

Подригало М.А.,¹ Кайдалов Р.О.,² Омельченко В.І.²

¹Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Харків, Україна

²Національна академія Національної гвардії України, Харків, Україна

АНАЛІЗ ВПЛИВУ РОЗПОДІЛУ КРУТНИХ МОМЕНТІВ МІЖ ОСЯМИ НА ЕНЕРГЕТИЧНУ ЕФЕКТИВНІСТЬ ДВОВІСНОГО АВТОМОБІЛЯ

В сучасному автомобілебудуванні низкою авторів наголошувалося те, що передня установка двигуна в поєднанні з приводом на передні колеса дозволяє підвищити вібростійкість та коефіцієнт корисної дії моторно-трансмісійної установки, що підвищує енергетичну ефективність автомобіля. На основі раніше отриманої авторами цієї статті залежності для розрахунку миттєвого коефіцієнта корисної дії колісного рушія, доведено, що передньопривідні автомобілі мають більш високе значення вказаного показника.

Розглянуто вимоги стійкості після 2010 року, які показали, що з урахуванням росту потужностей двигунів та швидкостей руху автомобілів, задньопривідні автомобілі не відповідають вимогам стійкості після 2010 року, що також підтверджується вимогами стандартів низки європейських країн, Ізраїлем, котрі регламентують встановлення системи динамічної стабілізації (ESP) на автомобілі для перевезення пасажирів.

Запропоновані способи підвищення енергетичної ефективності двовісних автомобілів шляхом підвищення миттєвого коефіцієнта корисної дії колісного рушія за рахунок раціонального вибору коліс ведучого моста та регулювання розподілу тягових моментів між передніми та задніми мостами. Вирішено задачу визначення коефіцієнта корисної дії колісного рушія двовісного автомобіля, що має або передній або задній привод ведучих коліс. Отримані аналітичні вирази дозволили провести оцінку енергетичної ефективності колісного рушія по величині миттєвого коефіцієнта корисної дії передньопривідних та задньопривідних автомобілів. Проведений порівняльний аналіз енергетичної ефективності передньо- та задньопривідних автомобілів щодо забезпечення більш високого значення коефіцієнта корисної дії колісного рушія. Доведено, що при встановленні на задні колеса двовісних автомобілів здвоєних шин привод слід здійснювати або на задні, або на всі колеса.

Ключові слова: двовісні легкові автомобілі, енергетична ефективність, коефіцієнт корисної дії, колісний рушій, крутний момент.

ВСТУП

Поява в другій половині минулого століття передньопривідних легкових автомобілів ознаменувала появу нової ери в світовому автомобілебудуванні. Прагнення більш повно використовувати довжину автомобіля та забезпечити безпеку руху при високих експлуатаційних швидкостях призвело до збільшення автомобілів з двигуном розташованим спереду та приводом на передні колеса. Низкою авторів наголошувалося те, що передня установка двигуна в поєднанні з приводом на передні колеса дозволяє підвищити вібростійкість та ККД моторно-трансмісійної установки, що підвищує енергетичну ефективність автомобіля. В цій статті, на основі раніше отриманої авторами залежності для розрахунку миттєвого ККД колісного рушія, доведено, що передньопривідні автомобілі мають більш високе значення вказаного показника.

АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Переваги передньопривідних легкових автомобілів показані у відомих роботах [1-3]. Легкові автомобілі з таким компонованням мають місткий багажник та високий коефіцієнт використання довжини [3]. Через те, що веденими є задні колеса, автомобілі з передньопривідною компоновальною схемою мають (в порівнянні з іншими компонованнями) більш високу бокову стійкість проти занесення у тяговому режимі руху [4]. Результати досліджень [5,6] показали, що з урахуванням росту потужностей двигунів та швидкостей руху автомобілів, задньопривідні автомобілі не відповідають вимогам стійкості після 2010 року. Це підтверджується також вимогами стандартів низки європейських країн, Ізраїлем, котрі регламентують встановлення системи динамічної стабілізації (ESP) на автомобілі для перевезення пасажирів (також з 2010 року).

