

*М. А. ПОДРИГАЛО, В. М. КРАСНОКУТСЬКИЙ, С. А. ВАХНЮК*

## **ОЦІНКА ВІБРОСТІЙКОСТІ МОТОРНО-ТРАНСМІСІЙНИХ УСТАНОВОК АВТОМОБІЛЯ З ДВОМА ДВИГУНАМИ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ**

Проведено аналіз досліджень щодо підвищення енергоефективності автомобілів з двома незалежними моторно-трансмiсiйними установками шляхом узгодження параметрів трансмісії та режимів роботи двигунів. При використанні двох однакових моторно-трансмiсiйних установок, кожна з яких керує колесами одного борту машини, проблеми вирівнювання ККД немає, оскільки обидва двигуни працюють в однаковому режимі. Також немає проблеми з визначенням частини маси, приведеної до колінчастого валу одного двигуна, оскільки наведена маса ділиться навпіл між обома двигунами. Проблема виникає при встановленні на автомобіль двох двигунів зі своїми трансмісіями, що керують різними групами мостів машини. Для досягнення поставленої мети визначено розподіл маси автомобіля, що поступово рухається, між двома паралельно встановленими коливальними системами та цикловий пружний ККД моторно-трансмiсiйної установки автомобіля з двома паралельно встановленими ДВЗ, що керують різними групами мостів. В результаті проведеного дослідження визначено умову отримання максимального значення пружно-динамічного циклового ККД моторно-трансмiсiйної установки з двома двигунами, які встановлено паралельно. Ця умова виконується за рахунок рівності пружно-динамічних ККД моторно-трансмiсiйних установок першого і другого двигунів.

**Ключові слова:** двигун внутрішнього згорання, моторно-трансмiсiйна установка, цикловий пружний ККД, автомобіль, вібростійкість, маса, коливальна система.

*М. PODRIGALO, V. KRASNOKUTSKYI, S. VAKHNIUK*

## **ASSESSMENT OF VIBRATION RESISTANCE OF MOTOR-TRANSMISSION UNITS OF A VEHICLE WITH TWO INTERNAL COMBUSTION ENGINES**

The paper analyzes research on improving the energy efficiency of cars with two independent motor-transmission systems by matching the transmission parameters and engine operating modes. When using two identical powertrains, each driving the wheels of one side of the car, there is no problem of equalizing efficiency, since both engines operate in the same mode. There is also no problem with determining the part of the mass driven to the crankshaft of one engine, since the driven mass is divided in half between both engines. The problem arises when two engines are installed on a car with their own transmissions that drive different groups of axles of the car. To achieve this goal, we determined the distribution of the mass of a gradually moving vehicle between two parallel oscillating systems and the cyclic elastic efficiency of the motor-transmission system of a car with two parallel internal combustion engines controlling different groups of axles. As a result of the study, the condition for obtaining the maximum value of the elastic-dynamic cyclic efficiency of a motor-transmission system with two engines installed in parallel was determined. This condition is met due to the equality of the elastic-dynamic efficiencies of the motor-transmission systems of the first and second engines.

**Key words:** internal combustion engine, motor-transmission unit, cyclic elastic efficiency, car, vibration resistance, mass, oscillating system.

### **Вступ.**

Дослідження питань, пов'язаних з використанням в моторно-трансмiсiйних установках автомобілів двох двигунів внутрішнього згорання (далі - ДВЗ) проводяться вже дуже довго. Спочатку використання двох ДВЗ розглядалось як альтернатива методу відключення частини циліндрів при зниженні розходу потужності двигуна автомобіля на малих навантаженнях. Обидва методи дозволяють зменшити витрату палива. Спочатку на легковий автомобіль 3-го класу послідовно встановлювали два двигуна меншої розмірності. Згодом на бронетранспортери почали встановлювати дві цілком ідентичні, моторно-трансмiсiйні установки, кожна з яких керувала одним бортом машини. В останній час з'явилися розробки чотиривісних броньованих машин в яких встановлюються два ДВЗ різної розмірності, які приводять до руху колеса, що розташовані на різних вісях. В цьому випадку з'являється проблема функціональної нестабільності роботи трансмісії через взаємовплив двох коливальних систем одна на одну та погіршення вібростійкості останніх.

