

УДК 677.055

Б.Ф. ПІПА, В.Г. ЗДОРЕНКО, А.І. МАРЧЕНКО

Київський національний університет технологій та дизайну

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

*Представлено результати досліджень впливу конструктивних параметрів привода круглов'язальної машини на динамічні навантаження, що виникають в його елементах під час пуску. Запропонована нова конструкція привода, при якій пуск машини здійснюється з попередньо напруженими в'язями привода, що забезпечує зниження динамічних навантажень.*

**Ключові слова:** круглов'язальна машина, привід, пружні в'язі, динамічні навантаження, довговічність привода.

Специфікою роботи круглов'язальних машин є значні динамічні навантаження, що виникають в приводі при несталому режимі роботи (пуск, гальмування), величина яких в 3 та більше разів перевищує сталі навантаження [1, 2]. Дослідження показують, що зниженню динамічних навантажень в механізмах круглов'язальних машин в значній мірі сприяє удосконалення конструкції привода [3]. При цьому на величину динамічних навантажень впливають не тільки пусковий момент електродвигуна, а і конструктивні параметри привода (жорсткість пружних в'язей, моменти інерції обертальних мас та ін.). Тому і надалі залишається актуальним питання удосконалення приводів круглов'язальних машин, що сприяє зниженню динамічних навантажень.

**Об'єкт та методи дослідження**

Об'єктом досліджень обрано привід круглов'язальної машини та метод вибору його раціональних параметрів, що призводить до зниження динамічних пускових навантажень. При вирішенні задач, поставлених у даній роботі, були використані сучасні методи теоретичних досліджень, що базуються на теорії динаміки механічних систем та теорії пружності.

**Постановка завдання**

Враховуючи доцільність підвищення ефективності роботи круглов'язальних машин шляхом зниження динамічних навантажень, стаття присвячена аналізу впливу конструкції привода круглов'язальної машини на величину динамічних навантажень, що виникають під час пуску машини, та розробці рекомендацій щодо удосконалення приводів круглов'язальних машин.

**Результати і їх обговорення**

З метою зниження пускових динамічних навантажень автори пропонують нову конструкцію привода круглов'язальної машини, який відрізняється тим, що додатково обладнаний мотор-редуктором та обгінною муфтою, за допомогою якої мотор-редуктор з'єднаний з електродвигуном (рис. 1).

Принцип роботи привода такий. Спочатку вмикається мотор-редуктор 10 (схема керування пуском машини виконана таким чином, що спочатку вмикається мотор-редуктор 10, а потім через деякий час, зумовлений попереднім напруження пружних в'язей привода та початком обертання його мас, вмикається електродвигун). Обертальний рух вала мотор-редуктора 10 за допомогою обгінної муфти 11 передається валу електродвигуна 1. Після того як обертальні маси привода та інших механізмів машини приходять в сталий рух, вмикається електродвигун 1. При вмиканні електродвигуна 1 мотор-редуктор 10 за допомогою обгінної муфти 11 автоматично відключається від привода як такий, що непотрібний для подальшої роботи круглов'язальної машини. Обертальний рух вала електродвигуна 1 за допомогою

шестерні 2 передається нижньому зубчастому колесу 8 механізму товароприйому 9 і далі шляхом зубчастого зачеплення з нижньою циліндричною шестернею 5 вертикальному приводному валу 3 та жорстко закріпленій на ньому верхній циліндричній шестерні 4. Обертальний рух верхньої циліндричної шестерні 4 передається верхньому зубчастому колесу 6 та механізму в'язання 7, жорстко з'єднаному з ним, що необхідно для роботи круглов'язальної машини – в'язання трикотажного полотна.