Використання нетрадиційного підходу до тягового розрахунку автомобіля, запропоновано в роботі [7], дозволило раніше в роботі [8] отримати аналітичний вираз для отримання миттєвого ККД колісного рушія, що має n_1 ведених коліс та n_2 ведучих коліс:

$$\eta_{руш}^{мит} = \left[1 - \frac{M_{\kappa 2}}{C_{круз}} \left(1 - \frac{R_{z2} f R_{\delta}}{M_{\kappa 2}} \right) \right] \left[n_2 \left(1 - \frac{R_{z2} f R_{\delta}}{M_{\kappa 2}} \right) - n_1 \frac{R_{z1} f R_{\delta} \omega_{\kappa 2}}{\eta_{мп}^{мит} N_e} \left(1 + \frac{1}{1 + \frac{C_{круз}}{f R_{z1} R_{\delta}}} \right) \right], \quad (1)$$

де $R_{z1}; R_{z2}$ – нормальні реакції на ведених та ведучих колесах, відповідно;

$M_{\kappa 2}$ – крутний момент на ведучому колесі;

$C_{круз}$ – сумарна кругова жорсткість шин двох коліс однієї осі;

f – коефіцієнт опору коченню колеса;

R_{δ} – динамічний радіус колеса;

$\omega_{\kappa 2}$ – кутова швидкість колеса;

N_e – ефективна потужність двигуна;

$\eta_{мп}^{мит}$ – миттєвий ККД трансмісії.

Формула (1) була раніше перетворена в роботі [4] до виду:

$$\eta_{руш}^{мит} = 1 - \left[\frac{m^2 g^2 f^2 R_{\delta}^2 (a^2 + b^2)}{L_2 C_{круз} M_e U_{мп} \eta_{мп}^{мит}} + \frac{m g f R_{\delta}}{M_e U_{мп} \eta_{мп}^{мит}} - \frac{2 m g a f R_{\delta}}{L C_{круз}} + \frac{M_e U_{мп} \eta_{мп}^{мит}}{C_{круз}} + 2 \beta_M^2 \frac{M_e U_{мп} \eta_{мп}^{мит}}{C_{круз}} - \right. \\ \left. - 2 \beta_M \left(\frac{m g f R (b - a)}{L C_{круз}} + \frac{M_e U_{мп} \eta_{мп}^{мит}}{C_{круз}} \right) \right], \quad (2)$$

де m – маса автомобіля;

$a; b$ – відстань від передньої та задньої осей до проекції центра мас на горизонтальну площину, що проходить через ці осі;

L – продольна колісна база автомобіля;

M_e – ефективний крутний момент двигуна;

$U_{мп}$ – передатне число трансмісії;

β_M – коефіцієнт розподілу сумарного крутного моменту на передню ось автомобіля:

$$\beta_M = \frac{M_{\kappa 1}}{M_{\kappa 1} + M_{\kappa 3}}; \quad (3)$$

$M_{\kappa 1}; M_{\kappa 3}$ – сумарні крутні моменти на передніх та задніх колесах автомобіля.

Однак в роботі [9] не було проведено порівняння миттєвих ККД колісних рушіїв передньо- та задньопривідних автомобілів, що не дозволило порівняти їх енергетичну ефективність.

ЦІЛЬ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

Ціллю дослідження є підвищення енергетичної ефективності двовісних автомобілів шляхом підвищення миттєвого ККД колісного рушія за рахунок раціонального вибору коліс ведучого моста.

Для досягнення поставленої цілі необхідно вирішити задачу визначення ККД колісного рушія двовісного автомобіля, що має або передній або задній привід ведучих коліс.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

Проведемо порівняння енергетичної ефективності передньопривідних та задньопривідних двовісних автомобілів по миттєвому коефіцієнту корисної дії колісного рушія.

