

УДК 677.055

ДИНАМІКА ОСНОВОВ'ЯЗАЛЬНОЇ МАШИНИ ТИПУ ОВ

В.В. ЧАБАН, Б.Ф. ПІПА

Київський національний університет технологій та дизайну

Представлено результати досліджень по удосконаленню методу знаходження динамічних навантажень, що виникають під час пуску основов'язальних машин. Запропоновано алгоритм, що дозволяє оперативного знайти максимальну величину динамічних навантажень, що виникають в пружних в'язях механізмів основов'язальної машини під час пуску

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

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

Об'єкт та методи дослідження

Об'єктом досліджень обрано динамічні процеси основов'язальних машин. 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 основов'язальних машин шляхом удосконалення методів їх проектування, стаття присвячена удосконаленню методу знаходження динамічних навантажень, що виникають під час пуску основов'язальних машин.

Результати та їх обговорення

Аналіз сучасних конструкцій основов'язальних машин та рекомендацій [3...7] показує, що з метою дослідження динамічних процесів, які виникають під час їх пуску, реальну конструкцію основов'язальної машини доцільно представити у вигляді динамічної тримасової моделі (рис. 1).

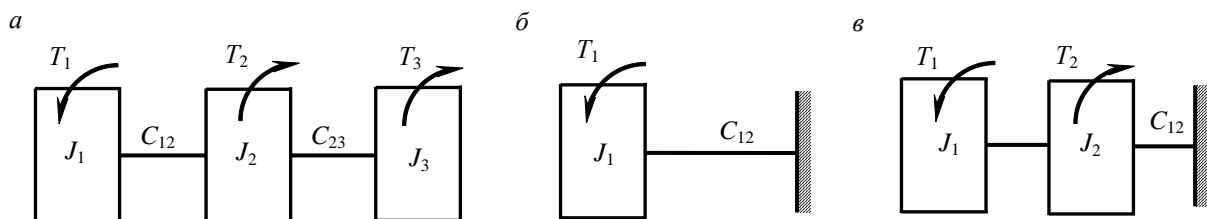


Рис. 1. Динамічна модель основов'язальної машини типу ОВ:

T_1 -- пусковий момент електродвигуна; T_2 – сумарний момент сил опору механізмів подачі навою, відтяжки та накатування полотна, T_3 – сумарний момент сил опору механізмів голочноці, вушковин, платин та пресу; C_{12} – жорсткість пружної ланки варіатора та пасів клинопасової передачі; C_{23} – жорсткість пружних ланок механізмів голочноці, вушковин, платин та пресу; J_1 – момент інерції ротора електродвигуна з урахуванням моменту інерції оберտальних мас варіатора та ведучого шківa клинопасової передачі; J_2 – сумарний момент інерції оберտальних мас механізмів подачі навою, відтяжки та накатування полотна, J_3 – сумарний момент інерції оберտальних мас механізмів голочноці, вушковин, платин та пресу

Як відомо [4, 6], пуск тримасової системи (рис. 1, а) здійснюється у три 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 . З цього часу в рух приходить друга маса J_2 , що характеризує собою другий етап пуску (рис. 1, в), який продовжується від τ_1 до τ_2 , поки момент сил пружності в в'язі C_{23} не стане рівним моменту T_3 . З цього часу починається третій, остаточний етап пуску (рис. 1, а), який характеризується рухом усіх трьох мас системи. Він продовжується від τ_2 до t_n (t_n – час пуску машини).

Рівняння руху обертальних мас системи мають вигляд:

– для першого етапу пуску:

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

– для другого етапу пуску:

$$\begin{aligned} J_1 \ddot{\varphi}_1 &= T_1 - T_{12}; \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 &= T_{12} - T_{23} - T_2; \end{aligned} \quad (2)$$

– для третього етапу пуску:

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

де $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ – кути повороту відповідних мас системи J_2 ;

$$T_{12} = C_{12} \varphi_1 - \varphi_2; \quad T_{23} = C_{23} \varphi_2 - \varphi_3; \quad (4)$$

T_{12}, T_{23} – моменти сил пружності відповідно в першій (C_{12}) та другій (C_{23}) в'язях системи.

Розв'язання рівнянь (1)...(3) для знаходження моментів сил пружності, що виникають в в'язях машини під час пуску, здійснюється з використанням відомих методів [3–7].

При цьому доцільно прийняти такий алгоритм.