Дослідженню цієї проблеми і посвячена ця стаття.

### Аналіз останніх досягнень та публікацій.

Дослідженню питань забезпечення вібростійкості моторно-трансмісійних установок автомобілів та тракторів посвячені роботи [1-8]. Питанню енергетичної ефективності автомобілів присвячено наукові дослідження [9-15], висновки яких ставлять питання раціонального вибору характеристик моторно-трансмісійних установок.

В роботі [1] визначено новий показник енергетичної ефективності моторно-трансмісійної установки – цикловий пружно-динамічний ККД.

$$\left(\eta_{mp}^{ypr}\right)_{цикл} = 1 - \frac{A_{M_i} \left(1 - \frac{A_{M_i}}{2M_i}\right)}{\pi J_{np} \overline{\omega_e} \omega_M \left(\frac{k^2}{\omega_M^2} - 1\right)}, \quad (1)$$

де  $A_{M_i}$  – амплітуда коливань індикаторного крутного моменту ДВЗ;  $\overline{M_i}$  – середнє значення індикаторного крутного моменту ДВЗ;  $J_{np}$  – приведений до колінчастого валу двигуна момент інерції трансмісії та поступово рухомої маси автомобіля або трактора;  $\overline{\omega_e}$  – середня за цикл роботи ДВЗ кутова швидкість колінчастого валу;  $\omega_M$  – кругова частота коливань крутного моменту [1],

$$\omega_M = 0,5 \overline{\omega_e} i_c, \quad (2)$$

де  $i_c$  – кількість циліндрів ДВЗ;  $k$  – кругова частота власних (вільних) коливань вхідного валу трансмісії,

$$k = \sqrt{\frac{C_{np}}{J_{np}}}. \quad (3)$$

При використанні двох моторно-трансмісійних установок, що підключено паралельно, загальний ККД моторно-трансмісійних установок буде дорівнювати

$$\left(\eta_{мту}^{ypr}\right)_{цикл} = \frac{A_{\delta e1} \left(\eta_{mp}^{ypr}\right)_{цикл1} + A_{\delta e2} \left(\eta_{mp}^{ypr}\right)_{цикл2}}{A_{\delta e1} + A_{\delta e2}}, \quad (4)$$

де  $A_{\delta e1}$ ,  $A_{\delta e2}$  – роботи першого та другого двигунів, здійснені за рівний проміжок часу;  $\left(\eta_{mp}^{ypr}\right)_{цикл1}$ ;  $\left(\eta_{mp}^{ypr}\right)_{цикл2}$  – цикловий пружний ККД моторно-трансмісійних установок з першим та другим двигунами, відповідно.

Вирішуючи завдання отримання  $\left[\left(\eta_{mp}^{ypr}\right)_{цикл}\right]_{max}$  методами класичного математичного аналізу, визначимо, що для цього необхідно забезпечити рівність

$$\left(\eta_{mp}^{ypr}\right)_{цикл1} = \left(\eta_{mp}^{ypr}\right)_{цикл2} \quad (5)$$

на будь-яких режимах роботи обох двигунів.

При використанні двох однакових моторно-трансмісійних установок, кожна з яких керує колесами одного борту машини, проблеми вирівнювання ККД немає, оскільки обидва двигуни працюють в однаковому режимі. Також немає проблеми з визначенням частини маси, приведеної до колінчастого валу одного двигуна, оскільки наведена маса ділиться навпіл між обома двигунами.

Проблема виникає при встановленні на автомобіль двох двигунів зі своїми трансмісіями, що керують різними групами мостів машини.

### Мета та постановка задачі.

Метою дослідження є підвищення енергоефективності автомобілів з двома незалежними моторно-трансмісійними установками шляхом узгодження параметрів трансмісії та режимів роботи двигунів.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

– визначити розподіл маси автомобіля, що поступово рухається, між двома паралельно встановленими коливальними системами;

– визначити цикловий пружний ККД моторно-трансмісійної установки автомобіля з двома паралельно встановленими ДВЗ, що керують різними групами мостів.

**Визначення розподілу приведеної маси автомобіля між двома двигунами.**

На рис.1 наведено спрощену динамічну модель коливальної системи з двома ступенями свободи.

