

Шифр – САМОХІДНЕ ШАСІ

ОЦІНКА МОЖЛИВОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ ЄДИНОЇ ТРАНСМІСІЇ НА
ТРАКТОРНИХ САМОХІДНИХ ШАСІ З 3-Х І 4-Х ЦИЛІНДРОВИМИ
ДВИГУНАМИ

АНОТАЦІЯ

Роботу присвячено створенню єдиної коробки передач для уніфікованої серії тракторних самохідних шасі з двигунами внутрішнього згорання, потужністю 26 кВт (3 циліндра) та 50 кВт (4 циліндра). Трансмсія тракторного самохідного шасі являє собою багатомасову коливальну систему з безліччю ступенів свободи. Частота вільних (власних) коливань системи «двигун-трансмсія-ведучі колеса-грунт-поступально рухома маса трактора» визначає ККД трансмісії і тяговий коефіцієнт корисної дії тракторного самохідного шасі. Цей показник характеризує енергоефективність сільськогосподарських тракторів. Для 3-х циліндрових двигунів коливальна система повинна працювати в зарезонансній зоні, а для 4-х циліндрів – у дорезонансній. Забезпеченню вібростійкості систем, що вказано і присвячена ця робота.

Ключові слова: коробка передач, самохідне шасі, тракторна трансмісія, вібростійкість, ККД трансмісії.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	3
ЗАСТОСУВАННЯ ЄДИНОЇ ТРАНСМІСІЇ НА ТРАКТОРНИХ САМОХІДНИХ ШАСІ.....	4
ВИСНОВКИ.....	11
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	12

ВСТУП

Трансмісія тракторного самохідного шасі представляє собою багатомасову коливальну систему з безліччю ступенів свободи.

Частота вільних (власних) коливань системи «двигун - трансмісія – ведучі колеса - ґрунт - поступально рухома маса трактора» визначає ККД трансмісії і тяговий коефіцієнт корисної дії самохідного шасі.

Останній показник є показником енергоефективності сільськогосподарських тракторів. У даній статті розглянута можливість застосування єдиної трансмісії для розроблених за участю авторів тракторних самохідних шасі з потужністю двигунів 26 кВт (3 циліндра) і 50 кВт (4 циліндри). Необхідною умовою вирішення зазначеного завдання було виконання умов міцності, а достатнім - забезпечення вібростійкості.

ЗАСТОСУВАННЯ ЄДИНОЇ ТРАНСМІСІЇ НА ТРАКТОРНИХ САМОХІДНИХ ШАСІ

Питанню забезпечення вібростійкості машинних агрегатів з ДВС присвячено значну кількість наукових досліджень [1-5]. В роботах [1-2] показано, що всі ланки кінематичного ланцюга трансмісії можна розділити по виду накопичуваної і розсіювальної енергії на інерційні, пружні і дисипативні. В роботах [3,4,5] показано, що пружні і інерційні ланки істотно впливають на динаміку і ККД машинного агрегату з двигуном внутрішнього згорання.

Причиною додаткових втрат енергії в моторно-трансмісійних установках є нерівномірність крутного моменту ДВС. Зазначена нерівномірність залежить від числа циліндрів чотиритактного двигуна [6] і зміна індикаторного крутного моменту може бути описано гармонійним законом

$$M_i = \bar{M}_i \left[1 + \frac{k_1}{2} \sin(\omega_M \cdot t) \right] = \bar{M}_i + A_M \sin(\omega_M \cdot t), \quad (1)$$

\bar{M}_i – середній індикаторний крутний момент двигуна внутрішнього згорання при сталому русі;

ω_M – кругова частота коливань крутного моменту (кругова частота обурених коливань),

$$\omega_M = \frac{\bar{\omega}_e}{2} i_{\text{ч}}; \quad (2)$$

$\bar{\omega}_e$ – середня кутова швидкість колінчастого валу при усталеному русі;

i_y – число циліндрів ДВЗ;

k_1 – коефіцієнт нерівномірності крутного моменту [7],

$$k_1 = 0,08 + \frac{14,44}{i_y} \quad [5]; \quad (3)$$

A_M – амплітуда коливань індикаторного крутного моменту,

$$A_M = \bar{M}_i \frac{k_1}{2}. \quad (4)$$

В роботі [5] визначено, що коливання крутного моменту двигуна супроводжуються коливаннями величин кругових деформацій валів, що супроводжуються появою відбитих хвиль коливань. Останні викликають додаткові втрати енергії, що характеризуються циклових пружним ККД трансмісії [5]

$$\left(\eta_{np}^{ypr}\right)_{цикл} = 1 - \frac{A_M \left(1 - \frac{A_M}{2M_{сop}}\right)}{I_{np} \cdot \bar{\omega}_{ex} \cdot \omega_M \pi \left(\frac{k^2}{\omega_M^2} - 1\right)}, \quad (5)$$

де $M_{сop}$ – момент опору обертання колінчастого валу, $M_{сop} = \bar{M}_i$;

$\bar{\omega}_{ax}$ – кутова швидкість вхідного валу трансмісії, $\bar{\omega}_{ax} = \bar{\omega}_e$;

k – кругова частота вільних (власних) коливань вхідного валу трансмісії,

$$k = \sqrt{\frac{C_{np}}{I_{np}}}; \quad (6)$$

C_{np} ; I_{np} – наведені до вхідного валу жорсткість і момент інерції трансмісії.

