

УДК 677.055

**ЗНИЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ
В ПРИВОДІ КРУГЛОВ'ЯЗАЛЬНОЇ МАШИНИ**

Г.П. РОСІНСЬКА, Б.Ф. ПІПА

Київський національний університет технологій та дизайну

Представлено результати досліджень по зниженню динамічних навантажень, що виникають в приводі під час пуску круглов'язальної машини. Запропоновано метод знаходження динамічних навантажень в приводі круглов'язальних машин типу КО. Приведено приклад розрахунку максимальних пускових динамічних навантажень в приводі круглов'язальної машини КО-2. Запропоновано конструктивне рішення удосконалення привода круглов'язальної машини, здатне суттєво знизити динамічні навантаження

Круглов'язальні машини посідають одне із ведучих місць серед технологічного обладнання трикотажних підприємств легкої промисловості [1, 2]. Недосконалість наукових основ та інженерних методів проектування механізмів круглов'язальних машин, зокрема динамічних розрахунків, знижує ефективність їх використання.

Тому і надалі в трикотажному машинобудуванні залишається актуальним питання подальшого удосконалення методу динамічного дослідження круглов'язальних машин з метою зниження максимальних навантажень, що виникають під час нестационарних режимів їх роботи.

Об'єкти та методи дослідження

Об'єктом досліджень обрано динамічні процеси, що відбуваються в приводах круглов'язальних машин під час пуску. При вирішенні задач, поставлених у даній роботі, були використані сучасні методи теоретичних досліджень, що базуються на теорії проектування в'язальних машин та теорії динаміки механічних систем з пружними в'язями.

Постановка завдання

Враховуючи доцільність підвищення ефективності роботи круглов'язальних машин шляхом зниження пускових динамічних навантажень, стаття присвячена удосконаленню методу знаходження динамічних навантажень, що виникають в приводі круглов'язальних машин під час пуску, та проблемі їх зниження.

Результати та їх обговорення

Аналіз сучасних конструкцій круглов'язальних машин [2] показує, що з метою дослідження динамічних процесів, які відбуваються в приводі під час пуску, реальну конструкцію машини доцільно замінити двомасовою динамічною моделлю (рис. 1).

При виборі параметрів динамічної моделі привода круглов'язальної машини слід враховувати рекомендації робіт [3–7], присвячених дослідженням динамічних процесів в механічних системах з пружними в'язями. При цьому реальні параметри круглов'язальної машини слід приводити до одного із валів привода.

Як відомо [4, 6] пуск двомасової механічної системи відбувається в два етапи. Перший етап пуску характеризується рухом першої маси системи (рис. 1, б) і продовжується від 0 до τ_1 , поки момент в пружній в'язі C_{12} досягне величини T_2 . І починається другий, остаточний етап пуску (рис. 1, а), який

характеризується рухом усіх мас системи і продовжується від τ_1 до часу пуску машини t_{II} .



Рис. 1. Двомасова динамічна модель приводу круглов'язальної машини типу КО:

T_1 – пусковий момент електродвигуна (тут і надалі вказані параметри приведені); T_2 – статичний момент привода (сумарний момент сил опору механізмів машини); J_1 – момент інерції ротора електродвигуна з урахуванням моменту інерції ведучого шківa клинопасової передачі; J_2 – сумарний момент інерції обертальних мас механізмів машини; C_{12} – жорсткість пасів клинопасової передачі

Рівняння руху обертальних мас системи для першого етапу пуску мають вигляд:

$$J_1 \ddot{\varphi}_1 + C_{12} \varphi_1 = T_1, \tag{1}$$

де φ_1 – кут повороту ведучої маси.

Розв'язок диференційного рівняння (1) можемо представити у вигляді [4, 6]:

$$T_{12} = A_{12} \cos \beta \cdot t + B_{12} \sin \beta \cdot t + a_{12}, \tag{2}$$

де T_{12} – момент пружних сил, що виникає у в'язі \tilde{N}_{12} ,

$$T_{12} = C_{12} \cdot \varphi_1 ; \tag{3}$$

A, B – постійні диференціювання; β - циклова частота коливань маси J_1 системи,

$$\beta = \sqrt{\frac{C_{12}}{J_1}} ; \tag{4}$$

a_{12} – постійна складова моменту T_{12} , згідно з [4, 6]:

$$a_{12} = T_1 . \tag{5}$$

Враховуючи початкові умови першого етапу пуску системи $T_{(2)0} + 0; \dot{T}_{(2)0} = 0$, знаходимо:

$$A = -T_1; B = 0. \tag{6}$$

Підставивши (5), (6) в (2), знаходимо:

$$T_{12} = T_1 (1 - \cos \beta \cdot t) . \tag{7}$$

З рівняння (7) знаходимо тривалість першого етапу пуску системи (початок другого етапу пуску) τ_1 , враховуючи, що другий етап пуску розпочинається при умові $T_{12} = T_2$:

$$\tau_1 = \frac{1}{\beta} \arccos \left(1 - \frac{T_2}{T_1} \right). \tag{8}$$

Переходимо до другого етапу пуску системи, який починається при початкових умовах ($t = 0$):

$$T_{(2)0} = T_2; \dot{T}_{(2)0} = T_1 \beta \cdot \sin \beta \cdot \tau_1. \tag{9}$$

Рівняння руху мас системи під час другого етапу пуску мають вигляд [4, 5]:

$$J_1 \ddot{\varphi}_1 = T - T_{12};$$

$$J_2 \ddot{\varphi}_2 = T_{12} - T_2. \quad (10)$$

Підставивши параметри $\ddot{\varphi}_1, \ddot{\varphi}_2$, знайдені із (9), в рівняння $\ddot{T}_{12} = C_{12}(\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2)$ знаходимо:

$$\ddot{T}_{12} = \frac{C_{12}}{J_2} \left[T_1 \frac{J_2}{J_1} + T_2 - \left(1 + \frac{J_2}{J_1} \right) T_{12} \right]. \quad (11)$$

Розв'язок диференційного рівняння (10) можемо представити у вигляді, наведеному раніше. Але для другого етапу пуску параметри рівняння (2) знаходяться, враховуючи початкові умови та рекомендації [6], наступним чином:

$$A_{12} = T_2 - T_1; \quad B_{12} = \frac{\dot{T}_{12}}{\beta_1}; \quad a = \frac{T_1 J_2 + T_2 J_1}{J_1 + J_2}; \quad \beta_1 = \sqrt{\frac{C_{12}(J_1 + J_2)}{2J_1 J_2}}. \quad (12)$$

Тоді, аналізуючи рівняння (2) та враховуючи рекомендації щодо складання коливань моментів сил пружності однакової частоти [6], приходимо до висновку, що максимальна величина моменту T_{12} буде дорівнювати:

$$T_{12max} = D + a = \sqrt{\dot{A}_{12}^2 + \hat{A}_{12}^2} + a, \quad (13)$$

де D – сумарна амплітуда коливань моментів сил пружності.

Коефіцієнт динамічних перевантажень пружної в'язі привода знаходиться із умови:

$$K = \frac{T_{12max}}{T_2}. \quad (14)$$

Використовуючи одержані результати, знайдемо максимальну величину моменту, що виникає в приводі під час пуску круглов'язальної машини КО-2. За вихідні дані (приведені до веденого валу клинопасової передачі), використовуючи технічні параметри круглов'язальної машини КО-2, [8], приймаємо: $T_1 = 52,7$ Нм; $T_2 = 24$ Нм; $J_1 = 0,029$ кгм²; $J_2 = 0,079$ кгм²; $C_{12} = 2477,7$ Нм/рад.

Використовуючи рівняння (4), (8), (9), (12), (13), знаходимо: $\dot{\varphi}_{12max} = 92,45 \dot{\text{і}}$.

При цьому коефіцієнт динамічного перевантаження пружної в'язі \tilde{N}_{12} (14) становить: $K = 3,85$.

Як видно із наведеного, на величину динамічних навантажень в приводі круглов'язальної машини суттєво впливає пусковий момент електродвигуна. Таким чином для зниження динамічних навантажень, що виникають в приводі круглов'язальної машини під час пуску, доцільно зменшувати величину пускового моменту електродвигуна. В якості одного із технічних рішень цієї проблеми автори пропонують конструкцію привода, схема якого представлена на рис. 2.

Привід містить електродвигун 1, встановлений на опорах 2 кочення, механічні передачі 3 і гальмо 4. До корпусу 5 електродвигуна 1 жорстко прикріплений важіль 6, що опирається на важіль 7 гальма 4. До важеля 7 кріпиться пружина 8. Опори 2 кочення встановлені на валу 9 електродвигуна. Привід круглов'язальної машини працює таким чином. При вмиканні електродвигуна 1 його реактивний пусковий момент прагне повернути корпус 5 електродвигуна. При цьому важіль 6, тиснучи на важіль 7 гальма 4, створює гальмівний момент на валу електродвигуна, зменшуючи тим самим пусковий момент, переданий круглов'язальній машині в період пуску. Величина гальмівного моменту обмежується моментом, створеним пружиною 8 розтягу, зусилля тиску якої на важіль 7 може регулюватися і дотримується в межах заданої умови на всьому протязі часу пуску електродвигуна. У період

встановленого руху реактивний момент електродвигуна урівноважується моментом пружини 8 і не здійснює гальмування системи.

