

$$l = \frac{40}{\sin 10,103^\circ} = 228 \text{ мм.}$$

Аналізуючи результати досліджень, можемо зробити наступні висновки:

- працездатність та ефективність роботи механізму відтяжки полотна круглов'язальної машини залежать від раціонально вибраних кінематичних його параметрів;
- запропонований метод кінематичного аналізу механізму відтяжки полотна може бути використаний як при удосконаленні діючих, так і при проектуванні нових більш ефективних конструкцій круглов'язальних машин.

Література

1. Мильченко И. С. Основы проектирования трикотажных машин / Мильченко И. С. – М. : Ростехиздат, 1962. – 226 с.
2. Гарбарук В. Н. Проектирование трикотажных машин / Гарбарук В. Н. – Л. : Машиностроение, 1980. – 472 с.
3. Мойсеєнко Ф. А. Проектування в'язальних машин / Мойсеєнко Ф. А. – Харків : Основа, 1994. – 336 с.
4. Піпа Б. Ф. Механізми відтяжки та накатування полотна круглов'язальних машин / Піпа Б. Ф., Хомяк О. М., Олійник О. Ю. – К. : КНУТД, 2009. – 234 с.
5. Машины кругловязальные типа КО-2. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. – Черновцы, 1992. – 86 с.
6. Писаренко Г. С. Справочник по сопротивлению материалов / Писаренко Г. С., Яковлев А. П., Матвеев В. В. – К. : Наукова думка, 1975. – 704 с.
7. Далидович А. С. Основы теории вязания / Далидович А. С. – М. : Легкая индустрия, 1970. – 432 с.
8. Крассий Г. Г. Справочник трикотажника / Крассий Г. Г. – К. : Техніка, 1975. – 320 с.
9. Хомяк О. Н. Повышение эффективности работы вязальных машин / О. Н. Хомяк, Б. Ф. Піпа. – М. : Легпромбытиздат, 1990. – 208 с.

Надійшла 20.8.2011 р.

УДК 677.055

В.В. ЧАБАН

Київський національний університет технологій та дизайну

ДИНАМІКА ПРИВОДУ ОСНОВОВ'ЯЗАЛЬНОЇ МАШИНИ ТИПУ ОВ

Розглянуто динаміку приводу основов'язальних машин типу ОВ. Встановлено залежність параметрів приводу на динамічні навантаження, що виникають під час пуску основов'язальної машини. Приведено приклад розрахунку динамічних навантажень в приводі основов'язальної машини ОВ-7.

The mechanism kinematics knurl cloths circular knitter with a front frictional variator is considered. The mechanism design knurl cloths circular knitter, providing constant speed and the moment knurl cloths is offered. The engineering method of a choice of working parameters of such mechanism is resulted.

Ключові слова: основов'язальна машина, привід основов'язальної машини, динамічні навантаження в приводі, пуск основов'язальної машини.

Вступ

Аналіз показує що відомі конструкції приводів основов'язальних машин мають ряд недоліків, основним із яких є відсутність ефективного засобу зниження динамічних навантажень, які виникають під час пуску, що негативно впливає на продуктивність основов'язальної машини та на якість трикотажного полотна [1, 2]. Тому в трикотажному машинобудуванні все ще залишається актуальним питання подальшого удосконалення методів розрахунку приводу основов'язальних машин, зокрема методу динамічного розрахунку, з метою удосконалення конструкції приводу.

Об'єктом досліджень обрано привід основов'язальної машини та метод динамічного його розрахунку. При вирішенні задач, поставлених у даній роботі, були використані сучасні методи теоретичних досліджень, що базуються на теорії проектування в'язальних машин та на наукових основах динаміки механічних систем з пружними в'язями.

Враховуючи доцільність підвищення ефективності основов'язальних машин шляхом підвищення надійності та довговічності роботи приводу, стаття присвячена дослідженням динамічних процесів, що виникають в приводі основов'язальних машин під час пуску..