Припустимо, що збудливі коливання зусилля  $P_1$  та  $P_2$  змінюються за гармонійними законами

$$P_1 = \bar{P}_1 + A_{p1} \sin(\omega_1 t); \quad (6)$$

$$P_2 = \bar{P}_2 + A_{p2} \sin(\omega_2 t), \quad (7)$$

де  $\bar{P}_1, \bar{P}_2$  – середні значення сил  $P_1$  та  $P_2$ ;  $A_{p1}, A_{p2}$  – амплітуди коливань сил  $P_1$  та  $P_2$ ;  $\omega_1, \omega_2$  – кругові частоти коливань сил  $P_1$  та  $P_2$ .

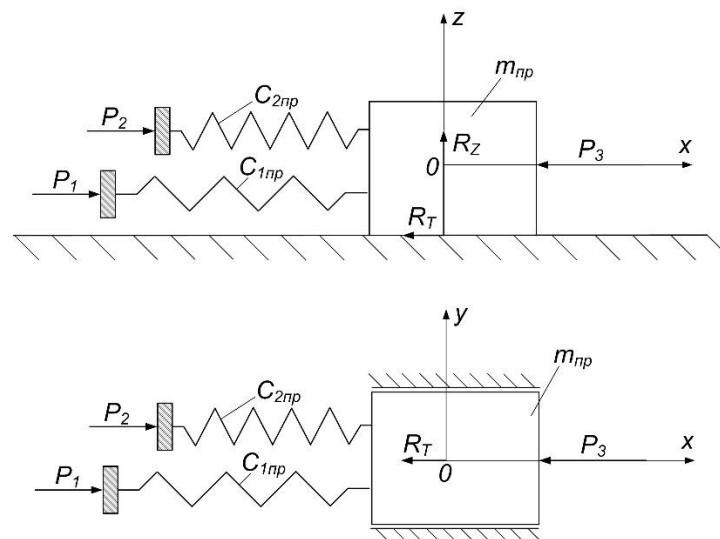


Рис. 1 – Динамічна модель коливальної системи з двома ступенями свободи.

Оскільки рівняння (6) і (7) описують асиметричний коливальний процес збуджуючої сили, то правомірним є вибір напрямку сили  $R_T$  таким [5, 9], як показано на рис.1.

Рівняння динаміки маси  $m_{np}$  у напрямку осі  $Ox$

$$m_{np} \frac{d^2 x_3}{dt^2} = P_1 + P_2 - R_T - P_3, \quad (8)$$

де  $P_3$  – сила опору переміщенню наведеної маси  $m_{np}$ , що діє на вихідну ланку;  $R_T$  – сила сухого тертя (див. рис.1),

$$R_T = R_z \cdot f = m_{np} g f, \quad (9)$$

де  $g$  – прискорення вільного падіння,  $g=9.81$  м/с<sup>2</sup>;  $f$  – коефіцієнт тертя ковзання.

Рівняння (8), з урахуванням виразів (6), (7) та (4), набуде вигляду

$$m_{np} \frac{d^2 x_3}{dt^2} = \bar{P}_1 + A_{p1} \sin(\omega_1 t) + \bar{P}_2 + A_{p2} \sin(\omega_2 t) - m_{np} g f - P_3, \quad (10)$$

де  $\frac{d^2 x_3}{dt^2}$  – прискорення вихідної ланки ( $m_{np}$ ).

Розділивши ліву та праву частини рівняння (10) на наведену масу  $m_{np}$ , отримаємо рівняння парціальних прискорень

$$\frac{d^2 x_3}{dt} = \frac{\overline{P}_1 + A_{p1} \text{Sin}(\omega_1 t)}{m_{np}} + \frac{\overline{P}_2 + A_{p1} \text{Sin}(\omega_2 t)}{m_{np}} - gf - P_3. \quad (11)$$

Рівняння (11) є рівнянням парціальних прискорень [3]

$$\frac{d^2 x_3}{dt^2} = a_1^{napu} + a_2^{napu} + a_f^{napu} + a_3^{napu}, \quad (12)$$

де  $a_1^{napu}$  – парціальне прискорення приведеної маси  $m_{np}$ , що створюється збуджуючою силою  $P_1$ ;

$$a_1^{napu} = \frac{\overline{P}_1 + A_{p1} \text{Sin}(\omega_1 t)}{m_{np}}, \quad (13)$$

