

М. А. ПОДРИГАЛО, Н. М. ПОДРИГАЛО, Г. А. АВРУНІН

ОЦІНКА ВІБРОСТІЙКОСТІ МОТОРНО-ТРАНСМІСІЙНОЇ УСТАНОВКИ ТРАКТОРНОГО САМОХІДНОГО ШАСІ

В результаті проведеного дослідження отримано аналітичні вирази, що дозволяють провести оцінку вібростійкості моторно-трансмійної установки тракторного самохідного шасі. Отримана математична модель дозволила також провести порівняльний аналіз вібростійкості моторно трансмісійної установки, ДВЗ яких мають два та три циліндри. Визначено також вплив кругової податливості ґрунта на величину мінімально допустимої середньої кутової швидкості ДВЗ.

Ключові слова: вібростійкість, моторно-трансмійна установка, тракторне самохідне шасі.

M. PODRIGALO, N. PODRIGALO, G. AVRUNIN

EVALUATION OF THE VIBRATION RESISTANCE OF THE MOTOR-TRANSMISSION INSTALLATION OF THE TRACTOR SELF-PROPELLED CHASSIS

The ratio between the circular frequency of the internal combustion engine torque and the frequency of free oscillations of the system "engine-transmission-driving wheels-soil-translationally moving mass of the tractor" affects the vibration resistance of the motor-transmission unit of the tractor self-propelled chassis. Its low value leads to deterioration in the dynamic properties of the machine and the energy efficiency of technological operations.

As a result of the study, analytical expressions were obtained that allow an assessment of the vibration resistance of the motor-transmission unit of the tractor self-propelled chassis. The obtained mathematical model also allowed a comparative analysis of the vibration resistance of the motor-transmission unit with internal combustion engine that have two and three cylinders. The effect of the circular compliance of the soil on the value of the minimum permissible average angular velocity of the internal combustion engine was also determined. Installing a three-cylinder internal combustion engine instead of a two-cylinder allows an increase in the vibration resistance of the motor-transmission unit of the tractor self-propelled chassis.

Key words: vibration resistance, motor-transmission unit, tractor self-propelled chassis.

Вступ.

Вібростійкість моторно-трансмійної установки (машинних агрегатів з ДВЗ) істотно впливає на енергоефективність, динамічні та тягові властивості тракторів і самохідних шасі. Співвідношення кругової частоти змін крутного моменту двигуна внутрішнього згоряння (частотою коливань, що збуджують) і частоти вільних (власних) коливань системи «двигун-трансмійя-ведучі колеса-ґрунт-поступально рухома маса трактора» є визначальним для ККД трансмісії і тягового коефіцієнта самохідного шасі.

У цьому дослідженні визначено вплив числа циліндрів ДВЗ, від чого залежить нерівномірність крутного моменту, на частоту вільних коливань системи «двигун-трансмійя-ведучі колеса-ґрунт-поступально рухома маса трактора».

Аналіз останніх публікацій.

Оцінці та забезпеченню вібростійкості моторно-трансмійних установок транспортно-тягових машин присвячено роботу [1]. Показано, що поряд з дисипативними втратами у трансмісії виникають втрати, що зумовлені накопиченням та витрачанням кінетичної та потенційної енергій інерційних та пружних ланок. Розглянуто цикловий та миттєвий коефіцієнти корисної дії (ККД) трансмісії. Визначено взаємозв'язок між різними видами втрат у трансмісії [1], який показаний у наступній залежності:

$$\eta_{\text{тр}} = (\eta_{\text{тр}}^{\text{дис}} + \eta_{\text{тр}}^{\text{дин}} - 1) \cdot \eta_{\text{тр}}^{\text{пруж}}, \quad (1)$$

де: η_{mp}^{disc} – ККД, що враховує дисипативні втрати у трансмісії; $\eta_{mp}^{дин}$ – динамічний ККД, що враховує втрати на розгін інерційних ланок; $\eta_{mp}^{пруж}$ – пружний ККД трансмісії, що враховує втрати, пов'язані з коливальними процесами пружних ланок.