1. Знаходимо час пуску першої маси системи, використовуючи рівняння (1) та початкові умови пуску машини (при $t = 0$ $T_{12} = C_{12} \varphi_1 = 0; T_{12} = 0$):

$$\tau_1 = \sqrt{\frac{J_1}{C_{12}}} \arccos \left(1 - \frac{T_2}{T_1} \right). \quad (5)$$

2. Знаходимо початкові умови другого етапу пуску:

$$T_{12\ 0} = T_2; \quad \dot{T}_{12\ 0} = T_1 \sqrt{\frac{C_{12}}{J_1}} \sin \left(\sqrt{\frac{C_{12}}{J_1}} \tau_1 \right). \quad (6)$$

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

$$a_{12} = T_1; \quad a_{23} = T_1 - T_2. \quad (7)$$

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

$$\beta_{1,2}^2 = \frac{C_{12} J_1 + J_2 + C_{23} J_1 \pm \sqrt{[C_{12} J_1 + J_2 + C_{23} J_1]^2 - 4C_{12} C_{23} J_1 J_2}}{2J_1 J_2}. \quad (8)$$

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

$$A_{\langle 2 \rangle} = \frac{C_2 - T_1 \left(\Delta_{12} - \frac{C_{12}}{J_2} \right)}{\beta_1^2 - \beta_2^2}; \quad A_{\langle 3 \rangle} = \frac{C_2 - T_1 \left(\frac{C_{12}}{J_2} - \Delta_{11} \right)}{\beta_1^2 - \beta_2^2} \quad (9)$$

де

$$\Delta_{11} = C_{12} \frac{J_1 + J_2}{J_1 J_2} - \beta_1^2; \quad (10)$$

$$\Delta_{12} = C_{12} \frac{J_1 + J_2}{J_1 J_2} - \beta_2^2;$$

$$A_{\langle 3 \rangle} = A_{\langle 2 \rangle} \frac{J_2 \Delta_{11}}{C_{12}}; \quad A_{\langle 3 \rangle} = A_{\langle 2 \rangle} \frac{J_2 \Delta_{12}}{C_{12}}; \quad (11)$$

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

$$B_{\langle 3 \rangle} = B_{\langle 2 \rangle} \frac{J_2 \Delta_{11}}{C_{12}}; \quad B_{\langle 3 \rangle} = B_{\langle 2 \rangle} \frac{J_2 \Delta_{12}}{C_{12}}. \quad (13)$$

6. Знаходимо час закінчення другого етапу пуску (початок третього етапу) τ_2 , враховуючи умову $T_{23} = T_3$ і використовуючи рівняння:

$$T_{23} = A_{231} \cos \beta_1 \tau_2 + A_{232} \cos \beta_2 \tau_2 + B_{231} \sin \beta_1 \tau_2 + B_{232} \sin \beta_2 \tau_2 + a_{23}. \quad (14)$$

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

$$T_{\langle 2 \rangle} = A_{\langle 2 \rangle} \cos \beta_1 \tau_2 + A_{\langle 2 \rangle} \cos \beta_2 \tau_2 + B_{\langle 2 \rangle} \sin \beta_1 \tau_2 + B_{\langle 2 \rangle} \sin \beta_2 \tau_2 + a_{12};$$

$$T_{\langle 3 \rangle} = T_3;$$

$$\dot{T}_{\langle 2 \rangle} = -\beta_1 A_{\langle 2 \rangle} \sin \beta_1 \tau_2 - \beta_2 A_{\langle 2 \rangle} \sin \beta_2 \tau_2 + \beta_1 B_{\langle 2 \rangle} \cos \beta_1 \tau_2 + \beta_2 B_{\langle 2 \rangle} \cos \beta_2 \tau_2;$$

$$\dot{T}_{\langle 3 \rangle} = -\beta_1 A_{\langle 3 \rangle} \sin \beta_1 \tau_2 - \beta_2 A_{\langle 3 \rangle} \sin \beta_2 \tau_2 + \beta_1 B_{\langle 3 \rangle} \cos \beta_1 \tau_2 + \beta_2 B_{\langle 3 \rangle} \cos \beta_2 \tau_2. \quad (15)$$

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

$$a_{12} = a_{23} \frac{J_2 + J_3}{J_3} + T_2 - T_3 \frac{J_2}{J_3}; \quad a_{23} = \frac{C_1 - T_2 \left(\frac{J_3}{J_1 + J_2 + J_3} + T_3 \left(\frac{C_1 + J_2}{J_1 + J_2 + J_3} \right) \right)}{J_1 + J_2 + J_3}. \quad (16)$$