де  $a_2^{napu}$  – парціальне прискорення приведеної маси  $m_{np}$ , що створюється збудливою силою  $P_2$ ;

$$a_2^{napu} = \frac{\overline{P}_2 + A_{p2} \text{Sin}(\omega_2 t)}{m_{np}}, \quad (14)$$

де  $a_f^{napu}$  – парціальне прискорення приведеної маси  $m_{np}$ , що створюється силою тертя  $R_T$ ;

$$a_f^{napu} = \frac{R_T}{m_{np}} = gf, \quad (15)$$

де  $a_3^{napu}$  – парціальне прискорення приведеної маси  $m_{np}$ , що створюється силою  $P_3$  опору переміщенню;

$$a_3^{napu} = \frac{P_3}{m_{np}}. \quad (16)$$

Використовуючи метод парціальних прискорень, представимо прискорення  $\frac{d^2 x_3}{dt^2}$  у вигляді суми парціальних прискорень

$$\frac{d^2 x_3}{dt^2} = \frac{d^2 x_{31}}{dt^2} + \frac{d^2 x_{32}}{dt^2}, \quad (17)$$

де  $\frac{d^2 x_{31}}{dt^2}$ ,  $\frac{d^2 x_{32}}{dt^2}$  – парціальні прискорення наведеної маси  $m_{np}$ , створювані силами  $P_1$  та  $P_2$  відповідно,

$$\frac{d^2 x_{31}}{dt^2} = a_1^{napu} - a_{f1}^{napu} - a_{31}^{napu}; \quad (18)$$

$$\frac{d^2 x_{32}}{dt^2} = a_2^{napu} - a_{f2}^{napu} - a_{32}^{napu}, \quad (19)$$

де  $a_{31}^{napu}$ ,  $a_{32}^{napu}$  – парціальні прискорення від сили опору  $P_3$ , що припадають на коливальні системи с  $C_{1np}$  та  $C_{2np}$ ,

$a_{f1}^{napu}$ ,  $a_{f2}^{napu}$  – парціальні прискорення від сили тертя  $R_T$ , що припадають на коливальні системи с  $C_{1np}$  та  $C_{2np}$ .

Щоб визначити частоту власних (вільних коливань) точок докладання сил  $P_1$  та  $P_2$  потрібно знати розподіл приведеної маси  $m_{np}$  між двома пружними елементами  $C_{1np}$  та  $C_{2np}$ .

Тут потрібно визначити за яким принципом маса  $m_{np}$  може бути поділена на  $m_{np1}$  та  $m_{np2}$  ( $m_{np} = m_{np1} + m_{np2}$ ).

Як приклад розглянемо плоску коливальну систему підвіски автомобіля, яка також є коливальною системою з двома ступенями свободи. При аналізі вібраційних характеристик

системи двовісного автомобіля розглядають приведені до передніх і задніх коліс маси автомобіля.

Співвідношення зазначених мас пропорційне співвідношенню нормальних реакцій дороги на передні та задні колеса при вимірах на опорній горизонтальній поверхні. Це співвідношення визначається положенням центру мас автомобіля в міжосьовому просторі. Таким чином, розподіл мас визначається, в даному випадку, рівністю їх прискорень у полі тяжіння Землі.

У нашому випадку парціальні прискорення, що діють на приведені маси  $m_{np1}$  та  $m_{np2}$ , повинні дорівнювати один одному. Застосовуючи вказану умову, отримаємо

$$\frac{d^2 x_{31}}{dt^2} = \frac{d^2 x_{32}}{dt^2}; \quad (20)$$

$$\frac{d^2 x_{31}}{dt^2} = \frac{m_{np1}}{m_{np}} (a_1^{napu} - a_f^{napu} - a_3^{napu}); \quad (21)$$

$$\frac{d^2 x_{32}}{dt^2} = \frac{m_{np2}}{m_{np}} (a_2^{napu} - a_f^{napu} - a_3^{napu}). \quad (22)$$