Сумарний крутний момент підведений до коліс виразимо через коефіцієнт використання зчпної ваги $m_{\text{еиК}}$ автомобіля:

$$M_{\kappa \Sigma} = M_e \cdot U_{мп} \cdot \eta_{мп}^{мит} = m_{\text{еиК}} m \varphi g, \quad (4)$$

де φ – коефіцієнт щеплення коліс з дорогою;

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

Після підстановки (4) в (2) та перетворень, отримаємо:

$$\eta_{руш}^{мит} = 1 - \frac{f}{m_{\text{еиК}} \varphi} - \frac{m_{\text{еиК}} m g \varphi R_{\delta}}{C_{круз}} \left\{ 1 + 2 \left[\beta_M^2 - \beta_M \left(1 + \frac{f}{m_{\text{еиК}} \cdot \varphi} \frac{b - a}{L} \right) - \frac{a}{L} \frac{f}{m_{\text{еиК}} \varphi} \right] \right\}. \quad (5)$$

Рівняння (5) для задньопривідного автомобіля (при $\beta_M = 0$) прийме вигляд:

$$(\eta_{\text{пш}}^{\text{МММ}})_{\text{ЗП}} = 1 - \frac{f}{m_{\text{єшк}}\varphi} - \frac{m_{\text{єшк}}mg\varphi R_{\partial}}{C_{\text{кпуз}}} \left(1 - \frac{a}{L} \frac{f}{m_{\text{єшк}}\varphi}\right). \quad (6)$$

Для передньопривідного автомобіля ($\beta_{\text{М}} = 1$) рівняння (5) перетворюється наступним чином:

$$(\eta_{\text{пш}}^{\text{МММ}})_{\text{Ш}} = 1 - \frac{f}{m_{\text{єшк}}\varphi} - \frac{m_{\text{єшк}}mg\varphi R_{\partial}}{C_{\text{кпуз}}} \left(1 - 2\frac{b}{L} \frac{f}{m_{\text{єшк}}\varphi}\right). \quad (7)$$

Енергетична ефективність передньопривідного автомобіля буде вищою, ніж задньопривідного у випадку:

$$(\eta_{\text{пш}}^{\text{МММ}})_{\text{Ш}} > (\eta_{\text{пш}}^{\text{МММ}})_{\text{ЗП}}. \quad (8)$$

Після підстановки виразів (6) та (7) в нерівність (8), отримаємо:

$$1 - \frac{f}{m_{\text{єшк}}\varphi} - \frac{m_{\text{єшк}}mg\varphi R_{\partial}}{C_{\text{кпуз}}} \left(1 - 2\frac{b}{L} \frac{f}{m_{\text{єшк}}\varphi}\right) > 1 - \frac{f}{m_{\text{єшк}}\varphi} - \frac{m_{\text{єшк}}mg\varphi R_{\partial}}{C_{\text{кпуз}}} \left(1 - \frac{a}{L} \frac{f}{m_{\text{єшк}}\varphi}\right). \quad (9)$$

З нерівності (9) знаходимо:

$$\frac{mgfR_{\partial}}{C_{\text{кпуз}}} \left(\frac{3b}{L} - 1\right) > 0. \quad (10)$$

Умова (10) виконується при:

$$\frac{b}{L} > \frac{1}{3}. \quad (11)$$

Нерівність (11) виражає умову при якій передньопривідні автомобілі будуть мати більш високе значення миттєвого ККД колісного рушія.

На вантажних автомобілях встановлюють здвоєні шини на колеса задньої осі; при цьому сумарна кругова жорсткість $C_{\text{кпуз}}$ збільшується вдвоє та рівняння (6) прийме вигляд:

$$(\eta_{\text{пш}}^{\text{МММ}})_{\text{ЗП}}^1 = 1 - \frac{f}{m_{\text{єшк}}\varphi} - \frac{m_{\text{єшк}}mg\varphi R_{\partial}}{C_{\text{кпуз}}} \left(1 - \frac{a}{L} \frac{f}{m_{\text{єшк}}\varphi}\right). \quad (12)$$

