

ОБҐРУНТУВАННЯ ДІАГНОСТИЧНОГО ПАРАМЕТРА З УРАХУВАННЯМ УМОВ РОБОТИ ТРАНСМІСІЇ І ЗНОШЕННЯ ДЕТАЛЕЙ

Мостовий О.В., магістрант

(Державний біотехнологічний університет)

При русі трактора в трансмісії виникають прискорення, які навантажують всю силову передачу інерційним моментом, величина якого залежить, головним, чином від моменту інерції маси трактора, причепа і прискорення руху, в результаті наявних зазорів в з'єднаннях трансмісії виникають удари між деталями.

При зносі деталей сумарний зазор в трансмісії збільшується (рис. 1) і, відповідно збільшується сила удару, яка при певній величині окружного зазору може привести до пробуксовки фрикціону ведучого валу коробки передач і викривлення дисків [1,2].

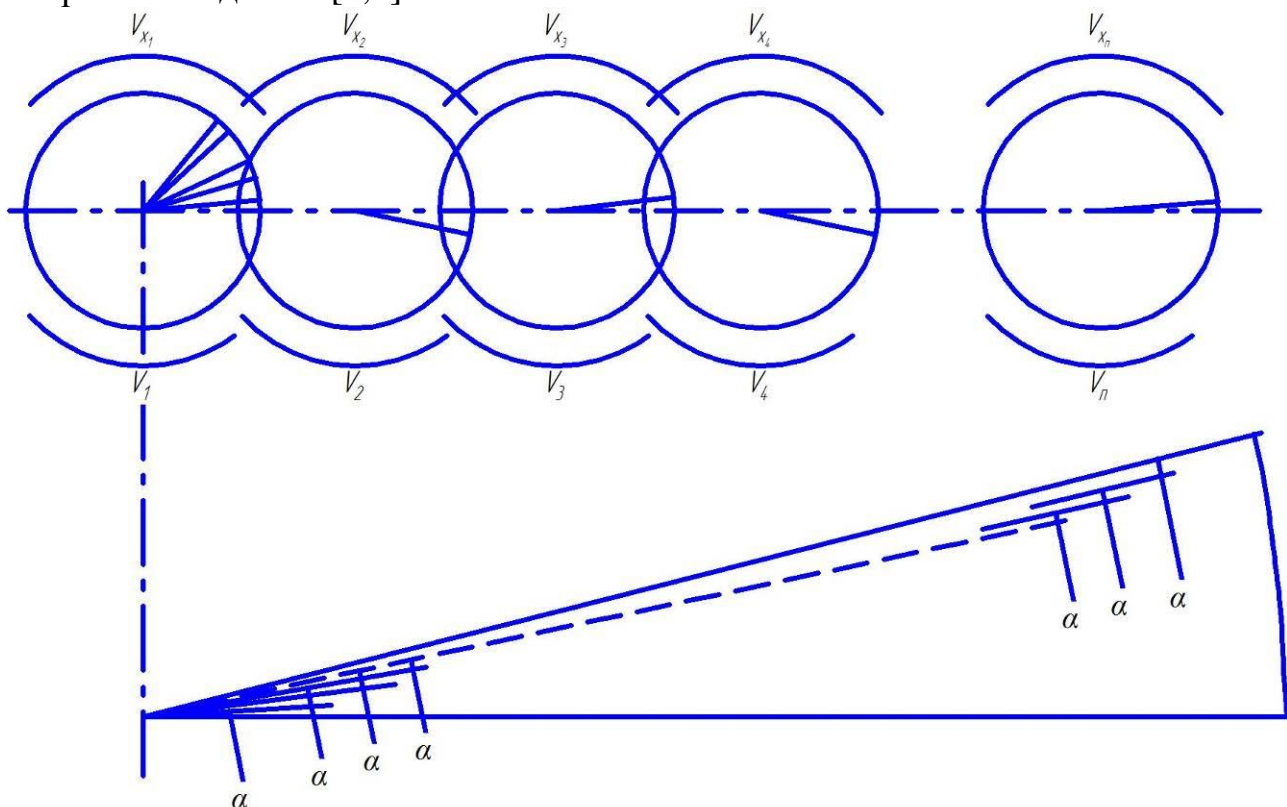


Рисунок 1 – Схема розмірного ланцюга окружного зазору

Величина окружного зазору в трансмісії, при якій ударні навантаження призводять до пробуксовки фрикційної муфти ведучого валу, є граничною.