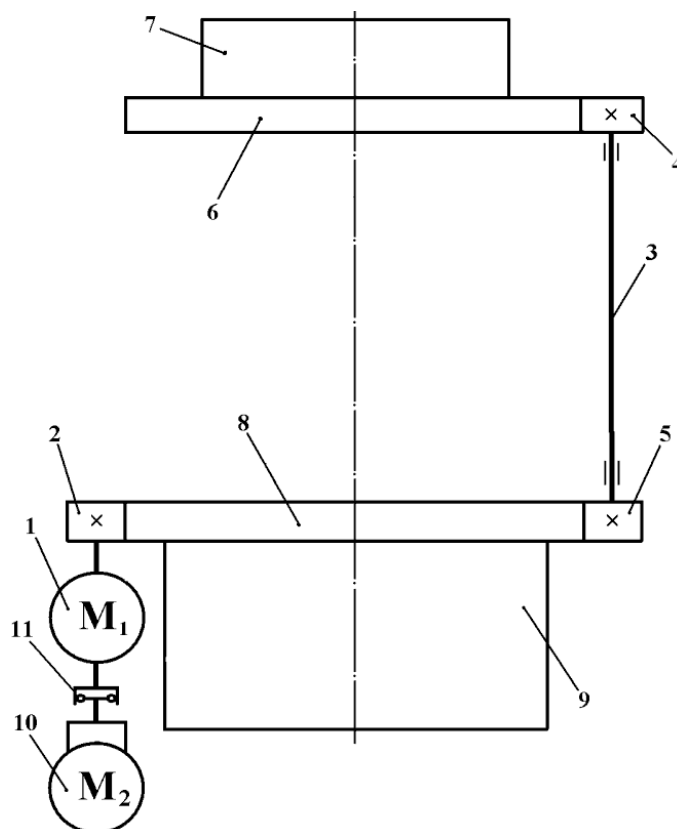


Рис. 1. Кінематична схема модернізованого привода круглов'язальної машини типу КО:  
1 – електродвигун; 2 – шестерня; 3 – вертикальний приводний вал; 4, 5 – верхня та нижня циліндричні шестерні; 6 – верхнє зубчасте колесо; 7 – механізм в'язання; 8 – нижнє зубчасте колесо; 9 – механізм товароприйому; 10 – мотор-редуктор; 11 – обгінна муфта

Таким чином, пуск круглов'язальної машини спочатку від мотор-редуктора забезпечує попереднє (перед остаточним пуском машини від електродвигуна) напруження пружних в'язей привода, що знижує пускові динамічні навантаження в приводі і, таким чином, призводить до підвищення надійності та довговічності роботи привода і круглов'язальної машини в цілому.

Проаналізуємо вплив запропонованого (надалі – модернізованого приводу) на зниження динамічних навантажень, що виникають під час пуску круглов'язальної машини.

Аналіз відомих конструкцій приводів круглов'язальних машин [3, 4] показує, що при динамічному аналізі їх роботи практично всі круглов'язальні машини можуть бути представлені у вигляді тримасової динамічної моделі з першою ведучою масою. При цьому пуск тримасової системи здійснюється у три етапи [1, 5]. Рівняння руху обертальних мас системи мають вигляд:

– для першого етапу пуску:

$$J_1 \ddot{\phi}_1 = T_1 - T_{12}; \quad (1)$$

– для другого етапу пуску:

$$J_1\ddot{\phi}_1 = T_1 - T_{12}; \quad J_2\ddot{\phi}_2 = T_{12} - T_{23} - T_2; \quad (2)$$

– для третього етапу пуску:

$$J_1\ddot{\phi}_1 = T_1 - T_{12}; \quad J_2\ddot{\phi}_2 = T_{12} - T_{23} - T_2; \quad J_3\ddot{\phi}_3 = T_{23} - T_3, \quad (3)$$

де  $T_1$  – пусковий момент електродвигуна (тут і надалі параметри приведені до валу електродвигуна);  
 $T_2, T_3$  – моменти сил опору відповідно механізмів товароприйому і в'язання;  $T_{12}, T_{23}$  – моменти сил пружності відповідно в першій ( $C_{12}$ ) та другій ( $C_{23}$ ) в'язках системи,  $T_{12} = C_{12} \phi_1 - \phi_2$ ;  $T_{23} = C_{23} \phi_2 - \phi_3$ ;  $C_{12}$  – жорсткість пасів клинопасової передачі;  $C_{23}$  – жорсткість вертикального приводного вала;  $J_1$  – момент інерції ротора електродвигуна з урахуванням моменту інерції ведучого шківів клинопасової передачі;  $J_2, J_3$  – моменти інерції обертових мас відповідно механізмів товароприйому і в'язання  $\phi_1, \phi_2, \phi_3$  – кути повороту відповідних мас системи  $J_1, J_2, J_3$ .

Розв'язання рівнянь (1)...(3) для знаходження моментів сил пружності, що виникають в в'язках машини під час пуску, здійснюється з використанням відомих методів [1, 5].

При цьому доцільно прийняти такий алгоритм.