Умова (8) в цьому випадку:

$$(\eta_{\text{пш}}^{\text{МММ}})_{\text{Ш}} > (\eta_{\text{пш}}^{\text{МММ}})_{\text{ЗП}}^1. \quad (13)$$

Підставляючи (8) та (12) у вираз (13), отримаємо:

$$1 - \frac{f}{m_{\text{єшк}}\varphi} - \frac{m_{\text{єшк}}mg\varphi R_{\partial}}{C_{\text{кпуз}}} \left(1 - 2\frac{b}{L} \frac{f}{m_{\text{єшк}}\varphi}\right) > 1 - \frac{f}{m_{\text{єшк}}\varphi} - \frac{m_{\text{єшк}}mg\varphi R_{\partial}}{2C_{\text{кпуз}}} \left(1 - \frac{a}{L} \frac{f}{m_{\text{єшк}}\varphi}\right). \quad (14)$$

Звідки визначаємо умову отримання більш високого ККД колісного рушія передньопривідного двовісного автомобіля зі здвоєними задніми шинами.

$$m_{\text{єшк}} < \frac{f}{\varphi} \left(5\frac{b}{L} - 1\right). \quad (15)$$

Звідки знаходимо:

$$\frac{b}{L} > 0,2 \left(1 + m_{\text{єшк}} \frac{\varphi}{f}\right). \quad (16)$$

З умови того, що $\frac{b}{L}$ не може бути більше одиниці, визначимо з нерівності (16):

$$m_{\text{єшк}} \leq 9 \frac{f}{\varphi}. \quad (17)$$

В таблиці 1 для різних типів шляху [10] наведені максимальні значення коефіцієнта використання зчпної ваги при якому ККД колісного рушія передньопривідного автомобіля зі здвоєними задніми шинами буде вище, ніж у задньопривідного.

Таблиця 1 – Максимальні значення коефіцієнта використання ваги

Тип шляху	f	φ	f/φ	$(m_{\text{вук}})_{\text{max}}$
Асфальтоване шосе	0,017	0,67	0,025	0,228
Гравійно-щебенева дорога	0,025	0,57	0,044	0,395
Бруківка	0,030	0,45	0,067	0,600
Суха ґрунтова дорога	0,040	0,60	0,067	0,600
Ґрунтова дорога після дощу	0,100	0,42	0,238	1,00*
Пісок	0,200	0,70	0,286	1,00*
Снігова укочена дорога	0,035	0,32	0,109	0,984

*При $(m_{\text{вук}})_{\text{max}} > 1$ в таблиці 1 приймалося $(m_{\text{вук}})_{\text{max}} = 1$.

Приймаючи $m_{\text{вук}} = (m_{\text{вук}})_{\text{max}}$ визначимо мінімальне значення:

$$\left(\frac{b}{L}\right) \left[1 + (m_{\text{вук}}) \frac{\varphi}{f_{\text{max}}} \right]_{\text{min}} \quad (18)$$

при якому енергетична ефективність колісного рушія передньопривідного двовісного автомобіля зі здвоєними задніми колесами буде вище ніж задньопривідного.

В таблиці 2 наведений розрахунок параметра $\left(\frac{b}{L}\right)_{\text{min}}$ для різних типів доріг [10].

Таблиця 2 – Розрахунок параметрів $\left(\frac{b}{L}\right)_{\text{min}}$ для різних типів шляху [10].

Тип шляху	f	φ	$\frac{\varphi}{f}$	$(m_{\text{вук}})_{\text{max}}$	$\left(\frac{b}{L}\right)_{\text{min}}$
Асфальтоване шосе	0,017	0,67	39,41	0,228	1,0*
Гравійно-щебенева дорога	0,025	0,57	22,80	0,395	1,0*
Бруківка	0,030	0,45	15,00	0,600	1,0*
Суха ґрунтова дорога	0,040	0,60	15,00	0,600	1,0*
Ґрунтова дорога після дощу	0,100	0,42	4,20	1,00*	1,0*
Пісок	0,200	0,70	3,50	1,00*	0,9
Снігова укочена дорога	0,035	0,32	9,14	0,984	1,0*

*В таблиці 2 при $\left(\frac{b}{L}\right)_{\text{min}} > 1$ приймалося $\left(\frac{b}{L}\right)_{\text{min}} = 1$.

