

УДК 621.825

Б.М. Гевко, Р.О. Любачівський, А.Є. Дячун

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

ДИНАМІЧНА МОДЕЛЬ ПРИВОДУ ГВИНТОВОГО ЗМІШУВАЧА ВІБРАЦІЙНОГО

Представлено двох масову динамічну модель приводу гвинтового змішувача вібраційного, на основі якої представлено диференціальні рівняння руху, які розв'язані аналітичним та числовим методом.

Ключові слова: *гвинтовий змішувач, динамічна модель, муфта.*

Постановка проблеми. Робота більшості транспортуючих та змішувачих пристроїв зазвичай супроводжується певними динамічними навантаженнями, які частково спричиняються неточністю монтажу ланок кінематичного ланцюга певного механізму. Тому для зменшення цих навантажень пропонується використовувати різного роду пружні з'єднувальні муфти. Крім цього зовнішні навантаження на робочі елементи змішувачів носять не постійний характер, що призводить до зростання динамічних навантажень на елементи змішувача, які можуть привести до виходу з ладу конструктивних частин змішувачів.

Аналіз останніх досліджень. У роботах [3] та [4] представлено двох масові та трьох масові динамічні моделі гвинтових конвеєрів і змішувачів, проведено аналіз складових елементів диференціальних рівнянь. Проте не враховано змінні пульсуючі зовнішні навантаження, що виникають у вібраційних гвинтових змішувачах.

Мета досліджень. Дослідити динамічні навантаження. Що виникають в конструктивних елементах гвинтового змішувача вібраційного.

Основна частина. Для встановлення оптимальних конструктивних параметрів елементів приводу гвинтового змішувача (рис.1) та режиму його функціонування необхідно провести розрахунок динамічних навантажень, а саме максимального динамічного моменту, що сприймається приводом.

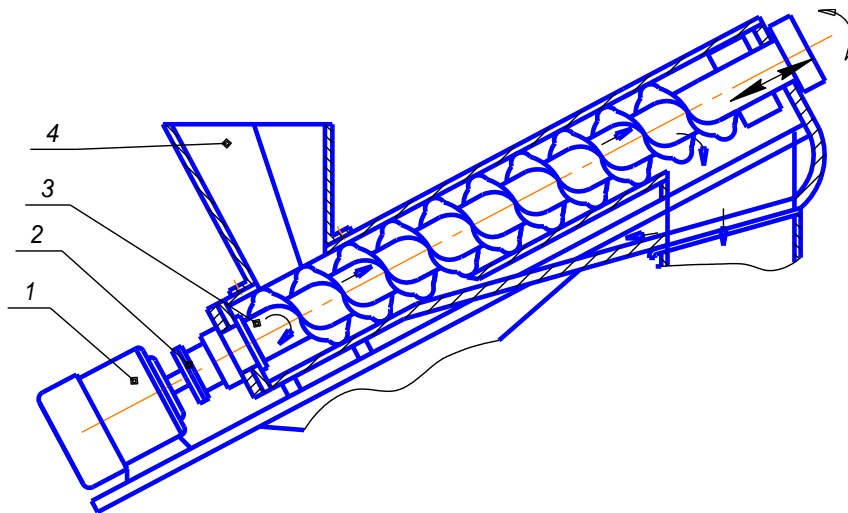


Рис.1. Схема приводу гвинтового змішувача вібраційного: 1 – двигун, 2 – вібраційна муфта; 3 – робочий орган; 4 - бункер

Для спрощення дослідження реальні механізми доцільно замінити двохмасовою динамічною моделлю, яка б відображала процес функціонування приводу в умовах наближених до реальних. Схема розрахункової динамічної моделі показана на рис.2.

Зведення мас було проведене за умови рівності енергій коливань розподіленої та дискретної моделей. При цьому вважалось, що податливість всіх ланок кінематичного ланцюга, які передають крутильний момент, настільки мала, що нею можна знехтувати. Також доцільно врахувати демпфуючий момент, що виникає внаслідок внутрішнього та зовнішнього тертя.