Основний розділ

Аналіз сучасних конструкцій основов'язальних машин 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 приводу основов'язальної машини слід враховувати рекомендації робіт [3-7], присвяченим дослідженням динамічних процесів в механічних системах з пружними в'язями. При цьому параметри необхідно приводити до одного із валів механічної системи (для основов'язальної машини доцільно її параметри привести до головного валу).

Для нашого випадку (двомасова динамічна модель приводу) пуск основов'язальної машини відбувається в два етапи.

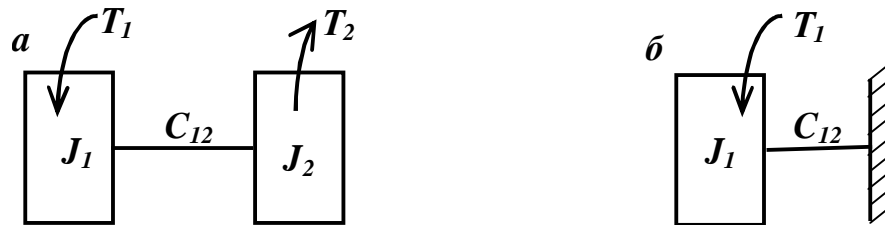


Рис. 1. Двомасова динамічна модель приводу основов'язальної машини типу ОВ:
 T_1 – пусковий момент електродвигуна (всі параметри приведені); T_2 – сумарний момент сил опору механізмів машини;
 J_1 – момент інерції ротора електродвигуна з урахуванням моменту інерції обертальних мас варіатора та ведучого шківів
 клинопасової передачі; J_2 – сумарний момент інерції обертальних мас механізмів машини;
 C_{12} – жорсткість пружних ланок механізмів машини

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 . З цього часу починається другий, остаточний етап пуску (рис. 1, а), який характеризується рухом усіх двох мас системи. Він продовжується від τ_1 до t_n (t_n – час пуску машини).

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]:

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

де T_{12} – момент пружних сил, що виникає у в'язі C_{12} ,

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

A, B – постійні диференціювання;

b – циклова частота коливань маси J_1 системи,

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

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

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

Враховуючи початкові умови першого етапу пуску системи $T_{(12)0} + 0; \dot{\varphi}_{(12)0} = 0$, знаходимо:

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

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

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

З рівняння (7) знаходимо тривалість першого етапу пуску системи (початок другого етапу пуску) t_1 , враховуючи, що другий етап пуску розпочинається при умові $T_{12} = T_2$:

$$t_1 = \frac{1}{b} \arccos \left(1 - \frac{T_2}{T_1} \right). \tag{8}$$

Переходимо до другого етапу пуску системи, який починається при початкових умовах: при $t = 0$ $T_{(12)0} = T_2; \dot{\varphi}_{(12)0} = T_1 b \cdot \sin b \cdot t_1$.

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

$$\begin{aligned} J_1 \ddot{\varphi}_1 &= T - T_{12}; \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 &= T_{12} - T_2. \end{aligned} \tag{9}$$

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

$$\mathcal{T}_{12} = \frac{C_{12}}{J_2} \left[T_1 \frac{J_2}{J_1} + T_2 - \left(1 + \frac{J_2}{J_1} \right) T_{12} \right]. \quad (10)$$

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:

$$A_{12} = T_2 - T_1; \quad B_{12} = \frac{\mathcal{T}_{(12)0}}{b_1}; \quad a = \frac{T_1 J_2 + T_2 J_1}{J_1 + J_2}; \quad b_1 = \sqrt{\frac{C_{12}(J_1 + J_2)}{2J_1 J_2}}. \quad (11)$$

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:

$$T_{12\max} = D + a = \sqrt{A_{12}^2 + B_{12}^2} + a, \quad (12)$$

де D – сумарна амплітуда коливань моментів сил пружності.