Аналізуючи результати розрахунку, наведені в таблиці 2, можна зробити такий висновок: при встановленні на задню осі двовісного автомобіля здвоєних шин привод потрібно здійснювати на задні або на всі колеса.

На рис.1 наведені графіки залежності $\eta_{\text{рух}}^{\text{мин}}(\beta_{\text{м}})$, побудовані з використанням залежності (5) при різних значеннях коефіцієнта використання зчпної маси для умовного автомобіля.

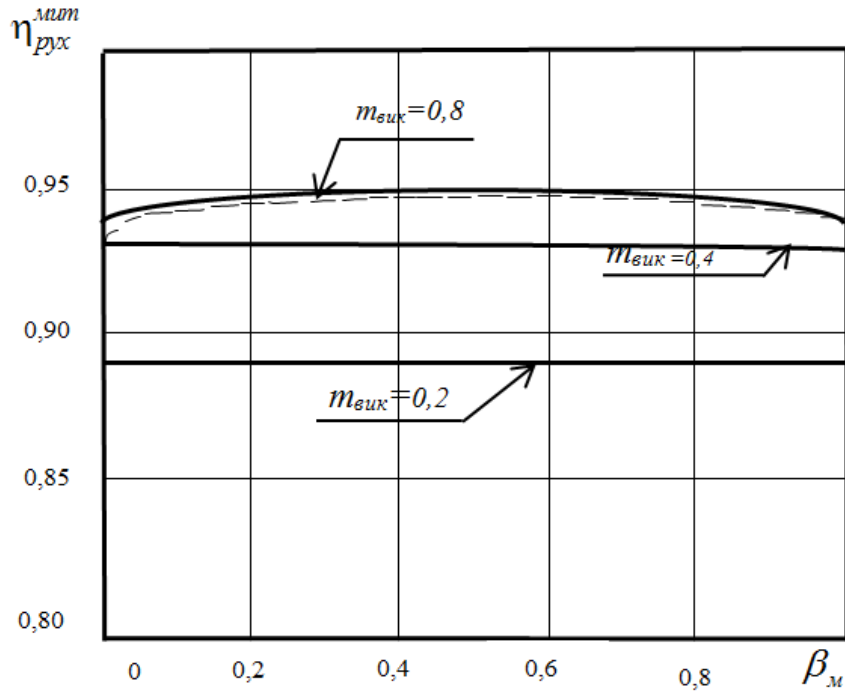


Рисунок 1 – Залежність $\eta_{руш}^{мит}(\beta_M)$ при різному коефіцієнт

і використання зчпної ваги $m_{ε_{ик}}$ умовного автомобіля: $m = 1000$ кг;

$$\varphi = 0,8; f = 0,018; \frac{b}{L} = 0,55; \frac{a}{L} = 0,45; C_{круп} = 50000 \text{ Н.м/рад.}$$

Аналіз графіків залежності, наведених на рис.1 показує, що функція $\eta_{руш}^{мит}(\beta_M)$ має максимум. Зі збільшенням коефіцієнта використання зчпної ваги автомобіля $m_{ε_{ик}}$ відбувається збільшення коефіцієнта корисної дії колісного рушія. При малих значеннях $m_{ε_{ик}} = 0,2$; $m_{ε_{ик}} = 0,4$ величина $\eta_{руш}^{мит}$ практично не залежить від коефіцієнта β_M розподілу крутних моментів на передню вісь.

