

Подригало Михайло Абович, д-р техн. наук, проф., завідувач кафедри, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, pmikhab@gmail.com
 Вахнюк Сергій Анатолійович, аспірант, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, vakhniuk.ser@gmail.com

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

Дослідження питань, пов'язаних з використанням в моторно-трансмісійних 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-трансмісійні 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 питань забезпечення вібростійкості моторно-трансмісійних установок автомобілів та тракторів посвячені роботи [1-4].

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;

ω_M – кругова частота коливань крутного моменту [1],

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

i_{ψ} – 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

$$\left(\eta_{\text{мту}}\right)_{\text{цикл}} = \frac{A_{\text{дв}1} \left(\eta_{\text{тр}}^{\text{ynp}}\right)_{\text{цикл}1} + A_{\text{дв}2} \left(\eta_{\text{тр}}^{\text{ynp}}\right)_{\text{цикл}2}}{A_{\text{дв}1} + A_{\text{дв}2}}, \quad (4)$$

де $A_{\text{дв}1}, A_{\text{дв}2}$ – роботи першого та другого двигунів, здійснені за рівний проміжок часу;

$\left(\eta_{\text{тр}}^{\text{ynp}}\right)_{\text{цикл}1}; \left(\eta_{\text{тр}}^{\text{ynp}}\right)_{\text{цикл}2}$ – цикловий пружний ККД моторно-трансмісійних установок з першим та другим двигунами, відповідно.

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

$$\left(\eta_{\text{тр}}^{\text{ynp}}\right)_{\text{цикл}1} = \left(\eta_{\text{тр}}^{\text{ynp}}\right)_{\text{цикл}2} \quad (5)$$

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.

З метою підвищення енергоефективності автомобілів з двома незалежними моторно-трансмісійними установками шляхом узгодження параметрів трансмісії та режимів роботи двигунів 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.

Висновки за результатами проведеного дослідження:

1. При використанні двох моторно-трансмісійних установок, підключених паралельно, їх загальний цикловий пружно-динамічний ККД має набути 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.

Перелік посилань

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 : спец. 05.22.20 Експлуатація та ремонт засобів транспорту. / 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. 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.

Шуляк Михайло Леонідович, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри агроінжиніринг, Сумський національний аграрний університет, m.l.shulyak@gmail.com

АНАЛІЗ МЕТОДІВ І ЗАСОБІВ ДІАГНОСТУВАННЯ РУЛЬОВОГО КЕРУВАННЯ

Об'єкти діагностування. На сьогодні в експлуатації знаходяться автомобілі з різною конструкцією рульового керування. Рульове керування сучасного автомобіля складається з механічної системи, гідравлічних систем і насоса, електрогідравлічного підсилювача, систем електронного керування, механічної системи датчика кута повороту рульового колеса.

У більшості випадків причинами появи несправностей рульового керування є: великий пробіг, погана якість доріг, паркування на бордюрах тощо. При цьому найчастіше пошкоджуються рульова тяга, наконечники рульових тяг, кульові опори, сайлентблоки, сполучна тяга.