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

$$K = \frac{T_{12\max}}{T_2}. \quad (13)$$

Використовуючи одержані результати, знайдемо максимальну величину моменту, що виникає в приводі під час пуску основов'язальної машини ОВ-7. За вихідні дані (приведені до головного валу машини) приймаємо [7]:

$$T_1 = 136,56 \text{ Нм}; \quad T_2 = 63,3 \text{ Нм}; \quad J_1 = 0,31 \text{ кгм}^2; \quad J_2 = 0,037 \text{ кгм}^2; \quad C_{12} = 4320 \text{ Нм/рад.}$$

Із рівняння (4) знаходимо циклову частоту коливань маси J_1 системи:

$$b = \sqrt{\frac{4320}{0,31}} = 118 \text{ с}^{-1}.$$

Час закінчення першого етапу пуску машини, згідно з (8) дорівнює:

$$t_1 = \frac{1}{118} \arccos \left(1 - \frac{63,3}{136,56} \right) = 8,513 \cdot 10^{-3} \text{ с.}$$

Використовуючи початкові умови другого етапу пуску, знаходимо:

$$\mathcal{T}_{(12)0} = 136,56 \cdot 118 \cdot \sin 118 \cdot 8,513 \cdot 10^{-3} = 13598,9 \text{ Нм/с.}$$

Із рівнянь (11) знаходимо:

$$a = \frac{136,56 \cdot 0,073 + 63,3 \cdot 0,31}{0,31 + 0,073} = 72,26 \text{ Нм}; \quad b_1 = \sqrt{\frac{4320(0,31 + 0,073)}{2 \cdot 0,31 \cdot 0,073}} = 191,2 \text{ с}^{-1}.$$

Використовуючи залежність (11) та одержані результати, знаходимо:

$$A_{12} = 63,3 - 136,56 = -73,26 \text{ Нм};$$

$$B_{12} = \frac{13598,9}{191,2} = 71,12 \text{ Нм}.$$

Підставивши одержані результати в рівняння (12), остаточно знаходимо:

$$T_{12\max} = \sqrt{(-73,26)^2 + 71,12^2} + 77,26 = 179,36 \text{ Нм}.$$

При цьому коефіцієнт динамічного перевантаження пружної в'язі C_{12} становить:

$$K = \frac{T_{12\max}}{T_2} = \frac{179,36}{63,3} = 2,83.$$

Висновки

Аналізуючи результати досліджень, можемо зробити наступні висновки:

- запропонований метод динамічного аналізу привода основов'язальної машини та алгоритм розрахунку максимальних динамічних навантажень в його пружних в'язях дозволяють оперативно вирішувати питання знаходження динамічних навантажень, що виникають під час пуску основов'язальної машини;
- результати досліджень можуть бути використані для розв'язання питання вибору оптимальних параметрів основов'язальної машини з метою ефективного зниження динамічних навантажень, що виникають в період нестационарних режимів її роботи.

Література

1. Мойсеєнко Ф. А. Проектування в'язальних машин / Мойсеєнко Ф. А. – Харків: Основа, 1994. – 336 с.

2. Каценеленбоген А. М., Верховинина Л.Д. Устройство, работа и обслуживание основовязальных машин / А. М. Каценеленбоген, Л. Д. Верховинина. – М. : Легкая и пищевая промышленность, 1982. – 304 с.
3. Голубенцев А. Н. Динамика переходных процессов в машинах со многими массами / Голубенцев А. Н. – М. : Машгиз, 1959. – 306 с.
4. Кожевников С. Н. Динамика машин с упругими звеньями / Кожевников С. Н. – К. : Изд-во АН УССР, 1961. – 190 с.
5. Кожевников С. Н. Динамика нестационарных процессов в машинах / Кожевников С. Н. – К. : Наукова думка, 1986. – 288 с.
6. Піпа Б. Ф. Динаміка круглов'язальних машин / Піпа Б. Ф., Хомяк О. М., Павленко Г. І. – К. : КНУТД, 2005. – 294 с.
7. Сердюк В. П. Расчет приводов машин легкой промышленности / Сердюк В. П. – К. : Техніка, 1978. – 232 с.