Для математичної моделі колісного рушія, що розглядається в роботі [9] визначене оптимальне значення коефіцієнта β_M розподілу крутних моментів на передню вісь:

$$(\beta_M)_{opt} = 0,5 \left[1 + \frac{mgfR_{\delta}(a-b)}{LM_{\epsilon}U_{mp}\eta_{mp}^{мит}} \right]. \quad (19)$$

Після підстановки відношення (4) у вираз (19), вираз (19) прийме вигляд:

$$(\beta_M)_{opt} = 0,5 \left[1 + \frac{f}{m_{\epsilon_{ик}}\varphi} \frac{b-a}{L} \right]. \quad (20)$$

Рівняння (5) після підстановки у нього $\beta_M = (\beta_M)_{opt}$ дозволяє визначити максимальне значення миттєвого ККД колісного рушія двовісного автомобіля:

$$(\eta_{руш}^{мит})_{max} \left(1 - \frac{f}{m_{\epsilon_{ик}}\varphi} \right) \left[1 - \frac{m_{\epsilon_{ик}}\varphi gmR_{\delta}}{C_{круп}} \left(1 + \frac{f}{m_{\epsilon_{ик}}\varphi} \frac{b-a}{L} \right) \right] \quad (21)$$

Функція $(\eta_{руш}^{мит})_{max}$ по аргументу $m_{\epsilon_{ик}}$ має оптимум, який визначається відомим методом при:

$$\frac{\partial}{\partial m_{\text{внк}}} (\eta_{\text{руш}}^{\text{мит}})_{\text{max}} \quad (22)$$

Диференціюючи функцію (21), отримаємо:

$$\frac{\partial}{\partial m_{\text{внк}}} (\eta_{\text{руш}}^{\text{мит}}) \frac{f}{\varphi} \frac{1}{m_{\text{внк}}^2} \left(1 - \frac{mgfR_{\delta}b - a}{C_{\text{круз}} L} \right) \frac{m\varphi gR_{\delta}}{C_{\text{круз}}} \quad (23)$$

Із рівняння (23) знаходимо:

$$(m_{\text{внк}})_{\text{opt}} = \sqrt{\frac{f(C_{\text{круз}} - \frac{fb-a}{\varphi L})}{\varphi(m\varphi gR_{\delta})}} \quad (24)$$

Друга похідна функції (21) по $m_{\text{внк}}$:

$$\frac{\partial^2}{\partial m_{\text{внк}}^2} (\eta_{\text{руш}}^{\text{мит}}) \frac{f}{\varphi} \frac{1}{m_{\text{внк}}^3} \left(1 - \frac{mgfR_{\delta}b - a}{C_{\text{круз}} L} \right) \quad (25)$$

ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ

Оскільки величина $m_{\text{внк}}$ завжди позитивна, то максимум функції (21) в точці $m_{\text{внк}} = (m_{\text{внк}})_{\text{opt}}$ буде при негативній правій частині виразу (25), а мінімум – при позитивній. Таким чином (див. праву частину виразу (25)), умовою отримання максимуму буде наступне:

$$\frac{mgfR_{\delta}b - a}{C_{\text{круз}} L} < 1, \quad (26)$$

а умовою мінімуму:

$$\frac{mgfR_{\delta}b - a}{C_{\text{круз}} L} > 1. \quad (27)$$

ВИСНОВКИ

1. В результаті проведеного дослідження показано, що ККД колісного рушія двовісного автомобіля можна підвищити за рахунок раціонального вибору та регулювання розподілу тягових моментів між передніми та задніми мостами.
2. Отримані аналітичні вирази дозволяють проводити оцінку енергетичної ефективності колісного рушія по величині миттєвого ККД передньопривідних та задньопривідних автомобілів.
3. Порівняльний аналіз енергетичної ефективності передньо- та задньопривідних автомобілів показав, що $b/L > 1/3$ основний передній привод буде забезпечувати більш високе значення ККД колісного рушія.
4. При встановленні на задні колеса двовісних автомобілів здвоєних шин привод слід здійснювати або на задні, або на всі колеса.
5. Проведені дослідження показали, що при виконанні умови (26) миттєвий ККД колісного рушія буде мати максимум в точці $m_{\text{внк}} = (m_{\text{внк}})_{\text{opt}}$, а при виконанні умови (27) – мінімум в цій же точці, що визначається з виразу (24).