Враховуючи, що  $m_{np1} + m_{np2} = m_{np}$ , знаходимо з рівняння (21) та (22)

$$m_{np1} = m_{np} \frac{a_2^{napu} - (a_f^{napu} + a_3^{napu})}{a_1^{napu} + a_2^{napu} - 2(a_f^{napu} + a_3^{napu})}; \quad (23)$$

$$m_{np2} = m_{np} \frac{a_1^{napu} - (a_f^{napu} + a_3^{napu})}{a_1^{napu} + a_2^{napu} - 2(a_f^{napu} + a_3^{napu})}. \quad (24)$$

Визначимо кругові частоти власних (вільних) коливань точок застосування сил  $P_1$  та  $P_2$ , використовуючи формулу (3)

$$k_1 = \sqrt{\frac{C_{1np}}{m_{np1}}} = \sqrt{\frac{C_{1np}}{m_{np}} \cdot \frac{a_1^{napu} + a_2^{napu} - 2(a_f^{napu} + a_3^{napu})}{a_2^{napu} - (a_f^{napu} + a_3^{napu})}}; \quad (25)$$

$$k_2 = \sqrt{\frac{C_{2np}}{m_{np2}}} = \sqrt{\frac{C_{2np}}{m_{np}} \cdot \frac{a_1^{napu} + a_2^{napu} - 2(a_f^{napu} + a_3^{napu})}{a_1^{napu} - (a_f^{napu} + a_3^{napu})}}. \quad (26)$$

Аналіз правих частин рівнянь (25) та (26) показує, що величини власних кругових частот коливань обох пружних систем залежать від параметрів коливань один одного, а також змінюються у часі за один період коливань.

Після підстановки співвідношень (13), (14), (15), (16) у рівняння (25) та (26), отримаємо

$$k_1 = \sqrt{\frac{C_{1np}}{m_{np}} \cdot \frac{\overline{P_1 + P_2} + A_{p1} \sin \omega_1 t + A_{p2} \sin \omega_2 t - 2(gf m_{np} + P_3)}{\overline{P_2} + A_{p2} \sin \omega_2 t - (gf m_{np} + P_3)}}; \quad (27)$$

$$k_2 = \sqrt{\frac{C_{2np}}{m_{np}} \cdot \frac{\overline{P_1 + P_2} + A_{p1} \sin \omega_1 t + A_{p2} \sin \omega_2 t - 2(gf m_{np} + P_3)}{\overline{P_1} + A_{p1} \sin \omega_1 t - (gf m_{np} + P_3)}}. \quad (28)$$

### **Цикловий пружний ККД моторно-трансмісійної установки автомобіля з двома паралельно встановленими ДВЗ.**

Циклові пружні ККД моторно-трансмісійних установок першого та другого ДВЗ

$$\left(\eta_{mp}^{ypp}\right)_{\text{цикл1}} = 1 - \frac{A_{M_{i1}} \left(1 - \frac{A_{M_{i1}}}{2M_{i1}}\right)}{\pi J_{np1} \overline{\omega_{e_1}} \omega_{M_1} \left(\frac{k_1^2}{\omega_{M_1}^2} - 1\right)}; \quad (29)$$

$$\left(\eta_{mp}^{ypp}\right)_{\text{цикл2}} = 1 - \frac{A_{M_2} \left(1 - \frac{A_{M_{i2}}}{2M_{i1}}\right)}{\pi J_{np2} \overline{\omega_{e_2}} \omega_{M_2} \left(\frac{k_2^2}{\omega_{M_2}^2} - 1\right)}. \quad (30)$$

У виразах (29) і (30) всі параметри з індексом “1” відносяться до першої моторно-трансмісійної установки, а з індексом “2” - до другої моторно-трансмісійної установки.

Для забезпечення максимального значення ККД моторно-трансмісійної установки, як зазначалося вище, необхідно забезпечити

$$\left(\eta_{mp}^{ypp}\right)_{\text{цикл1}} = \left(\eta_{mp}^{ypp}\right)_{\text{цикл2}}. \quad (31)$$

З цього випливає, що необхідно забезпечити рівність наступних параметрів:

$$A_{M_{i2}} = A_{M_{i1}}; \quad (32)$$

$$\overline{M_{i2}} = \overline{M_{i1}}; \quad (33)$$

$$\overline{\omega_{e_2}} = \overline{\omega_{e_1}}; \quad (34)$$

$$\omega_{M_2} = \omega_{M_1}; \quad (35)$$

$$k_2 = k_1; \quad (36)$$

$$J_{np2} = J_{np1}. \quad (37)$$

При виконанні рівності (37) необхідно визначити приведені маси  $m_{np1}$  та  $m_{np2}$  за допомогою залежності (23) та (24).