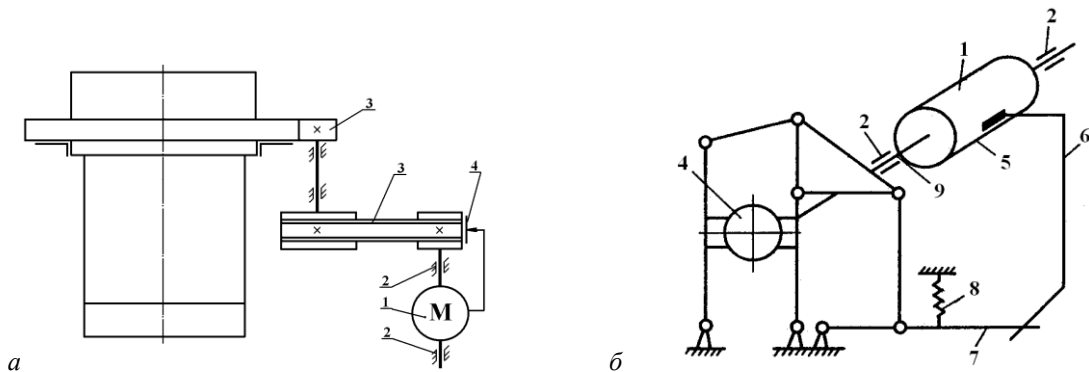


Рис. 2. Привід круглов'язальної машини: а – кінематична схема приводу; б – схема з'єднання електродвигуна з гальмом

Таким чином, запропонована конструкція приводу підвищує надійність і довговічність роботи круглов'язальної машини за рахунок ефективного зниження динамічних навантажень у приводі. Крім того, є можливість забезпечення сталості технічної характеристики пристрою для зниження динамічних навантажень у приводі незалежно від коливань технологічних навантажень у механізмах машини.

Зміна технологічних навантажень, обумовлених зміною режимів роботи круглов'язальної машини, приводить до зміни механічної характеристики електродвигуна, а отже, і до змін його реактивного пускового і гальмівного моментів. При цьому, очевидно, зберігається умова сталості надлишку пускового моменту електродвигуна, що витрачається на пуск машини.

При використанні запропонованої конструкції привода у складі круглов'язальної машини КО-2 при обмеженні пускового моменту до $T_1 = 1,1T_2 = 26,4$ Нм, як показують розрахунки, максимальний момент в пружних ланках привода становить $T_{12max} = 48,36$ Нм, тобто знижується в 1,91 рази.

Висновки

Аналізуючи результати досліджень, можемо зробити наступні висновки:

- запропонований метод динамічного аналізу привода круглов'язальної машини дозволяє оперативно вирішувати питання знаходження динамічних навантажень, що виникають в приводі під час пуску круглов'язальної машини;
- найбільш ефективним засобом зниження динамічних навантажень в приводі круглов'язальної машин є зниження пускового моменту електродвигуна;
- запропонована конструкція привода круглов'язальної машини з засобом зниження пускового моменту електродвигуна, виконана у вигляді гальма, та встановлення електродвигуна на поворотних опорах призводить до зниження динамічних навантажень в приводі майже в 2 рази.

ЛІТЕРАТУРА

1. Гарбарук В.Н. Проектирование трикотажных машин. – Л.: Машиностроение, 1980. – 472 с.
2. Пипа Б.Ф., Хомяк О.М., Марченко А.І. Приводи круглов'язальних машин (нові розробки та

- элементы расчета). – К: КНУТД, 2007. – 400 с.
3. Голубенцев А.Н. Динамика переходных процессов в машинах со многими массами. – М.: Машгиз, 1959. – 306 с.
 4. Кожевников С.Н. Динамика машин с упругими звеньями. – К.: Изд-во АН УССР, 1961. – 190 с.
 5. Кожевников С.Н. Динамика нестационарных процессов в машинах. – К.: Наукова думка, 1986. – 288 с.
 6. Піпа Б.Ф., Хомяк О.М., Павленко Г.І. Динаміка круглов'язальних машин. – К: КНУТД, 2005. – 294 с.
 7. Сердюк В.П. Расчет приводов машин легкой промышленности. – К.: Техніка, 1978. – 232 с.
 8. Машины кругловязальные типа КО-2. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. – Черновцы. 1992. – 86 с.