Якщо i -а ланка розмірного ланцюга, в даному випадку окружний зазор, змінюється зі швидкістю v_1 , то після періоду експлуатації t розмір ланки визначається виразом:

$$A_n = A_i + \int_0^t v_i dt, \quad (1)$$

де A – розмір ланки на момент збірки, тобто окружний зазор після збирання.

Середній розмір замикаючої ланки розрахункового ланцюга зі зміненими ланками до моменту часу експлуатації t можна виразити:

$$A_{c\Delta} \pm \alpha_{\Delta} \frac{T_{\Delta}}{2} = f \left[A_{1c} \pm \alpha_1 \frac{T_1}{2} \pm \int_0^t v_1 dt \right] \dots \dots \dots \left[A_n \pm \alpha_n \frac{T_n}{2} \pm \int_0^t v_n dt \right] \dots \dots \dots \left[A_{m+n} \pm \alpha_{m+n} \frac{T_{m+n}}{2} \pm \int_0^t v_{m+n} dt \right], \quad (2)$$

а допуск замикаючої ланки при некорельованих ланках

$$T_{\Delta i} = \frac{1}{\lambda_{\Delta}} \sqrt{\sum_{i=1}^{m+n} \xi_i^2 \left(\lambda_i^2 T_i^2 + 4 \int_0^t \int_0^t K_{cr}(t, t') dt dt' \right)} = \frac{1}{\lambda_{\Delta}} \sqrt{T_{\Delta}^2 + 4 \sum_{i=1}^{m+n} \xi_i^2 \int_0^t \int_0^t K_{cr}(t, t') dt dt'}, \quad (3)$$

де $\alpha_{\Delta i}$ і $\lambda_{\Delta t}$ – коефіцієнти відповідно відносного зміщення і відносного розсіювання розмірів замикаючої ланки, рівні для багатоланкових $\alpha_{\Delta} = 0$ і $\lambda_{\Delta} = \frac{1}{3}$ (при $\omega = T_i$ і $E_c = E_m$).

Звідси випливає, що з часом $A_{\Delta c}$ змінюється, а допуск (після розсіювання) замикаючої ланки збільшується. Отже, це збільшення необхідно враховувати для забезпечення заданої довговічності роботи трансмісії, прогнозування ремонтних і профілактичних робіт.

Для спрощення розрахунків випадкову функцію зміни ланки можна апроксимувати елементарною випадковою функцією і уявити зміну розміру i -ї ланки у вигляді:

$$A_{it} = A_i \pm v_{io} \varphi_i(t), \quad (4)$$

де v_{io} – випадкова величина, яка не залежить від часу; (для неї відомі: середнє значення (математичне очікування) $\overline{v_{io}}$ (може бути визначено експериментальним шляхом, допуск (після розсіювання) T_i ; коефіцієнт відносності розсіювання λ_{vt} , $\varphi_i(t)$ – невідповідна функція часу.

Тоді середній розмір і допуск замикаючої ланки до моменту експлуатації

$$A_{c\Delta t} \pm \alpha_{\Delta t} \frac{T_{\Delta t}}{2} = f \left[\left(A_{1c} \pm \alpha_1 \frac{T_1}{2} \pm \overline{v_{io}} \varphi_1(t) \right) \dots \left(A_{io} \pm \alpha_i \frac{T_i}{2} \pm \overline{v_{io}} \varphi_i(t) \right) \dots \dots \dots \left(A_{m+n} \pm \alpha_{m+n} \frac{T_{m+n}}{2} \pm \overline{v_{m+n}} \varphi_{m+n}(t) \right) \right], \quad (5)$$

$$T_{\Delta t} = \frac{1}{\lambda_{\Delta t}} \sqrt{\sum_{i=1}^{m+n} \xi_i^2 \left(\lambda_i^2 T_i^2 + \varphi_i^2(t) \lambda_{vt}^2 T_{vt}^2 \right)} = \frac{1}{\lambda_{\Delta t}} \sqrt{T_{\Delta}^2 + \sum_{i=1}^{m+n} \xi_i^2 \varphi_i^2(t) \lambda_{vt}^2 T_{vt}^2}, \quad (6)$$