Надійшла 6.7.2011 р.

УДК 677.055

О.Ю. ОЛІЙНИК, В.В. ЧАБАН, Б.Ф. ППА
Київський національний університет технологій та дизайну

КІНЕМАТИКА МЕХАНІЗМУ НАКАТУВАННЯ ПОЛОТНА КРУГЛОВ'ЯЗАЛЬНОЇ МАШИНИ З ЛОБОВИМ ФРИКЦІЙНИМ ВАРІАТОРОМ

Розглянуто кінематику механізму накатування полотна круглов'язальної машини з лобовим фрикційним варіатором. Запропоновано конструкцію механізму накатування полотна круглов'язальної машини, що забезпечує постійні швидкість та момент накатування полотна. Наведено інженерний метод вибору робочих параметрів такого механізму.

The mechanism kinematics knurl cloths circular knitter with a front frictional variator is considered. The mechanism design knurl cloths circular knitter, providing constant speed and the moment knurl cloths is offered. The engineering method of a choice of working parameters of such mechanism is resulted.

Ключові слова: круглов'язальна машина, механізм накатування полотна, кінематика механізму накатування полотна, лобовий фрикційний варіатор, трикотажне полотно.

Вступ

Аналіз показує що відомі конструкції механізмів накатування полотна круглов'язальних машин мають ряд недоліків, основним із яких є неможливість забезпечення стабільності швидкості та моменту накатування полотна в рулон, що негативно впливає на якість трикотажного полотна [1, 2]. Тому в трикотажному машинобудуванні все ще залишається актуальним питання подальшого удосконалення механізмів накатування полотна круглов'язальних машин.

Об'єктом досліджень обрано механізм накатування полотна круглов'язальної машини в рулон. При вирішенні задач, поставлених у даній роботі, були використані сучасні методи теоретичних досліджень, що базуються на теорії проектування в'язальних машин, теорії деталей машин та на наукових основах теоретичної механіки.

Враховуючи доцільність підвищення ефективності роботи круглов'язальних машин шляхом стабілізації зусилля та моменту накатування полотна в рулон, стаття присвячена дослідженням кінематики та розробці нового типу механізмів накатування полотна з лобовим фрикційним варіатором в приводі.

Основний розділ

Схема запропонованого авторами механізму накатування полотна круглов'язальної машини з лобовим фрикційним варіатором [3] представлена на рис. 1.

Принцип роботи механізму накатування полотна такий. При вмиканні круглов'язальної машини механізм накатування полотна починає обертатися. При цьому ланцюг ланцюгової передачі 6 обертається навколо нерухомої ведучої зірочки 7, передаючи обертальний рух веденій зірочці 8 та валу 9, на якому вона закріплена. Обертальний рух вала 9 передається ролику 10, на якому він закріплений. Сила тертя, що виникає в зоні притиску пружиною 12 диска 11 до ролика 10, приводить в обертальний рух диск 11 та товарний валик 1, на якому він встановлений (диск 11 встановлено з можливістю осьового переміщення відносно товарного валика 1). Обертання товарного валика 1 зумовлює накатку на нього полотна 3 в рулон 2. По мірі збільшення діаметра рулону 2 товарний валик 1 разом з опорами – повзунами 4 піднімається в вертикальних направляючих 5 над опорним валиком 13. При цьому диск 11 також переміщується відносно ролика 10, змінюючи автоматично передаточне число лобового фрикційного варіатора, що призводить до зміни частоти обертання товарного валика 1 з рулоном 2. Наявність лобового фрикційного варіатора дозволяє автоматично змінювати частоту обертання рулону 2 таким чином, що швидкість накатування полотна залишається сталою.