У роботі [1] отримано вираз для визначення циклового пружного ККД трансмісії, який має такий вид:

$$\left(\eta_{mp}^{пруж}\right)_{цикл} = 1 - \frac{A_M \left(1 - \frac{A_M}{2M_{оп}}\right)}{I_{np}^* \cdot \bar{\omega}_{ex} \cdot \omega_M \cdot \pi \left(\frac{k^2}{\omega_M^2} - 1\right)}, \quad (2)$$

де A_M – амплітуда коливань індикаторного крутного моменту ДВЗ,

$$A_M = \bar{M}_i \frac{k_1}{2}; \quad (3)$$

де: $\bar{M}_i$ – середнє значення індикаторного крутного моменту двигуна; k_1 – коефіцієнт нерівномірності крутного моменту [1]:

$$k_1 = 0,08 + \frac{14,44}{i_y}; \quad (4)$$

i_y – число циліндрів ДВЗ; $M_{оп}$ – момент опору на колінчастому валу ДВЗ, при усталеному режимі руху $M_{оп} = \bar{M}_i$; I_{np}^* – приведений до валу двигуна момент інерції трансмісії та поступово рухомої маси трактора; k – кругова частота вільних коливань системи «двигун-трансмісія-ведучі колеса-грунт-поступально рухома маса трактора»; $\bar{\omega}_{ex}$ – середня кутова швидкість вхідного валу трансмісії, що дорівнює середній кутовій швидкості $\bar{\omega}_e$ колінчастого валу двигуна; ω_M – кругова частота коливань крутного моменту ДВЗ,

$$\omega_M = 0,5 \cdot \bar{\omega}_e \cdot i_y. \quad (5)$$

В роботі [1] доведено, що при $i_y < 4$ величина ω_M має бути більше величини k , тобто коливальні процеси повинні протікати у зарезонансній зоні. При $i_y \geq 4 - \omega_M < k$ тобто. процеси відбуватимуться у дорезонансній зоні.

Розглянута в роботі [1] динамічна модель циклового пружного ККД (залежність (2)) дозволяє оцінювати вібростійкість з'єднання «колінчастий вал ДВЗ-вхідний вал трансмісії». Однак система «двигун-трансмісія-ведучі колеса-грунт-поступально рухома маса трактора» є багато-масовою коливальною системою з безліччю ступенів свободи. У роботі [1] запропонована розрахункова схема моделі динамічної системи самохідного шасі класу 6 кН, яка для випадку механічної трансмісії, що розглядається, представлена на рис. 1.

Аналіз схеми, яка представлена на рис. 1, показує, що в міру віддалення від ДВЗ і послідовної оцінки вібростійкості ділянки в трансмісії від колінчастого валу (інерційної обертової маси) до ведучих коліс буде відбуватися збільшення приведеної до зазначеного валу крутильної жорсткості валів трансмісії і зміна приведенного моменту інерції. Кругова частота вільних (власних) коливань вхідного валу трансмісії визначається за формулою