Приведені моменти інерції трансмісії та частини маси автомобіля до першого та другого двигуна [1]

$$J_{np1} = J_{np11}^{mp} + J_{np111}^{mp} + J_{mnp1}; \quad (38)$$

$$J_{np2} = J_{np12}^{mp} + J_{np112}^{mp} + J_{mnp2}, \quad (39)$$

де  $J_{np11}^{mp}; J_{np12}^{mp}$  – приведені до колінчатих валів першого і другого двигунів моменти інерції обертових мас трансмісії, що пов'язано з ним постійним передатним відношенням;  $J_{np111}^{mp}; J_{np112}^{mp}$  – приведені до колінчатих валів першого і другого двигунів моменти інерції трансмісії, пов'язані змінним передатним відношенням;  $J_{mnp1}; J_{mnp2}$  – приведені до колінчатих валів першого і другого двигунів відповідні частини маси автомобіля, що поступово рухається,

$$J_{mnp1} = \frac{m_{np1} r_k^2}{U_{mp1}^2}; \quad (40)$$

$$J_{mnp2} = \frac{m_{np2} r_k^2}{U_{mp2}^2}, \quad (41)$$

де  $r_k$  – кінематичний радіус коліс автомобіля;  $U_{mp1}; U_{mp2}$  – передатне відношення трансмісій першої та другої моторно-трансмісійних установок.

Таким чином, в результаті проведеного дослідження визначено умову отримання максимального значення пружно-динамічного циклового ККД моторно-трансмісійної установки з двома двигунами, які встановлено паралельно. Ця умова виконується за рахунок

рівності пружно-динамічних ККД моторно-трансмісійних установок першого і другого двигунів.

### Висновки.

1. При використанні двох моторно-трансмісійних установок, підключених паралельно, їх загальний цикловий пружно-динамічний ККД набуде максимального значення при рівності значень ККД обох моторно-трансмісійних установок.

2. Для визначення циклового пружно-динамічного ККД кожної з двох моторно-трансмісійних установок необхідно коректне визначення приведеної до кожної з них поступальної маси автомобіля, оскільки модель коливальної системи, що розглядається, має два ступені свободи.

3. Розроблена методика приведення поступально-рухомої маси автомобіля до першої та другої моторно-трансмісійних установок, дозволяє більш коректно визначити наведені до колінчастих валів моменти інерції трансмісії та пружно-динамічний ККД моторно-трансмісійної установки.