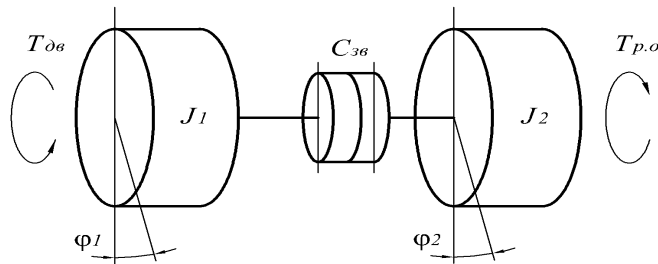


Рис.2 . Розрахункова двохмасова динамічна модель приводу вібраційного

Згідно попередньо заданих умов рівняння динаміки даної моделі можна записати наступним чином [1]:

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\varphi}_1 = T_{дв} - f \dot{\varphi}_1 - C_{зв}(\varphi_1 - \varphi_2) \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 = T_{р.о} + C_{зв}(\varphi_1 - \varphi_2) - f \dot{\varphi}_2 \end{cases} \quad (1)$$

де J_1, J_2 - моменти інерції приводу та робочого органу;
 φ_1, φ_2 - кути повороту ведучої та веденої півмуфти;
 $C_{зв}$ - зведена жорсткість муфти;
 f - коефіцієнт, що враховує дію демпфуючого моменту;
 $T_{дв}$ - момент двигуна (приводу), що діє на ведучу півмуфту;
 $T_{р.о}$ - момент, що діє на ведену півмуфту зі сторони робочого органу.
 Динамічний момент можна визначити по наступній залежності

$$T = \varphi C_{зв}, \quad (2)$$

де φ - повний кут закручування муфти, $\varphi = \varphi_1 - \varphi_2$.

Шляхом подальших математичних дій зведемо систему рівнянь до одного диференціального рівняння відносно змінної φ :

$$J_1 J_2 \ddot{\varphi} + (J_1 f + J_2 f) \dot{\varphi} + C_{зв} \varphi = J_2 T_{дв} - J_1 T_{р.о} \quad (3)$$

Для розв'язку диференціального рівняння (3) запишемо характеристичне рівняння, корені якого дають частоти коливань двохмасової системи. Для зручності розрахунку замість значення похідної введемо змінну k та проведемо відповідні математичні перетворення. Внаслідок цього характеристичне рівняння набуде наступного вигляду:

$$\frac{J_2}{J_1 J_2} k^2 + f k + C_{зв} = 0 \quad (4)$$

Зазвичай при незначному демпфуванні дискримінант є від'ємним і розв'язок даного квадратного рівняння буде мати комплексні корені. Проте при великому коефіцієнті демпфування вони стають дійсними. Оскільки метою даного дослідження є функціонування приводу при навантаженнях наближених до критичних, то доцільно розглянути випадок з комплексними коренями. Відповідно

$$k = \frac{-f \pm \sqrt{f^2 - 4 C_{зв} J_1 J_2}}{2 J_1 J_2} \quad (5)$$

ввівши відповідні заміни приведемо рівність (5) до наступного вигляду:

$$k_{1,2} = n \pm i\nu, \tag{6}$$

де $n = \frac{J_1 + J_2}{2J_2}$ - коефіцієнт згасання динамічного навантаження;

$$\nu = \frac{(J_1 + J_2) \sqrt{\frac{4C_{36}J_2}{J_1 J_2} - f}}{2J_2} \text{ - частота власних коливань муфти.}$$

Загальний розв'язок диференціального рівняння (3) для комплексних коренів з врахуванням часткового розв'язку та його похідна по часу приймуть наступний вигляд

$$M(t) = A e^{k_1 t} + B e^{k_2 t} + C e^{-\nu t} \cos(\omega t) + D e^{-\nu t} \sin(\omega t), \tag{7}$$

$$\dot{M}(t) = A k_1 e^{k_1 t} + B k_2 e^{k_2 t} - \nu C e^{-\nu t} \cos(\omega t) - \omega C e^{-\nu t} \sin(\omega t) - \nu D e^{-\nu t} \sin(\omega t) + \omega D e^{-\nu t} \cos(\omega t), \tag{8}$$