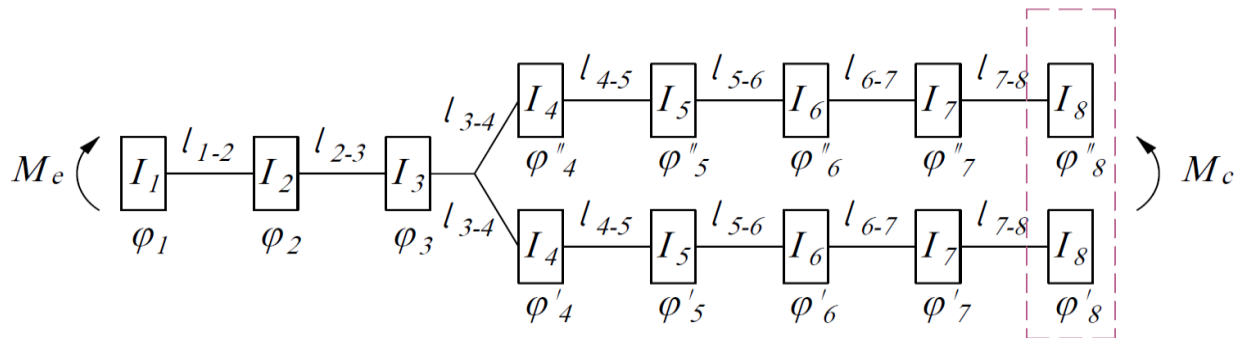


Рис. 1 – Розрахункова схема динамічної моделі «двигун-трансмiсія-ведучі колеса-грунт-поступово рухома маса трактора» [1]:

$I_1, I_2, I_3, I_4, I_5, I_6, I_7, I_8$ – моменти інерції мас двигуна, головної передачі (з урахуванням приводу ВОМ та гідронасосу); коробки; планетарного механізму повороту, ротора гальмівного механізму ведучого колеса та наведеної половини маси самохідного шасі;
 $l_{1-2}, l_{2-3}, l_{3-4}, l_{4-5}, l_{5-6}, l_{6-7}, l_{7-8}$ – податливості ділянок валопроводів ; $\varphi_1 \rightarrow \varphi_8$ – кути закручування валів

$$k = \sqrt{\frac{c_{np}}{I_{np}}}, \quad (6)$$

а для проміжного i -го валу

$$k_i = \sqrt{\frac{c_{npi}}{I_{npi}}} \quad (7)$$

Необхідно оцінити як змінюються I_{npi} і c_{npi} в міру віддалення від вхідного валу до ведучих коліс. Розглянемо умовну трансмісію, що складається з трьох інерційних мас, I_1, I_2, I_3 встановлених на валах з крутильною жорсткістю c_1, c_2, c_3 , відповідно (рис. 2).

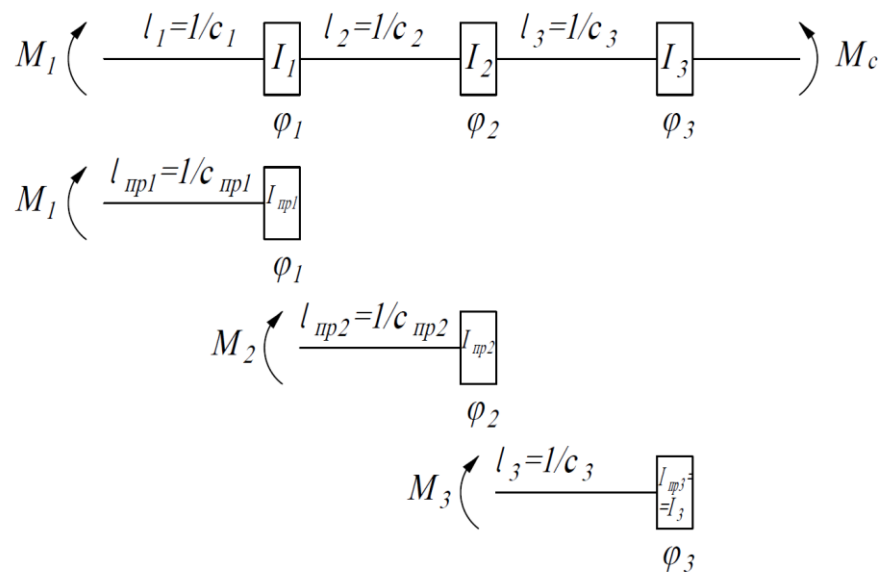


Рис. 2 – Приведення крутильної жорсткості та моментів інерції для умовної трансмісії з трьома інерційними масами.