Коефіцієнти $\alpha_{\Delta t}$ і $\lambda_{\Delta t}$ приймаються такими, як це зазначено в формулах (3) і (4), коефіцієнт $\lambda_{\Delta t}$ (приймається за експериментальними даними і залежить від характеру розподілу (нормальний і т.п.). Розглянемо залежність граничної величини окружного зазору в трансмісії від наступних конструктивних параметрів і експлуатаційних умов трактора: тягового зусилля на гаку, радіуса

кочення ведучого колеса; розрахункового крутного моменту фрикційної муфти; передавального відношення трансмісії; габаритів карданної передачі; жорсткості пружної муфти, зносу деталей з'єднань.

При наявності зазору в трансмісії і при різкій зміні швидкості руху трактора порушується контакт. Спряженим деталям представляється можливість повертатись відносно одна одної. Новий контакт забезпечується певним ударом, робота якого може бути виражена формулою:

$$A = \frac{I(\omega_1 - \omega_2)^2}{2} = \frac{I \left(\frac{\alpha_1}{t} - \frac{\alpha_2}{t} \right)^2}{2} = \frac{I \cdot \alpha^2}{2t^2} = \frac{1}{2} M_k \cdot \varphi, \quad (7)$$

де I – приведені до піввісі моменти інерції рухомих мас трактора з причепом, кгм²; ω_1 – кутова швидкість колеса, рад/с; ω_2 – кутова швидкість маховика, рад/с; $(\omega_1 - \omega_2)$ – швидкість колеса щодо швидкості маховика, рад/с; α – кут повороту колеса щодо маховика за рахунок сумарного зазору в трансмісії, (рис. 1); M_k – розрахунковий крутний момент фрикціону, Нм; φ – кут закручування валів при деформації, град.

$$\alpha = \sqrt{\frac{t^2 \cdot M_k \cdot \varphi}{I}}, \quad (8)$$

Момент інерції I трактора з причепом, наведений до піввісі ведучого моста, визначається з умови рівності сил:

$$\frac{I \cdot \omega_k^2}{2} = \frac{G_T \cdot V^2}{2g}, \text{ при } I = \frac{1,1G_T \cdot r_k^2}{g \cdot i_k^2}, \quad (9)$$

де G_T – маса трактора з причепом, кН; V – швидкість трактора, м; g – швидкість сили тяжіння, м/с; ω_k – кутова швидкість колінчастого валу; r_k – радіус кочення ведучого колеса, м; i_k – передаточне число кінцевої передачі; 1,1 – коефіцієнт, який враховує момент інерції частин трактора, що обертаються.

Величина окружного зазору в трансмісії, при якій можлива пробуксовка фрикціону ведучого валу гідромеханічної коробки передач, визначається:

$$\alpha = \left[\sqrt{\frac{t \cdot M_k \cdot \varphi \cdot q \cdot i_k^2}{1,1 \cdot G_T \cdot r_k^2}} \right] \cdot \frac{180}{\pi}, \quad (10)$$

Список літератури

2. Експлуатація та сервіс техніки. Частина I. Трактори. Навчальний посібник. / С.О. Харченко, О.В. Адамчук, О.І. Анікеев, К.Г. Сировицький, Є.А.Гаєк, І.С. Тіщенко, Д.О. Харченко. За ред. С.О. Харченка. – Х.: ТОВ «Планета-Прінт», 2020. - 140 с.

3. Анікеев О.І. Моделювання структури комплексів машин у рослинництві / О.І. Анікеев, К.Г. Сировицький, Г.С. Михалевич, А.О. Бойко // Матеріали Міжнародної науково-практичної конференції «Молодь і технічний прогрес в АПВ». – 2020.- С. 132-134.