1. Знаходимо час пуску першої маси системи  $\tau_1$ , використовуючи рівняння (1) та початкові умови пуску машини (при  $t = 0$ ,  $T_{12\ 0} = C_{12}\phi_1$ ,  $\dot{T}_{12\ 0} = 0$ ):

$$\tau_1 = \sqrt{\frac{J_1}{C_{12}}} \arccos\left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right). \quad (4)$$

2. Знаходимо початкові умови другого етапу пуску:

$$T_{12\ 0} = T_2; \quad \dot{T}_{12\ 0} = T_1 \sqrt{\frac{C_{12}}{J_1}} \sin\left(\sqrt{\frac{C_{12}}{J_1}} \tau_1\right). \quad (5)$$

3. Знаходимо постійні складові моментів сил пружності, що діють в період другого етапу пуску:

$$a_{12} = T_1; \quad a_{23} = T_1 - T_2. \quad (6)$$

4. Знаходимо циклові частоти коливань мас системи в період другого етапу пуску:

$$\beta_{1,2}^2 = \frac{C_{12} J_1 + J_2 + C_{23} J_1 \pm \sqrt{[C_{12} C_1 + C_2 + C_{23} J_1]^2 - 4C_{12} C_{23} J_1 J_2}}{2J_1 J_2}. \quad (7)$$

5. Знаходимо постійні інтегрування рівнянь руху мас системи в період другого етапу пуску:

$$A_{12\ 1} = \frac{T_1 - T_2 \left(\Delta_{12} - \frac{C_{12}}{J_2}\right)}{\beta_1^2 - \beta_2^2}; \quad A_{12\ 2} = \frac{T_2 - T_1 \left(\frac{C_{12}}{J_2} - \Delta_{11}\right)}{\beta_1^2 - \beta_2^2}, \quad (8)$$

де 
$$\Delta_{11} = C_{12} \frac{J_1 + J_2}{J_1 J_2} - \beta_1^2; \quad \Delta_{12} = C_{12} \frac{J_1 + J_2}{J_1 J_2} - \beta_2^2; \quad (9)$$

$$A_{23\ 1} = A_{12\ 1} \frac{J_2 \Delta_{11}}{C_{12}}; \quad A_{23\ 2} = A_{12\ 2} \frac{J_2 \Delta_{12}}{C_{12}}; \quad (10)$$

$$B_{12\ 1} = \frac{\Delta_{12} \dot{T}_{12}}{\beta_1 \beta_1^2 - \beta_2^2}; \quad B_{12\ 2} = \frac{-\Delta_{11} \dot{T}_{12}}{\beta_2 \beta_1^2 - \beta_2^2}; \quad (11)$$

$$B_{231} = B_{121} \frac{J_2 \Delta_{11}}{C_{12}}; \quad B_{232} = B_{122} \frac{J_2 \Delta_{12}}{C_{12}}. \quad (12)$$

6. Знаходимо час закінчення другого етапу пуску (початок третього етапу)  $\tau_2$ , враховуючи умову  $T_{23} = T_3$  і використовуючи рівняння:

$$T_{23} = A_{231} \cos \beta_1 \tau_2 + A_{232} \cos \beta_2 \tau_2 + B_{231} \sin \beta_1 \tau_2 + B_{232} \sin \beta_2 \tau_2 + a_{23}. \quad (13)$$

7. Знаходимо початкові умови для заключного третього етапу пуску системи:

$$\begin{aligned} T_{120} &= A_{121} \cos \beta_1 \tau_2 + A_{122} \cos \beta_2 \tau_2 + B_{121} \sin \beta_1 \tau_2 + B_{122} \sin \beta_2 \tau_2 + a_{12}; \\ T_{230} &= T_3; \\ \dot{T}_{120} &= -\beta_1 A_{121} \sin \beta_1 \tau_2 - \beta_2 A_{122} \sin \beta_2 \tau_2 + \beta_1 B_{121} \cos \beta_1 \tau_2 + \beta_2 B_{122} \cos \beta_2 \tau_2; \\ \dot{T}_{230} &= -\beta_1 A_{231} \sin \beta_1 \tau_2 - \beta_2 A_{232} \sin \beta_2 \tau_2 + \beta_1 B_{231} \cos \beta_1 \tau_2 + \beta_2 B_{232} \cos \beta_2 \tau_2. \end{aligned} \quad (14)$$

8. Знаходимо постійні складові моментів сил пружності для третього етапу пуску:

$$a_{12} = a_{23} \frac{J_2 + J_3}{J_3} + T_2 - T_3 \frac{J_2}{J_3}; \quad a_{23} = \frac{T_1 - T_2}{J_1 + J_2 + J_3} \frac{J_3 + T_3}{J_3} \frac{J_1 + J_2}{J_3}. \quad (15)$$

9. Знаходимо циклові частоти коливань мас системи в період третього етапу пуску:

$$\beta_{1,2}^2 = K \pm \sqrt{K^2 - \frac{C_{12} C_{23}}{J_1 J_2 J_3} \frac{J_1 + J_2 + J_3}{J_1 J_2 J_3}}, \quad (16)$$