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Островцев А.Н. Основы проектирования автомобилей / А.Н. Островцев – М.: Машиностроение, 1968. – 204 с.
2. Родионов В.Ф. Проектирование легковых автомобилей – 2-е изд. / В.Ф. Родионов, Б.М. Фиттерман – М.: Машиностроение, 1980. – 479 с.
3. Голомидов А.М. Автомобили с приводом на передние колеса / А.М. Голомидов – М.: Машиностроение, 1972. – 96 с.
4. Клец Д.М. Влияние эксплуатационных факторов и технического состояния автомобиля на его устойчивость против заноса : Автореф.дис... канд.техн.наук / Харьк. нац. автом.дорожн. ун-т. – Харьков, 2009. 20с.
5. Файст В.Л. Удосконалення вимог до динамічних властивостей легкових автомобілів: Автореф. дис...канд. техн. наук / Харьк. нац. техн. ун-т. сільського господарства ім. Петра Василенка. – Харків, 2012. – 20с.

6. Динамічні властивості й стабільність функціонування автотранспортних засобів : Монографія / [Д.В. Абрамов, Н.М. Подригало, М.А. Подригало, О.С. Полянський, В.Л. Файст. – Х.: ХНАДУ, 2014. – 204 с.

7. Abdulgazic A. new approach to assessment of vehicles traction dynamics. / A. Abdulgazic, M. Podrigalo // YСMT MTE 2020. IOP Cont. Series: Material Science and Engineering. 2020 – 052сoo doi: 1088/1757-899x/971/5/052100. – с. 1-7.

8. Подригало М.А. Оцінка коефіцієнта корисної дії колісного рушія автомобіля / М.А. Подригало, Р.О. Кайдалов, В.І. Омельченко // Автомобіль і електроніка. Сучасні технології. – Вип. 21, 2022. – Харків : ХНАДУ. – с. 31-39.

9. Подригало М.А. Рациональний вибір розподілу крутних моментів між передніми та задніми електромоторами приводу коліс автомобіля / М.А. Подригало, Р.О. Кайдалов, В.І. Омельченко // Моделювання і комп'ютерний інжиніринг в машинобудуванні: теорія практика та інновації. 2022. – Львів : «Львівська політехніка». – с.

10. Маневренность и тормозные свойства колесных машин / М. А. Подригало, В.П. Волков, В.И.Кирчатый, А.А. Бобошко. –Харьков : Изд-во ХНАДУ, 2003. – 403с.

REFERENCES

1. Ostrovtssev A.N. (1968). *Osnovy proektirovaniia avtomobilei*, Moscow, 204 p.
2. Rodionov V.F. & Fitterman B.M. (1980). *Proektirovanie lehkovyh avtomobilei – 2-e izd*, Moscow, 479 p.
3. Holomidov A.M. (1972). *Avtomobili s privodom na perednie kolosa*, Moscow, 96 p.
4. Klets D.M. (2009). *Vliyanie ekspluatatsionnykh faktorov i tehnikeskogo sostoyaniya avtomobilya na ego ustoychivost protiv zanosa. Avtoreferat dissertatsii*, 20p.
5. Faist V.L. (2012). *Udoskonalennyya vimog do dinamichnih vlastivostey legkovih avtomobiliv. Avtoreferat dissertatsii*, 20 p.
6. Abramov D.V., Podryhalo N.M., Podryhalo M.A., Polyanskiy O.S. & Faist V.L. (2014). *Dynamichni vlastyivosti i stabsilnist funktsionuvannya avtotransportnykh zasobiv. Monografiia*, 204 p.
7. Abdulgazic A. & Podrigalo M. (2020). A new approach to assessment of vehicles traction dynamics. YСMT MTE 2020. IOP Cont. Series: Material Science and Engineering, 052сoo doi: 1088/1757-899x/971/5/052100, 1-7.
8. Podryhalo M.A., Kaidalov R.O. & Omelchenko V.I. (2022). *Otsinka koefitsienta korysnoi dii kolisnogo rushiia avtomobliia. Avtomobil i elektronika. Suchasni tehnologii*, 31-39.
9. Podryhalo M.A., Kaidalov R.O. & Omelchenko V.I. (2022) *Ratsionalnyi vybir rozpodilu krutnykh momentiv mizh perednimy ta zadnimy elektromotoramy pryvodu kolis avtomobilia*.
10. Podryhalo M. A., Volkov V.P., Kirchatyi V.I., & Boboshko A.A. (2003). *Manevrennost i tormoznyie svoistva kolesnyh mashin*, Kharkov, 403 p.