де А, В – сталі інтегрування, які визначаються із початкових умов. Оскільки податливість всіх ланок кінематичного ланцюга, що передають крутильний момент, настільки мала, що нею можна знехтувати, то існує в реальних системах попереднє навантаження приводить до закручування муфти на деякий кут. Початкові умови в даному випадку будуть наступними

$$\varphi(0) = \frac{T_{p.o}}{C_{36}}; \quad \dot{\varphi}(0) = 0. \tag{9}$$

Після підстановки початкових умов у рівності (7), (8) та відповідних перетворень, отримаємо наступні значення сталих інтегрування:

$$A = \frac{f(T_{p.o} - T_{os})}{2C_{36}\nu J_1} \tag{10}$$

$$B = \frac{J_2(T_{p.o} - T_{os})}{C_{36}(J_1 + J_2)}$$

Максимальне зусилля у пружному елементі виникне у момент часу, коли похідна динамічного моменту буде рівна нулю:

$$\dot{M}(t) = 0, \tag{11}$$

і оскільки згідно (8) $\nu A + nB = 0$, то час виникнення максимального навантаження буде рівний

$$t_{\max} = \frac{\pi}{2\nu}. \tag{12}$$

Після підстановки значення часу максимуму у рівність (7) отримаємо розрахункову формулу для визначення максимального динамічного моменту, дії якого зазнають елементи приводу конвеєра:

$$T_{\max} = \frac{C_{36} \nu (T_{p.o} - T_{os})}{2} \left(\frac{J_1 + J_2}{J_1} \right) e^{-\nu t_{\max}} \cos(\omega t_{\max}) + \frac{J_2 (T_{p.o} - T_{os})}{C_{36} (J_1 + J_2)} e^{-\nu t_{\max}} \cos(\omega t_{\max}), \tag{13}$$

Момент, що діє на ведену півмуфту зі сторони робочого органу носить змінний характер і його можна представити двома етапами: 1 – поступове зростання моменту по мірі постування матеріалу у змішувач, 2 – формування стабільного моменту змішування без наявності вібромфти або коливання моменту змішування відносно умовно постійної величини при наявності вібромфти.

Умовно стабільний момент, що діє на ведену пів муфту можна представити наступним чином:

$$T_{\text{ст}} = n R^2 \alpha \varphi, \tag{14}$$

де n – кількість витків шнека;

R – радіус шнека, до якого прикладена рівнодійна сил опору;

F_z, F_ϕ - постійні сили опору, що діють на один виток шнека з боку матеріалу в напрямку його переміщення та у напрямку обертання шнека і залежать від коефіцієнта тертя матеріалу об шнек і корпус;

α - кут підйому витка шнека.

Залежність зростання моменту, що діє на ведену пів муфту зі сторони робочого органу в часі під час завантаження представимо функцією:

$$T_{p2}(t) = \frac{T_{p21}}{t_b} t, \quad (15)$$

де t_b – час протягом, якого проходить завантаження;

Використовуючи рівняння (2), момент, що діє на ведену пів муфту зі сторони робочого органу представимо залежністю:

$$T_{p2}(t) = \frac{T_{p21}}{t_b} t + T_{p.o3} \sin(\omega_1 t) \quad (16)$$

де $T_{p.o3}$ – амплітуда коливань моменту, що діє на ведену пів муфту зі сторони робочого органу від дії вібромуфти;

$\omega_1 t$ – частота коливань моменту.

Зміну сили різання $P_{y1}(t)$ та $P_{z2}(t)$ у часі t представлено на рисунку 3.