Визначимо приведені до 1-го, 2-го та 3-го валів моменти інерції трансмісії

$$I_{np1} = I_1 + \frac{I_2}{u_{1-2}^2} + \frac{I_3}{u_{1-2}^2 \cdot u_{2-3}^2}; \quad (8)$$

$$I_{np2} = I_2 + \frac{I_3}{u_{2-3}^2}; \quad (9)$$

$$I_{np3} = I_3, \quad (10)$$

де u_{1-2}, u_{2-3} – передавальні відношення від першого до другого та від другого до третього валів.

При приведенні моменту інерції трансмісії до валу 2 відбудеться його зменшення порівняно з I_{np1} у разі

$$I_2 + \frac{I_3}{u_{2-3}^2} < I_1 + \frac{I_2}{u_{1-2}^2} + \frac{I_3}{u_{1-2}^2 \cdot u_{2-3}^2}. \quad (11)$$

Перетворивши нерівність (11), отримаємо

$$I_1 > (u_{1-2}^2 - 1) \left(\frac{I_2}{u_{1-2}^2} + \frac{I_3}{u_{1-2}^2 \cdot u_{2-3}^2} \right). \quad (12)$$

При $I_1 = (u_{1-2}^2 - 1) \left(\frac{I_2}{u_{1-2}^2} + \frac{I_3}{u_{1-2}^2 \cdot u_{2-3}^2} \right)$ величини приведених мас I_{np1} і I_{np2} будуть рівними між собою.

Визначимо приведені до валів 1, 2, 3 крутильні жорсткості трансмісії

$$c_{np1} = \frac{1}{\frac{1}{c_1} + \frac{u_{1-2}^2}{c_2} + \frac{u_{1-2}^2 \cdot u_{2-3}^2}{c_3}}; \quad (13)$$

$$c_{np2} = \frac{1}{\frac{1}{c_2} + \frac{u_{2-3}^2}{c_3}}; \quad (14)$$

$$c_{np3} = \frac{1}{\frac{1}{c_3}} = c_3. \quad (15)$$

Умова $c_{np2} > c_{np1}$ буде виконана у разі

$$\frac{1}{\frac{1}{c_1} + \frac{u_{1-2}^2}{c_2} + \frac{u_{1-2}^2 \cdot u_{2-3}^2}{c_3}} < \frac{1}{\frac{1}{c_2} + \frac{u_{2-3}^2}{c_3}}. \quad (16)$$

Звідки, після перетворень, знаходимо

$$\frac{1}{c_1} + (u_{1-2}^2 - 1) \left(\frac{1}{c_2} + \frac{u_{2-3}^2}{c_3} \right) > 0. \quad (17)$$

Оскільки $u_{1-2}^2 > 1$, то наші твердження про збільшення приведеної крутильної жорсткості у міру віддалення від вхідного валу трансмісії є справедливими.

Підставляючи вираз для c_{np} і I_{np} у рівняння (6) і (7), отримаємо для 1-го та 2-го валів

$$k_1 = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{1}{c_1} + \frac{u_{1-2}^2}{c_2} + \frac{u_{1-2}^2 \cdot u_{2-3}^2}{c_3}\right) \cdot \left(I_1 + \frac{I_2}{u_{1-2}^2} + \frac{I_3}{u_{1-2}^2 \cdot u_{2-3}^2}\right)}}; \quad (18)$$

$$k_2 = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{1}{c_2} + \frac{u_{2-3}^2}{c_3}\right) \cdot \left(I_2 + \frac{I_3}{u_{2-3}^2}\right)}}. \quad (19)$$

Величина $k_2 > k_1$ під час виконання умови

$$\frac{I_1}{c_1} + I_1 \cdot u_{1-2}^2 \left(\frac{1}{c_2} + \frac{u_{2-3}^2}{c_3}\right) + \frac{1}{c_1 \cdot u_{1-2}^2} \left(I_2 + \frac{I_3}{u_{2-3}^2}\right) > 0 \quad (20)$$

Оскільки ліва частина нерівності (20) не може набувати негативних значень, то можна зробити висновок про те, що в міру віддалення від вхідного валу відбувається збільшення частоти вільних коливань приведеної частини трансмісії.