M. Podryhalo, R. Kaidalov, V. Omelchenko. Analysis of the influence of distribution of torques between axles on energy efficiency of two-axle vehicle

In the modern automotive industry, a number of authors emphasized that the front engine installation in combination with the front-wheel drive allows to increase the vibration resistance and efficiency of the motor-transmission installation, which increases the energy efficiency of automobile. On the basis of the dependence previously obtained by the authors of this article for calculating the instantaneous coefficient of efficiency of the wheel drive, it is proved that front-wheel drive automobiles have a higher level of the indicated indicator.

The stability requirements after 2010 were considered, which showed that, taking into account the growth of engine power and vehicle speeds, back-wheel drive automobiles do not meet the stability requirements after 2010, which is also confirmed by the requirements of the standards of a number of European countries, Israel, which regulate the installation of a dynamic stabilization system (ESP) on automobiles for the transportation of passengers.

Proposed the methods of increasing the energy efficiency of two-axle automobiles by increasing the instantaneous efficiency of the wheel drive due to the rational choice of the wheels of the drive axle and adjusting the distribution of traction moments between the front and back axles. The problem of determining the efficiency of the wheel drive of a two-axle automobile with either front or back drive wheels is solved. The obtained analytical expressions made it possible to evaluate the energy efficiency of the wheel drive by the level of the instantaneous coefficient of efficiency of front-wheel drive and back-wheel drive

automobiles. A comparative analysis of the energy efficiency of front- and back-wheel drive automobiles was carried out in order to ensure a higher level of the wheel drive efficiency. It has been proven that when dual tires are installed on the back wheels of two-axle automobiles, the drive should be carried out either on the back wheels or on all wheels.

Key words: two-axle automobiles, energy efficiency, coefficient of efficiency, wheel drive, torque.

ПОДРИГАЛО Михайло Абович, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри технології машинобудування та ремонту машин, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, e-mail: pmikhab@gmail.com, ORCID-0000-0002-1624-5219

КАЙДАЛОВ Руслан Олегович, доктор технічних наук, професор, полковник, заступник начальника Національної академії Національної гвардії України з наукової роботи, Національна академія Національної гвардії України, e-mail: kaidalov.76@ukr.net, ORCID-0000-0002-5131-6246

ОМЕЛЬЧЕНКО Василь Іванович, аспірант Харківського національного автомобільно-дорожнього університету, начальник відділу міжнародних зв'язків, інформації та комунікації, підполковник, Національна Академія Національної гвардії України, e-mail: omel85@ukr.net, ORCID - 0000-0001-6713-7026

Mykhailo PODRYHALO, Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of the Department of Mechanical Engineering and Machine Repair Technology, Kharkiv National Automobile and Road University, e-mail: pmikhab@gmail.com, ORCID-0000-0002-1624-5219

Vasyl OMELCHENKO, Postgraduate Student of the Kharkiv National Automobile and Road University, Head of the Department of International Relations, Information and Communication, Lieutenant Colonel, National Academy of the National Guard of Ukraine, e-mail: omel85@ukr.net, ORCID - 0000-0001-6713-7026

Ruslan KAI DALOV, Doctor of Technical Sciences, Professor, Colonel, Deputy Head of the National Academy of the National Guard of Ukraine for Scientific Work, National Academy of the National Guard of Ukraine, e-mail: kaidalov.76@ukr.net, ORCID-0000-0002-5131-6246

DOI 10.36910/automash.v2i19.916