де

$$K = \frac{C_{12}}{2J_1 J_2} \frac{J_1 + J_2}{J_2} + \frac{C_{23}}{2J_2 J_3} \frac{J_2 + J_3}{J_3}. \quad (17)$$

10. Знаходимо постійні інтегрування рівнянь руху мас системи в період третього етапу пуску:

$$A_{121} = \frac{\Delta_{12} T_{120} - a_{12} - \frac{C_{12} T_{230} - a_{23}}{J_2}}{\beta_1^2 - \beta_2^2}; \quad A_{122} = \frac{\frac{C_{12} T_{230} - a_{23}}{J_2} - \Delta_{11} T_{120} - a_{12}}{\beta_1^2 - \beta_2^2}. \quad (18)$$

де параметри  $\Delta_{11}$ ,  $\Delta_{12}$  знаходяться із рівнянь (9) шляхом підстановки в них параметрів  $\beta_1^2$  та  $\beta_2^2$ , знайдених із (16);

$A_{(23)1}$ ,  $A_{(23)2}$  знаходяться із (10) шляхом підстановки відповідних параметрів;

$$B_{121} = \frac{\Delta_{12} \dot{T}_{120} - \frac{C_{12} \dot{T}_{230}}{J_2}}{\beta_1 (\beta_1^2 - \beta_2^2)}; \quad B_{122} = \frac{\frac{C_{12} \dot{T}_{230}}{J_2} - \Delta_{11} \dot{T}_{120}}{\beta_1 (\beta_1^2 - \beta_2^2)}; \quad (19)$$

$B_{(23)1}$ ,  $B_{(23)2}$  знаходяться із (12) шляхом підстановки відповідних параметрів.

11. Знаходимо постійні  $D$ , складаючи коливання однакової частоти:

$$\begin{aligned} D_{121} &= \sqrt{A_{121}^2 + B_{121}^2}; & D_{122} &= \sqrt{A_{122}^2 + B_{122}^2}; \\ D_{231} &= \sqrt{A_{231}^2 + B_{231}^2}; & D_{232} &= \sqrt{A_{232}^2 + B_{232}^2}. \end{aligned} \quad (20)$$

12. Знаходимо максимальну величину динамічних навантажень, що виникають під час пуску машини в пружних в'язях привода:

$$T_{12\max} = D_{121} + D_{122} + a_{12}; \quad T_{23\max} = D_{231} + D_{232} + a_{12}. \quad (21)$$

13. Знаходимо коефіцієнти динамічних перевантажень пружних в'язей привода:

$$K_{12} = \frac{T_{12max}}{T_2 + T_3}; \quad K_{23} = \frac{T_{23max}}{T_3}. \quad (22)$$

Використовуючи приведені вище алгоритм розрахунку, для круглов'язальної машини КО-2 (вихідні дані, вибрані з урахуванням технічної характеристики круглов'язальної машини КО-2 з діаметром голкового циліндра 450 мм і його лінійною швидкістю 1,1 м/с [4] та результатів досліджень [1]:  $T_1 = 48,6$ ;  $T_2 = 4,4$ ;  $T_3 = 17,7$  Нм;  $J_1 = 0,023$ ;  $J_2 = 0,041$ ;  $J_3 = 0,021$  кгм<sup>2</sup>;  $C_{12} = 1940$ ;  $C_{23} = 3062$  Нм/рад), були одержано наступні результати:  $T_{12max} = 79,86$  Нм;  $T_{23max} = 60,77$  Нм. При цьому динамічні перевантаження пружних в'язей привода становлять:  $K_{12} = 3,61$ ;  $K_{23} = 3,43$ .

В разі модернізації привода (рис. 1) пуск системи одноетапний. Тоді рівняння руху мас системи під час пуску мають вигляд:

$$J_1 \ddot{\phi}_1 = T - T_{12}; \quad J_2 \ddot{\phi}_2 = T_{12} - T_2. \quad (23)$$

Підставивши параметри  $\ddot{\phi}_1, \ddot{\phi}_2$ , знайдені із (23) в рівняння  $\ddot{T}_{12} = C_{12} (\ddot{\phi}_1 - \ddot{\phi}_2)$ , знаходимо:

$$\ddot{T}_{12} = \frac{C_{12}}{J_2} \left[ T_1 \frac{J_2}{J_1} + T_2 - \left( 1 + \frac{J_2}{J_1} \right) T_{12} \right]. \quad (24)$$