### Список літератури

1. Подригало Н.М. Концепція забезпечення ефективності та контролю функціональної стабільності моторно-трансмісійних установок транспортно-тягових засобів: автореферат дис. на отримання наукового ступеня доктор технічних наук : 05.22.20 / Н.М. Подригало. - Харків, 2016. 36 с.
2. Podrigalo, M., Kholodov, M., Baitsur, M., Podrigalo, N., Koryak, A. et al., "Methods of Evaluating the Efficiency and Vibration Stability of Vehicles with Internal Combustion Engine," SAE Technical Paper 2021-01-1025, 2021, doi: 10.4271/2021-01-1025.
3. Артёмов М.П. Динамічна стабільність мобільних сільськогосподарських агрегатів 6 автореферат дис. На здобуття наукового ступеня доктор технічних наук 6 05.05.11/М.П. Артёмов. - Харків, 2014. 41 с.
4. Reza N. Jazar. *Vehicle Dynamics: Theory and Applications*. Springer, 2008. 1022 p.
5. Тарасов Ю.В. Наукові основи забезпечення технічного рівня автотранспортних засобів при проектуванні та модернізації: автореферат дис. на отримання наукового ступеня доктора технічних наук / Харківський національний автомобільно-дорожній університет. Харків, 2020. 40 с.
6. Gaberson H.A. Rotating machinery energy loss due to misalignment. *Energy Conversion Engineering Conference*, 11-16 Aug 1986. IECES 96 Proceedings of the 31 st Intersociety. Volume3. pages 1809-1812.
7. Подригало М.А., Кайдалов Р.О., Жовтоног О.М. Оцінка динамічних властивостей й енергетичної економічності автомобілів з безступінчастою автомобільною трансмісією. *Наукові нотатки*. Луцьк ЛНТУ, 2017. Випуск 54. с. 152-160.
8. Подригало М.А., Коряк О.О. Динаміка автомобіля з автоматичною безступінчастою коробкою передач. *Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету*. Збірник наукових праць. Випуск 20. Харків: видавництво ХНАДУ, 2020. с. 73-79.
9. Мороз В.В. Вибір доцільного тиску двигуна для вантажного автомобіля з урахуванням умов експлуатації: автореферат дис. на отримання наукового ступеня кандидат технічних наук: спец. 05.22.20 Експлуатація та ремонт засобів транспорту. Київ, 2005. 20 с.
10. Файст В.Л. Удосконалення вимог до динамічних властивостей легкових автомобілів: автореферат дис. на отримання наукового ступеня кандидат технічних наук: спец. 05.22.20 Експлуатація та ремонт засобів транспорту. Харків, 2012. 20 с.
11. Бумага О.Д. Покращення показників техніко-експлуатаційних властивостей міських газобалонних автобусів: автореферат дис. на отримання наукового ступеня кандидат технічних наук: спец. 05.22.02 Автомобілі та трактори. Київ, 2005. 20 с.
12. Кайдалов Р.О. *наукові основи створення автомобілів з комбінованою енергетичною установкою*: автореферат дис. на отримання наукового ступеня доктора технічних наук: спец. 05.22.02 Автомобілі та трактори. Харків, 2018. 40 с.
13. Подригало М.А., Абрамов Д.В., Дубінін Е.О., Тарасов Ю.В., Шеїн В.С. Оцінка пристосованості легкових автомобілів за аеродинамічними характеристиками до підвищення потужності двигунів при модернізації. *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів*. Науковий журнал. 2021. №24. с. 8-16.
14. Криворот А.І. Поліпшення тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності транспортних засобів, що працюють на газогенераторному паливі: автореферат дис. на отримання наукового ступеня кандидат технічних наук: спец. 05.22.02 Автомобілі та трактори. Київ, 2020. 20 с.
15. Сергієнко А.Н. *Раціональне використання енергії автомобіля з гібридною силовою установкою та електроамортизаторами*: автореферат дис. на отримання наукового ступеня кандидат технічних наук: спец. 05.22.02 Автомобілі та трактори. Харків, 2014. 21 с.