Дослідженню вібростійкості трансмісій і ДВЗ присвячено також роботи [2,3,5]. В роботі [2] отримано динамічну модель ДВЗ та запропоновано методи вимірювання коливань. А у роботі [3] виконано математичне моделювання крутильних коливань мотор-колеса. Але в зазначених дослідженнях не проведено порівняльний аналіз вібростійкості моторно-трансмісійних установок з різною кількістю циліндрів ДВЗ.

Мета та постановка завдань дослідження. Метою дослідження є підвищення тягового ККД тракторного самохідного шасі шляхом забезпечення високого ККД трансмісії за рахунок раціонального вибору кількості циліндрів ДВЗ (на прикладі тракторного самохідного шасі з двох- та трициліндровим ДВЗ). Для досягнення мети, яку поставлено, слід провести порівняльний аналіз вібростійкості моторно-трансмісійної установки тракторного самохідного шасі з двох та трициліндровими ДВЗ.

Для дво- та трициліндрових ДВЗ, як уже зазначалося, має виконуватися умова

$$\omega_M > k. \quad (21)$$

Підставляючи вираз (5) і (6) у нерівність (21) отримаємо

$$0,5 \cdot \bar{\omega}_e \cdot i_y > \sqrt{\frac{c_{np}}{I_{np}}}. \quad (22)$$

Як зазначалося найбільше значення $k = k_{\max}$ буде на валу ведучого колеса. У цьому випадку

$$I_{np}^* = I_k + 0,5 \cdot m_T \cdot r_\delta^2, \quad (23)$$

де I_k – момент інерції ведучого колеса; m_T – маса трактора; r_δ – динамічний радіус колеса.

Приведена до колеса кругова жорсткість дорівнюватиме [4]

$$c_{np}^{\kappa} = \frac{1}{\lambda_{\kappa} + \lambda_{\text{грунт}}} = \frac{c_{\kappa}^{\text{круз}}}{1 + \lambda_{\text{грунт}} \cdot c_{\kappa}^{\text{круз}}}, \quad (24)$$

де $c_{\kappa}^{\text{круз}}$ – кругова жорсткість шини ведучого колеса; λ_{κ} , $\lambda_{\text{грунт}}$ – кругова податливість шини колеса та приведена до колеса кругова податливість ґрунту.

Після підстановки виразів (23) і (24) у нерівність (22), отримаємо

$$0,5 \cdot \bar{\omega}_e \cdot i_{\kappa} > \sqrt{\frac{c_{\kappa}^{\text{круз}}}{(1 + \lambda_{\text{грунт}} \cdot c_{\kappa}^{\text{круз}})(I_{\kappa} + 0,5 \cdot m_T \cdot r_{\delta}^2)}}. \quad (25)$$

Звідси отримаємо

$$\bar{\omega}_e > \frac{2}{i_{\kappa}} \sqrt{\frac{c_{\kappa}^{\text{круз}}}{(1 + \lambda_{\text{грунт}} \cdot c_{\kappa}^{\text{круз}})(I_{\kappa} + 0,5 \cdot m_T \cdot r_{\delta}^2)}}. \quad (26)$$

У роботі [4] використана емпірична формула для розрахунку кругової жорсткості пневматичних шин, що має вигляд

$$c_{\kappa}^{\text{круз}} = 1,28 \cdot P_Z^{0,97} \text{ Нм/град}, \quad (27)$$

де P_Z – нормальне навантаження на шину, виражене в кгс.

При використанні системи одиниць СІ вираз (27) набуде вигляду [4]

$$c_{\kappa}^{\text{круз}} = 8 \cdot P_Z^{0,97}, \text{ Нм/град} \quad (28)$$

де P_Z – нормальне навантаження на шину, виражене в Н.