Розв'язок диференційного рівняння (24) можемо представити у вигляді [5]:

$$T_{12} = A_{12} \cos \beta \cdot t + B_{12} \sin \beta \cdot t + a_{12}. \quad (25)$$

При цьому параметри рівняння (25) знаходяться згідно з [5] з урахуванням відповідних початкових умов (при  $t = 0$   $T_{120} = T_2$ ;  $\dot{T}_{120} = 0$ ):

$$A_{12} = -T_2 + a; \quad B_{12} = 0; \quad a = \frac{T_1 J_2 + T_2 J_1}{J_1 + J_2}. \quad (26)$$

Аналізуючи (25), (26), приходимо до висновку, що максимальна величина моменту  $T_{12}$  буде дорівнювати:

$$T_{12max} = A_{12} + a = -T_2 + 2 \frac{T_1 J_2 + T_2 J_1}{J_1 + J_2}. \quad (27)$$

Використовуючи одержані результати, знаходимо максимальну величину моменту, що виникає в модернізованому приводі круглов'язальної машини КО-2 під час пуску. За вихідні дані приймаємо [1]:  $T_1 = 48,6$  Н,  $T_2 = 22,1$  Нм,  $J_1 = 0,023$  кгм<sup>2</sup>,  $J_2 = 0,062$  кгм<sup>2</sup>.

Підставивши вихідні дані в рівняння (27), маємо:

$$T_{12max} = 60,7 \text{ Нм}.$$

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

$$K = \frac{T_{12max}}{T_2} = \frac{60,7}{22,1} = 2,75.$$

Таким чином, запропонована модернізація привода круглов'язальної машини КО-2 призводить до зменшення динамічних пускових перевантажень привода в 1,3 рази, що забезпечує підвищення надійності та довговічності його роботи і круглов'язальної машини в цілому.

**Висновки**

Аналіз виконаних досліджень дозволяє зробити наступні висновки:

- конструкція привода круглов'язальної машини в значній мірі впливає на величину динамічних навантажень, що виникають під час пуску машини;
- модернізація привода, що забезпечує одноетапний пуск круглов'язальної машини типу КО призводить до зниження динамічних навантажень в приводі в 1,3 рази;
- одержані результати досліджень дають змогу при проектуванні приводів не тільки круглов'язальних, а і інших типів в'язальних машин вибирати такі параметри привода, які забезпечують ефективне зменшення динамічних навантажень і, відповідно, підвищення надійності та довговічності роботи машин в цілому.

**Список використаної літератури**

1. Піпа Б.Ф., Хомяк О.М., Павленко Г.І. Динаміка круглов'язальних машин. – К: КНУТД, 2005. – 294 с.
2. Піпа Б.Ф., Хомяк О.М., Павленко Г.І. Наукові основи проектування та удосконалення систем гальмування круглов'язальних машин. – К: КНУТД, 2003. – 208 с.
3. Піпа Б.Ф., Хомяк О.М., Марченко А.І. Приводи круглов'язальних машин (нові розробки та елементи розрахунку). – К: КНУТД, 2007. – 400 с.
4. Машины кругловязальные типа КО. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. – Черновцы, 1992. – 86 с.
5. Кожевников С.Н. Динамика машин с упругими звеньями. –К.: Изд-во АН УССР, 1961. –190 с.

Стаття надійшла до редакції / Article received: 20.05.2013

Рецензент: д.т.н., проф., завідувач кафедри МСС КНУТД А.С. Зенкін

**Снижение динамических нагрузок в приводе кругловязальной машины.**

Піпа Б.Ф., Здоренко В.Г., Марченко А.И.

*Киевский национальный университет технологий и дизайна*

Представлены результаты исследований влияния конструктивных параметров привода кругловязальной машины на динамические нагрузки, возникающие в его элементах при пуске. Предложена новая конструкция привода, при котором пуск машины осуществляется с предварительно напряженными связями привода, что обеспечивает снижение динамических нагрузок.

**Ключевые слова:** кругловязальная машина, привод, упругие связи, динамические нагрузки, долговечность привода.

**A decline of the dynamic loading is in the drive of round knitting machine.**

Pipa B., Zdorenko V., Marchenko A.

*Kyiv national university of technologies and design*

The results of researches of influence of structural parameters of drive of round knitting machine are presented on the dynamic loading arising up in his elements at starting. The new construction of drive at that starting of machine comes true with preliminary tense connections of drive offers, that provides the decline of the dynamic loading.

**Keywords:** round knitting machine, drive, resilient connections, dynamic loading, longevity of drive.