Рівняння (5) з урахуванням співвідношень (2-4) може бути представлено у вигляді

$$\left(\eta_{np}^{yup}\right)_{цикл} = 1 - \frac{\bar{M}_i}{I_{np}} \frac{(0,006i_{cy} + 1,126)\left(1 - \frac{3,68}{i_{cy}}\right)}{k^2 - \omega_M^2}. \quad (7)$$

Аналіз виразу (7) був виконаний в роботі [5]. Було визначено, що при $i_{cy} < 3,68$ ($i_{cy} = 3,68$ – умовне число циліндрів) вібростійкість моторно-трансмісійної установки буде забезпечена при $\omega_M > k$, тобто при роботі в зарезонансній зоні коливань. При $i_{cy} > 3,68$ вібростійкість моторно-трансмісійної установки буде забезпечена при $\omega_M < k$, тобто – в дорезонансній зоні коливань. Таким чином, при $i_{cy} < 4$ необхідно забезпечувати роботу моторно-трансмісійної установки в зарезонансній зоні, а при $i_{cy} \geq 4$ – в дорезонансній зоні. Це створює проблеми при створенні сімейства тракторних самохідних шасі з $N_{emax} = 26\text{кВт}$ і $N_{emax} = 50\text{кВт}$ (N_{emax} – максимальна ефективна потужність ДВС), оскільки в першому випадку

використовується трициліндровий двигун, а в другому - чотирициліндровий двигун.

Вираз (7) для моторно-трансмісійних установок з $i_{\psi} = 3$ і $i_{\psi} = 4$ прийме наступний вигляд, відповідно

$$(\eta_{mp}^{yup})_{цикл3} = 1 - \frac{\bar{N}_{i3}}{I_{np3} \cdot \bar{\omega}_{e3}} \cdot \frac{(0,006 \cdot 3,0 + 1,126) \left(\frac{3,68}{3,0} - 1\right)}{\frac{\bar{\omega}_{e3}^2}{4} \cdot 3,0^2 - k^2}; \quad (8)$$

$$(\eta_{mp}^{yup})_{цикл4} = 1 - \frac{\bar{N}_{i4}}{I_{np4} \cdot \bar{\omega}_{e4}} \cdot \frac{(0,006 \cdot 4,0 + 1,126) \left(1 - \frac{3,68}{4}\right)}{k^2 - \frac{\bar{\omega}_{e4}^2}{4} \cdot 4,0^2}; \quad (9)$$

За умови $(\eta_{mp}^{yup})_{цикл3} = (\eta_{mp}^{yup})_{цикл4} = (\eta_{mp}^{yup})_{цикл}$ отримаємо

$$\frac{\bar{N}_{i4}}{\bar{\omega}_{e4}} \cdot \frac{0,092}{C_{np} - 4\bar{\omega}_{e4}^2 I_{np4}} = \frac{\bar{N}_{i3}}{\bar{\omega}_{e3}} \cdot \frac{0,259}{0,25\bar{\omega}_{e3}^2 I_{np3} - C_{np}}. \quad (10)$$

З рівняння (10) визначаємо необхідне значення наведеної жорсткості C_{np} , що забезпечує вібростійкість моторно-трансмісійних установок з $i_{\psi} = 3$ і $i_{\psi} = 4$ і єдиної трансмісією. Як уже зазначалося, забезпечення міцності трансмісії є необхідною умовою для проведення оцінки вібростійкості розглянутих об'єктів. Таким чином

$$C_{np} = 4\bar{\omega}_{e4}^2 I_{np4} \frac{1 + 0,5 \frac{\bar{N}_{i4}}{\bar{N}_{i3}} \cdot \frac{\bar{\omega}_{e3}^3}{\bar{\omega}_{e4}^3} \cdot \frac{I_{np3}}{I_{np4}}}{1 + 0,355 \frac{\bar{N}_{i4}}{\bar{N}_{i3}} \cdot \frac{\bar{\omega}_{e3}^3}{\bar{\omega}_{e4}^3}} \quad (11)$$

Якщо зробити припущення те, що

$$\frac{\bar{N}_{i4}}{\bar{N}_{i3}} = \frac{\bar{N}_{e\max 4}}{\bar{N}_{e\max 3}}; \quad (12)$$

$$\frac{I_{np3}}{I_{np4}} = \frac{m_3}{m_4}, \quad (13)$$

то вираз (11) набуде вигляду

$$C_{np} = 4\bar{\omega}_{e4}^2 I_{np4} \frac{1 + 0,5 \frac{\bar{N}_{e\max 4}}{\bar{N}_{e\max 3}} \cdot \left(\frac{\bar{\omega}_{e3}}{\bar{\omega}_{e4}}\right) \cdot \frac{m_3}{m_4}}{1 + 0,355 \frac{\bar{N}_{e\max 4}}{\bar{N}_{e\max 3}} \cdot \left(\frac{\bar{\omega}_{e3}}{\bar{\omega}_{e4}}\right)^3}, \quad (14)$$

де $\bar{N}_{e\max 4}; \bar{N}_{e\max 3}$ – середні значення максимальної ефективної потужності, відповідно 4-х і 3-х циліндровим двигуном.