Вочевидь, що

$$P_Z = 0,5 \cdot m_T \cdot g. \quad (29)$$

Таким чином, з урахуванням співвідношення (28) і (29), вираз (26) перетворюється на такий вид:

$$\bar{\omega}_e > \frac{12,11}{i_{\kappa}} \cdot \frac{m_T^{0,485}}{\sqrt{(1 + 37,412 \cdot \lambda_{\text{грунт}} \cdot m_T^{0,97})(I_{\kappa} + 0,5 m_T \cdot r_{\delta}^2)}}. \quad (30)$$

Під час руху по дорозі з твердим покриттям $\lambda_{\text{грунт}} = 0$ і нерівність (30) спроститься

$$\bar{\omega}_e > \frac{12,11}{i_{\kappa}} \cdot \frac{m_T^{0,485}}{\sqrt{I_{\kappa} + 0,5 m_T \cdot r_{\delta}^2}}, \quad (31)$$

або

$$\bar{\omega}_e > \frac{17,13}{i_{\kappa} r_{\delta}} \cdot \frac{m_T^{-0,015}}{\sqrt{1 + \frac{2 I_{\kappa}}{m_T \cdot r_{\delta}^2}}}. \quad (32)$$

Нерівність (32) визначає умову вібростійкості самохідного шасі з $i_y < 4$ самохідного шасі. Розглянемо умову збереження вібростійкості трансмісії з прикладу самохідного шасі Т-16МГ, який має такі параметри:

- момент інерції ведучого колеса [1] $I_k = 17,2 \text{ кг м}^2$;
- маса трактора $m_T = 1810 \text{ кг}$;
- динамічний радіус провідного колеса $r_o = 0,59 \text{ м}$;
- число циліндрів двигуна $i_y = 2$;
- вантажопідйомність $q = 1000 \text{ кг}$.

Позначимо праву частину нерівності (32) як мінімально допустиму середню кутову швидкість $\bar{\omega}_e > \bar{\omega}_{e\min}$

$$\bar{\omega}_{e\min} = \frac{17,13}{i_y r_o} \cdot \frac{m_T^{-0,015}}{\sqrt{1 + \frac{2I_k}{m_T \cdot r_o^2}}}. \quad (33)$$

Таким чином, умова вібростійкості моторно-трансмісійної установки набуде вигляду

$$\bar{\omega}_e > \bar{\omega}_{e\min}. \quad (34)$$

Для даного випадку: $\bar{\omega}_{e\min} = 12,63$

$\bar{\omega}_{e\min} = 12,63 \text{ с}^{-1}$ – у порожньому стані;

$\bar{\omega}_{e\min} = 12,67 \text{ с}^{-1}$ – при повному завантаженні (маса вантажу $q = 1000 \text{ кг}$).

Номінальна кутова швидкість колінчастого валу при реалізації максимальної потужності $N_{e\max} = 18,38 \text{ кВт}$ становить $\bar{\omega}_e = \omega_{ном} = 188,5 \text{ с}^{-1}$. Таким чином, $\bar{\omega}_e > \bar{\omega}_{e\min}$ і умова вібростійкості виконана. При встановленні ДВЗ тієї ж потужності, але за $i_y = 3$ значення $\bar{\omega}_{e\min}$ будуть менше і становитимуть: $\bar{\omega}_{e\min} = 8,42$ $\bar{\omega}_{e\min} = 8,45$

$\bar{\omega}_{e\min} = 8,42 \text{ с}^{-1}$ – у порожньому стані;

$\bar{\omega}_{e\min} = 8,45 \text{ с}^{-1}$ – при повному завантаженні.

Таким чином, установка трициліндрового двигуна замість двоциліндрового на самохідне шасі класу 6 кН дозволяє значно підвищити вібростійкість трансмісії.