## References (transliterated)

1. Podrigalo N.M. The concept of ensuring the efficiency and control of the functional stability of motor-transmission units of transport vehicles: abstract of the dissertation. To obtain the scientific degree Doctor of Technical Sciences: 05.22.20 / N.M. Podrigalo. - Kharkiv, 2016. 36 p..
2. Podrigalo, M., Kholodov, M., Baitsur, M., Podrigalo, N., Koryak, A. et al., "Methods of Evaluating the Efficiency and Vibration Stability of Vehicles with Internal Combustion Engine," SAE Technical Paper 2021-01-1025, 2021, doi: 10.4271/2021-01-1025.
3. Artyomov M.P. Dynamic stability of mobile agricultural units 6 abstract of the dissertation. For obtaining the scientific degree Doctor of Technical Sciences 6 05.05.11/M.P. Artyomov. - Kharkiv, 2014. 41 p.
4. Reza N. Jazar. Vehicle Dynamics: Theory and Applications. Springer, 2008. 1022 p.
5. Yu.V. Tarasov Scientific basis of ensuring the technical level of motor vehicles during design and modernization: abstract of the dissertation. for obtaining the scientific degree of Doctor of Technical Sciences / Kharkiv National Automobile and Road University. Kharkiv, 2020. 40 p.
6. Gaberson H.A. Rotating machinery energy loss due to misalignment. *Energy Conversion Engineering Conference*, 11-16 Aug 1986. IECEC 96 Proceedings of the 31 st Intersociety. Volume3. pages 1809-1812.
7. Podry`galo M.A., Kajdalov R.O., Zhovtonog O.M. Ocinka dy`namichny`x vlasty`vostej j energety`chnoyi ekonomichnosti avtomobiliv z bezstupinchastoyu avtomobil`noyu transmisiyeyu. Naukovi notatky`. Lucz`k: LNTU. 2017, vol.54, pp. 152–160.
8. Podry`galo M.A., Koryak O.O. Dy`namika avtomobilya z avtomaty`chnoyu bezstupinchastoyu korobkoyu peredach. Visny`k Kharkivs`kogo nacional`nogo avtomobil`no – dorozhn`ogo universy`tetu. Zbirny`k naukovy`x pracz`. Vy`pusk 20. Xarkiv: vy`davny`cztvo XNADU, 2020, pp. 73–79.
9. Moroz V.V. Vy`bir docil`nogo ty`sku dvy`guna dlya vantazhnogo avtomobilya z uraxuvannyam umov ekspluataciyi: avtoref. dy`s. na zdobuttya nauk. stupenya k. t. n. special`nosti 05.22.20 Ekspluataciya ta remont zasobiv transportu. Ky`yiv, 2005. 20 p
10. Fajset V.L. Udoskonalennya vy`mog do dy`namichny`x vlasty`vostej legkovy`x avtomobiliv: avtoref. dy`s. na zdobuttya nauk. stupenya k. t. n: special`nosti 05.22.20 – Ekspluataciya ta remont zasobiv transportu. Kharkiv, 2012. 20 p.
11. Bumaga O.D. Pokrashhennya pokazny`kiv texniko-ekspluataciyny`x vlasty`vostej mis`ky`x gazobalonny`x avtobusiv: avtoref. dy`s. na zdobuttya nauk. stupenya k. t. n. special`nosti 05.22.02 - Avtomobili ta traktory`. Ky`yiv, 2005. 20 p.
12. Kajdalov R.O. Naukovi osnovy` stvorenniya avtomobiliv z kombinovanoyu energety`chnoyu ustanovkoyu: avtoref. dy`s. na zdobuttya nauk. stupenya d-ra t. n special`nosti 05.22.02 Avtomobili ta traktory`. Kharkiv. 2018. 40 p.
13. Podry`galo M.A., Abramov D.V., Dubinin E.O., Tarasov Yu.V., Sheyin V.S. Ocinka pry`stosovanosti legkovy`x avtomobiliv za aerody`namichny`my` xaraktery`sty`kamy` do pidvy`shhennya potuzhnosti dvy`guniv pry`modernizaciyi. Texnichny`j servis agropromy`slovogo, lisovogo ta transportnogo kompleksiv. Naukovy`j zhurnal. 2021, no. 24, pp. 8–16.
14. Kry`vorot A.I. Polipshennya tyagovo-shvy`dkisny`x vlasty`vostej i paly`vnoyi ekonomichnosti transportny`x zasobiv, shho pracuyut` na gazogeneratornomu paly`vi: avtoref. dy`s. na zdobuttya nauk. stupenya k. t. n. special`nosti 05.22.02 Avtomobili ta traktory`. Ky`yiv, 2020. 20 p.
15. Sergiyenko A.M. Racional`ne vy`kory`stannya energiyi avtomobilya z gibry`dnoyu sy`lovoyu ustanovkoyu ta elektroamorty`zatoramy`: avtoref. dy`s. na zdobuttya nauk. stupenya k. t. n. special`nosti 05.22.02 Avtomobili ta traktory`. Kharkiv, 2014. 21 p.

*Надійшла (received): 16.04.2024 p*

*Відомості про авторів / About the authors*

**Подригало Михайло Абович (Podrihalo Mykhailo)** – доктор технічних наук, професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, завідувач кафедри технології машинобудування та ремонту машин, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1624-5219>; e-mail: [pmikhab@gmail.com](mailto:pmikhab@gmail.com).

**Краснокутський Володимир Миколайович (Krasnokutskiy Volodymyr)** – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри автомобіле- і тракторобудування, м. Харків, Україна; ORCID <https://orcid.org/0000-0001-9484-4113> e-mail: [hvukvn62@gmail.com](mailto:hvukvn62@gmail.com).

**Вахнюк Сергій Анатолійович (Serhii Vakhniuk)** – аспірант, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, кафедра технології машинобудування та ремонту машин, м. Харків, Україна; ORCID <https://orcid.org/0000-0003-3584-7730> e-mail: [vakhniuk.ser@gmail.com](mailto:vakhniuk.ser@gmail.com).