При допущенні того, що $I_{np3} = I_{np4} = I_{np}$ вираз (11) може бути перетворено з урахуванням співвідношення (6)

$$k = 2\bar{\omega}_{e4} \sqrt{\frac{1 + 0,5 \frac{\bar{N}_{e\max 4}}{\bar{N}_{e\max 3}} \left(\frac{\bar{\omega}_{e3}}{\bar{\omega}_{e4}}\right)^3}{1 + 0,355 \frac{\bar{N}_{e\max 4}}{\bar{N}_{e\max 3}} \left(\frac{\bar{\omega}_{e3}}{\bar{\omega}_{e4}}\right)^3}}}. \quad (15)$$

Для проектованого сімейства тракторних самохідних шасі обрано такі параметри:

$$\bar{N}_{e\max 3} = 26 \text{кВт}; \bar{N}_{e\max 4} = 50 \text{кВт}; \bar{\omega}_{e3} = 314 \text{с}^{-1}; \bar{\omega}_{e4} = 188,4 \text{с}^{-1}.$$

Відповідно, у відповідності з виразом (2)

$$\bar{\omega}_{M_3} = \frac{314}{2} \cdot 3 = 471 c^{-1};$$

$$\bar{\omega}_{M_4} = \frac{188,4}{2} \cdot 4 = 376,8 c^{-1}.$$

Після підстановки розрахункових параметрів в рівняння (15) отримаємо $k = 431,3 c^{-1}$.

Аналізуючи отриманий результат можна зробити наступні висновки:

- для моторно-трансмісійної установки з $N_{emax} = 26 \text{кВт}$ і $\bar{\omega}_{M_3} = 471 c^{-1}$ отримане значення $k < \bar{\omega}_{M_3}$, що свідчить про дорезонансну зону коливань;

- для моторно-трансмісійної установки з $\bar{N}_{emax} = 50 \text{кВт}$ і $\bar{\omega}_{M_4} = 376,8 c^{-1}$ отримані значення $k < \bar{\omega}_{M_4}$, що відповідає дорезонансній зоні коливань.

ВИСНОВКИ

1. Запропонована методика дозволила визначити для єдиної трансмісії сімейства тракторних самохідних шасі з двигунами, які мають різні потужності і число циліндрів, раціональну кругову частоту власних (вільних) коливань.
2. Для тракторного самохідного шасі з двигуном потужністю 50 кВт (4 циліндри) і тракторного самохідного шасі з двигуном потужністю 26кВт (3 циліндра) раціональна кругова частота власних (вільних) коливань повинна складати 431,3 с⁻¹. При указаному значення кругової частоти власних (вільних) коливань моторно-трансмісійна установка при $N_{emax} = 26\text{кВт}$ буде працювати в зарезонансній зоні, а при $N_{emax} = 50\text{кВт}$ – в дорезонансній, що забезпечує їх вібростійкість.
3. Розвитком результатів, отриманих в цьому дослідженні, буде забезпечення оптимального значення кругової частоти власних (вільних) коливань при проектуванні єдиної трансмісії сімейства тракторних самохідних шасі.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Вейц В. Л. Динамика машинных агрегатов / В. Л. Вейц, – М. – Л.: Машиностроение, 1969, – 370с.
2. Комаров М. С. Динамика механизмов и машин / М. С. Комаров, –М.: Машиностроение, 1969. – 296с.
3. Вейц В. Л. Динамика машинных агрегатов с двигателями внутреннего сгорания / В. Л. Вейц, А. Е. Кочура, – Л.: Машиностроение. Ленинградское отделение, 1976. – 384с.
4. Кожевников С. Н. Динамика машин с упругими звеньями / С. Н. Кожевников. Монография. –К.: Издательство АН УССР, 1961, – 160с.
5. Подригало Н. М. Концепция обеспечения эффективности и контроля функциональной стабильности моторно-трансмиссионных установок транспортно-тяговых средств: дис... д-ра наук: 05.22.20 / Подригало Н. М. – Харьков, 2016 – 408с.
6. Подригало М. А. Дослідження буксування ведучих коліс трактора при русі по деформованій опорній поверхні / М. А. Подригало, Є. М. Гецовия, М. П. Артьомов, М. П. Холодов // Вісник Сумського національного аграрного університету. Науковий журнал. – Вип. 1 (35), 2019, – с.13-18.
7. Колчин А. И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей / А. И. Колчин, В. П. Демидов. – М.: Высшая школа, 1971, –344 с.
8. Попык К. Т. Динамика автомобильных и тракторных двигателей / К. Г. Попык. – М.: Высшая школа, 1970, –328 с.