Аналізуючи отримані результати можна зробити висновок у тому, що ступінь завантаження самохідного шасі (його платформи) незначно впливає на величину $\bar{\omega}_{e\min}$.

У роботі [4] визначено коефіцієнти кругової податливості, які становлять:

$\lambda_{зрунт} = 0,365 \cdot 10^{-4} \text{ рад/Нм}$ – для стерні;

$\lambda_{зрунт} = 0,952 \cdot 10^{-4} \text{ рад/Нм}$ – для оранки.

Мінімально допустима середня кутова швидкість колінчастого валу при русі по стерні і $i_y = 2$ становить:

– $\bar{\omega}_{e\min} = 7,435 \text{ с}^{-1}$ при порожньому самохідному шасі;

– $\bar{\omega}_{e\min} = 6,421 \text{ с}^{-1}$ при повністю завантаженому самохідному шасі.

При русі по оранці

– $\bar{\omega}_{e\min} = 5,138 \text{ с}^{-1}$ при порожньому самохідному шасі;

– $\bar{\omega}_{e\min} = 4,287 \text{ c}^{-1}$ при повністю завантаженому самохідному шасі.

Отже, при роботі на ґрунті, що деформується (стерні і оранці) вібростійкість моторно-трансмійної установки підвищується за рахунок зниження величини $\bar{\omega}_{e\min}$.

Висновки. В результаті проведеного дослідження визначено аналітичні вирази для оцінки вібростійкості моторно-трансмійних установок тракторних самохідних шасі з дво- та трициліндровими ДВЗ. Отримано вираз мінімально допустимої величини середньої кутової швидкості колінчастого валу.

При роботі на твердому дорожньому покритті завантаження машини незначно впливає на величину мінімально допустимої середньої кутової швидкості ДВЗ, яка коливається в межах $12,63 \text{ c}^{-1} \dots 12,67 \text{ c}^{-1}$.

Установка трициліндрового ДВС замість двоциліндрового дозволяє отримати $\omega_{e\min} = (8,42 \dots 8,45) \text{ c}^{-1}$, що свідчить про більш високу вібростійкість такого варіанту застосування моторно-трансмійної установки.

При русі самохідного шасі по опорній поверхні, що деформується, вібростійкість моторно-трансмійної установки підвищується, про що свідчить зниження $\bar{\omega}_{e\min}$ до величин:

- $6,421 \dots 7,435 \text{ c}^{-1}$ – на стерні;
- $4,287 \dots 5,138 \text{ c}^{-1}$ – на оранці.

При використанні ДВЗ з $i_{\eta} = 4$ необхідно додаткове дослідження, оскільки необхідність забезпечення $\omega_M > k$ змінює підхід до аналізу динамічної системи «двигун-трансмійя-ведучі колеса-ґрунт-поступально рухома маса трактора» [1,5,6].

При проведенні оцінювання вібростійкості моторно-трансмійних установок, що мають ДВЗ з числом циліндрів, меншим ніж 4, достатньо розглядати тільки вібростійкість валу ведучого колеса. Якщо вимога вібростійкості виконується для цього вала, то вона виконується і для всієї моторно-трансмійної установки.

Список літератури:

1. Подригало, Н. М. Концепція забезпечення ефективності та контролю функціональної стабільності моторно-трансмійних установок транспортно-тягових засобів: автореф. дис. ... док. техн. наук. М-во освіти і науки України, ХНАДУ. Х.: ХНАДУ, 2016. 36 с.
2. Lang Xingyu, Progress and Recent Trends in the Torsional Vibration of Internal Combustion Engine / Liang Xingyu, Shu Gequn, Dong Lihui, Wang Bin and Yang Kang // State Key Laboratory of Engines, Tianjin University. China. 245-272 p
3. Shesali Mamaev, Anna Aydeeva Shukurali Tursunov etc. Mathematical modeling of torsional vibrations of the wheel-motor unit of mains diesel locomotive UTTE16M // 1235 Web of conferences 401, 05014/(2023) CONMECH YDRO – 2023. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202340105014>
4. Подригало М.А., Гецович Є.М. Артьомов М.П., Холодов М.П. Дослідження буксування ведучих коліс трактора при русі по деформованій опорній поверхні // Вісник Сумського національного аграрного університету. Науковий журнал. – Вип. 1 (35), 2019. с. 13-18.
5. Подригало М.А., Подригало Н.М., Бобошко О.А., Коряк О.О. Вібростійкість моторно-трансмійних установок з двигунами внутрішнього згоряння / Матеріали VIII-ої Міжнародної науково-практичної інтернет-конференції «Проблеми та перспективи розвитку автомобільного транспорту», 14-15 квітня 2020 р. Вінниця, ВНТУ, 2020. С. 268-271.
6. М.А. Подригало, А.А. Кашканов, О.О. Коряк. Забезпечення енергоефективності трансмісії автомобілів та тракторів при модернізації зі зміною числа циліндрів ДВЗ, ВМТ, вип. 13, вип. 1, с. 102-110, Лип 2021.

References (transliterated):

1. Podrigalo, N. M. Kontseptsiiia zabezpechennia efektyvnosti ta kontroliu funktsionalnoi stabilnosti motorno-transmiiniykh ustanovok transportno-tiahovykh zasobiv: avtoref. dys. ... dok. tekhn. nauk. M-vo osvity i nauky Ukrainy, KhNADU. Kh.: KhNADU, 2016. 36 s.
2. Lang Xingyu, Progress and Recent Trends in the Torsional Vibration of Internal Combustion Engine / Liang Xingyu, Shu Gequn, Dong Lihui, Wang Bin and Yang Kang // State Key Laboratory of Engines, Tianjin University. China. 245-272 p.

3. Shesali Mamaev, Anna Avdeeva Shukurali Tursunov etc. Mathematical modeling of torsional vibrations of the wheel-motor unit of mains diesel locomotive UTTE16M // 1235 Web of conferences 401, 05014/(2023) CONMECH YDRO – 2023. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/2023401050144>.
4. Podryhalo M.A., Hetsovych Ye.M. Artomov M.P., Kholodov M.P. Doslidzhennia buksuvannia veduchykh kolis traktora pry rusi po deformovanii opornii poverkhni // Visnyk Sumskoho natsionalnoho ahrarnoho universytetu. Naukovyi zhurnal. – Vyp. 1 (35), 2019. s. 13-18.
5. Podrigalo M.A., Podrigalo N.M., Boboshko O.A., Koriak O.O. Vibrostiikist motorno-transmisiinykh ustanovok z dvyhunamy vnutrishnoho zghoriannia / Materialy VIII-oi Mizhnarodnoi naukovo-praktychnoi internet-konferentsii «Problemy ta perspektyvy rozvytku avtomobilnoho transportu», 14-15 kvitnia 2020 r. Vinnytsia, VNTU, 2020. S. 268-271.
6. M.A. Podrigalo, A.A. Kashkanov, O.O. Koriak. Zabezpechennia enerhoefektyvnosti transmisii avtomobiliv ta traktoriv pry modernizatsii zi zminoiu chysla tsylindriv DVZ, VMT, vyp. 13, vyp. 1, s. 102-110, Lyp 2021.

Надійшла (received): 15.05.2025

Відомості про авторів / About the Authors

Подригало Михайло Абович (Mykhailo Podrigalo) – 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.

Подригало Надія Михайлівна (Nadiia Podrigalo) – доктор технічних наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, доцент кафедри комп'ютерної графіки; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-2426-0336>; e-mail: pnm2018@ukr.net.

Аврунін Григорій Аврамович (Grygoriy Avrunin) – кандидат технічних наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, доцент кафедри будівельних і дорожніх машин ім. А. М. Холодова; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0191-3149>; e-mail: griavrunin@ukr.net