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

$$\beta_{1,2}^2 = K \pm \sqrt{K^2 - \frac{C_{12} C_{23} (C_1 + J_2 + J_3)}{J_1 J_2 J_3}}, \quad (17)$$

де

$$K = \frac{C_{12} (C_1 + J_2)}{2J_1 J_2} + \frac{C_{23} (C_2 + J_3)}{2J_2 J_3}. \quad (18)$$

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

$$A_{\varphi_2} = \frac{\Delta_{12}(\Gamma_{\varphi_2} - a_{12}) - \frac{C_{12}(\Gamma_{\varphi_3} - a_{23})}{J_2}}{\beta_1^2 - \beta_2^2};$$

$$A_{\varphi_3} = \frac{\frac{C_{12}(\Gamma_{\varphi_3} - a_{23})}{J_2} - \Delta_{11}(\Gamma_{\varphi_2} - a_{12})}{\beta_1^2 - \beta_2^2},$$
(19)

де параметри Δ_{11} , Δ_{12} знаходяться із рівнянь (10) шляхом підстановки в них параметрів β_1^2 та β_2^2 , знайдених із (17);

$A_{(23)1}$, $A_{(23)2}$ знаходяться із (11) шляхом підстановки відповідних параметрів;

$$B_{\varphi_2} = \frac{\Delta_{12}\dot{\Gamma}_{\varphi_2} - \frac{C_{12}\dot{\Gamma}_{\varphi_3}}{J_2}}{\beta_1(\beta_1^2 - \beta_2^2)}; \quad B_{\varphi_3} = \frac{\frac{C_{12}\dot{\Gamma}_{\varphi_3}}{J_2} - \Delta_{11}\dot{\Gamma}_{\varphi_2}}{\beta_2(\beta_1^2 - \beta_2^2)};$$
(20)

$B_{(23)1}$, $B_{(23)2}$ знаходяться із (13) шляхом підстановки відповідних параметрів.

11. Знаходимо постійні D, складаючи коливання однакової частоти:

$$D_{\varphi_2} = \sqrt{A_{\varphi_2}^2 + B_{\varphi_2}^2}; \quad D_{\varphi_3} = \sqrt{A_{\varphi_3}^2 + B_{\varphi_3}^2};$$

$$D_{\varphi_3} = \sqrt{A_{\varphi_3}^2 + B_{\varphi_3}^2}; \quad D_{\varphi_2} = \sqrt{A_{\varphi_2}^2 + B_{\varphi_2}^2}.$$
(21)

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

$$T_{12max} = D_{\varphi_2} + D_{\varphi_2} + a_{12}; \quad T_{23max} = D_{\varphi_3} + D_{\varphi_3} + a_{23}.$$
(22)

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

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

Використовуючи наведений вище алгоритм розрахунку, для основов'язальної машини ОВ-7 (вихідні дані – приведені до головного валу, вибрані з урахуванням технічної характеристики основов'язальної машини ОВ-7 та результатів досліджень [7]: $T_1 = 136,56$ Нм; $T_2 = 6,4$ Нм; $T_3 = 56,9$ Нм; $C_{12} = 4320$ Нм/рад; $C_{23} = 185700$ Нм/рад; $J_1 = 3100 \cdot 10^{-4}$ кгм²; $J_2 = 106,07 \cdot 10^{-4}$ кгм²; $J_3 = 624,08 \cdot 10^{-4}$ кгм²) було одержано: $T_{12max} = 148,2$ Нм; $T_{23max} = 176,93$ Нм. При цьому динамічні перевантаження пружних в'язей привода становлять: $K_{12} = 2,34$; $K_{23} = 3,11$.

Висновки

Аналіз виконаних досліджень дозволяє зробити такі висновки:

– запропонований метод та алгоритм дозволяють оперативно вирішувати питання знаходження динамічних навантажень, що виникають під час пуску основов'язальних машин;

– результати досліджень можуть бути використані в перспективі для вирішення питань оптимізації 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. – Харків: Основа, 1994. – 336 с.
2. Каценеленбоген А.М., Верховинина Л.Д. Устройство, работа и обслуживание основовязальных машин. – М.: Легкая и пищевая промышленность, 1982. – 304 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.