позволяет определить рациональную скорость автомобиля, при которой этот коэффициент имеет минимальное значение. Максимальное значение коэффициента, рассматриваемого может нормироваться при диагностировании автомобиля по энергетическим показателем.

Ключевые слова: управляемость, устойчивость, маневренность, поворотливость, энергетический подход, автомобиль, дисбаланс направляющих колес

ABSTRACT

O. Mazin. Increasing of cars energy efficiency while maneuver by reducing unproductive energy consumption. – Qualifying scientific work as a manuscript.

Candidate Thesis in Engineering Sciences in specialty 05. 22. 20 – Maintenance and repair of vehicles. – Kharkiv National Automobile and Highway University, Ministry of Education and Science of Ukraine. – Kharkiv, 2019.

The thesis is devoted to solve a scientific problem, which is in cars energy efficiency increasing while maneuver by reduction of unproductive energy consumption.

The scientific novelty of the obtained results is the energy approach development to evaluate the maneuverability and technical condition of vehicles.

On the basis of the analysis of well-known studies, it has been determined that maneuverability is one of the most important dynamic properties of cars, which includes not only maneuverability when turning, as well as overlocking, braking, moving "crab" and in other cases.

The development of non-traditional methods of maneuver requires the study of their energy costs and the required engine power for their implementation. The proposed scientific and methodical approach allows us to carry out a qualitative estimation of the properties of maneuverability of vehicles and their technical state by energy indicator.

The proposed coefficient of energy and engine power costs to overcome the external motion resistance and the kinetic energy of translational motion allows to determine the rational speed of a vehicle, when this coefficient has a minimum value.

Key words: car, controllability, stability, maneuverability, rotation, energy approach, imbalance of guiding wheels.