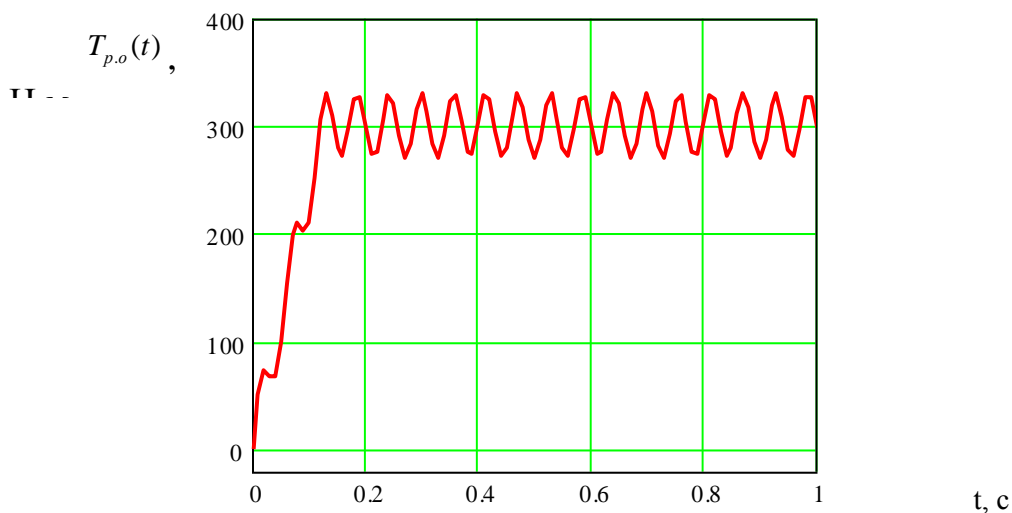


Рис. 3. Графік зміни моменту, що діє на ведену пів муфту зі сторони робочого органу від дії вібромуфти

Для наглядного аналізу впливу параметрів системи на максимальний динамічний момент, було проведено обчислення залежності (13) в діапазоні певних числових значень зовнішніх навантажень та моментів інерції двигуна та робочого органу, і жорсткості муфти при відсутності вібраційної дії муфти. По отриманих даних були побудовані графічні залежності, які наведені на рис. 4.

Розв'язок системи нелінійних диференціальних рівнянь (1) з початковими умовами (9) із врахуванням рівняння (16), а отже і дії вібромуфти доцільно провести на комп'ютері із застосуванням стандартної підпрограми чисельного методу Рунге-Кутта. Результати розрахунків представлено на рисунку 5.

Висновки. Згідно проведеного аналізу було встановлено, що для зменшення динамічних навантажень необхідно зменшити жорсткість муфти та пусковий момент двигуна. Збільшення жорсткості спричиняє підвищену навантажувальну здатність муфти, але приводить до пониження її еластичності та податливості, а це викликає додаткове навантаження на складові елементи приводу. Позитивний вплив на зменшення динамічних навантажень також мають збільшення ведучої та, відповідно, зменшення веденої мас. А наявність демпфування зменшує амплітуду навантаження за рахунок втрат енергії.

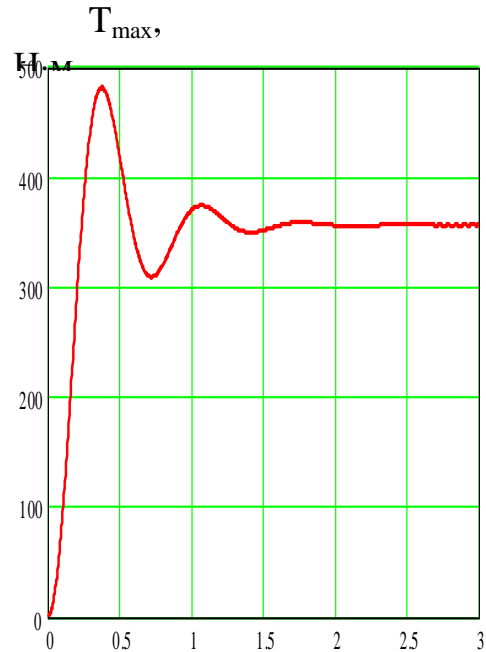
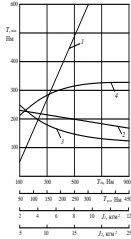


Рис. 4. Залежність динамічного моменту від параметрів системи: 1 - моменту двигуна; 2 - моменту робочого органу; 3 - ведучої маси; 4 - гвинтового вібраційного змішувача у часі веденої маси

1. Ряховский О.А. Справочник по муфтам / О. А. Ряховский, С. С. Иванов - Л. : Политехника, 1991. – 384 с.

2. Малащенко В.О. Муфти приводів. Конструкції та приклади розрахунку. Навчальний посібник / Малащенко В.О. - Львів: Видавництво Національного університету «Львівська політехніка», 2006. – 196 с.

3. Гевко І.Б. Гвинтові транспортно-технологічні механізми: розрахунок і конструювання / І.Б. Гевко – Тернопіль: ТДТУ імені Івана Пулюя, 2008. – 307 с.

4. Гевко Б. М. Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин / Б. М. Гевко, Р. М. Рогатынский. – Львов : Вища школа, 1989. – 176 с.