

УДК 677.055

ЧАБАН В.В., ПІПА Б.Ф.

Київський національний університет технологій та дизайну

ДИНАМІКА ГАЛЬМУВАННЯ ОСНОВОВ'ЯЗАЛЬНИХ МАШИН

Представлено результати досліджень процесу гальмування основов'язальних машин.

Запропоновано метод знаходження динамічних навантажень, що виникають при зупинці основов'язальної машини та нову конструкцію привода, здатну знизити динамічні навантаження та зменшити час зупинки машини.

Ключові слова: *основов'язальна машина, привід основов'язальної машини, динамічні навантаження, гальмування основов'язальної машини.*

Перспективним напрямком підвищення ефективності роботи основов'язальних машин є удосконалення процесу їх гальмування та зниження динамічних навантажень в період несталої руху машини [1]. Дослідження [1, 2] показують, що одним із недоліків основов'язальних машин, що призводить до зниження якості основов'язального полотна, є недосконалість системи їх гальмування та значні динамічні навантаження, зумовлені недосконалістю конструкції привода.

Об'єкт та методи дослідження. Об'єктом досліджень обрано процес гальмування основов'язальної машин. При вирішенні задач, поставлених у даній роботі, були використані сучасні методи теоретичних досліджень, що базуються на теорії динаміки механічних систем з пружними в'язями та теорії проектування в'язальних машин.

Постановка завдання. Враховуючи доцільність підвищення ефективності роботи основов'язальних машин шляхом удосконалення процесу гальмування, стаття присвячена розробці методу знаходження динамічних навантажень, що виникають при гальмуванні основов'язальної машини та удосконаленню привода, здатного їх знизити.

Результати і їх обговорення. Відомі конструкції приводів основов'язальних машин містять електродвигун та головний вал, з'єднаний з електродвигуном за допомогою клинопасової передачі [1, 2]. Відсутність надійної системи гальмування зумовлює значний час вибігу машини при зупинці, що негативно впливає на якість полотна. Крім того, використання в приводі клинопасової передачі вимагає здійснювати установку веденого її шків на одному із кінців головного валу (необхідна умова для заміни клинових пасів) [3], що негативно впливає на динаміку привода, зумовлену несиметричним розподілом потужності, що передається електродвигуном головному валу, та призводить до зниження довговічності роботи привода і основов'язальної машини в цілому.

Автори пропонують нову конструкцію привода основов'язальної машини (рис. 1), який на відміну від відомих конструкцій додатково обладнаний трьома гальмами, одне з яких встановлене на валу електродвигуна, а два інших закріплені на кінцях головного валу, причому замість клинопасової передачі використана ланцюгова передача, ведена зірочка якої встановлена посередині головного валу машини. Така

конструкція приводу дозволяє зменшити час вибігу машини при зупинці, що позитивно впливає на якість полотна, та вирішити проблему симетричного розподілу потужності, що передається електродвигуном головному валу (одна із умов зниження динамічних навантажень приводу), що призводить до підвищення довговічності роботи приводу основов'язальної машини.

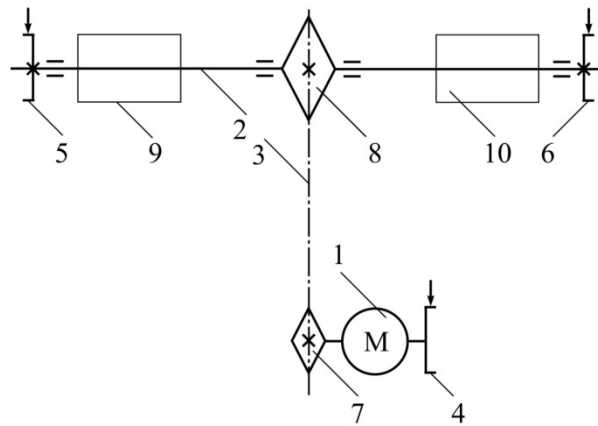


Рис. 1. Кінематична схема приводу основов'язальної машини:

- 1 – електродвигун; 2 – головний вал; 3 – ланцюгова передача; 4, 5, 6 – гальма;
 7 – ведуча зірочка; 8 – ведена зірочка; 9, 10 – механізми основов'язальної машини

Принцип роботи приводу такий. При вмиканні електродвигуна 1 (електрична схема управління приводом виконана таким чином, що одночасно з вмиканням електродвигуна 1 вимикаються гальма 4, 5, 6) обертальний рух його вала передається ведучій 7 та веденій 8 зірочкам ланцюгової передачі 3. Далі обертальний рух веденої зірочки 8 передається головному валу 2 та механізмам 9, 10 основов'язальної машини, що необхідно для в'язання полотна. Завдяки встановленню веденої зірочки 8 посередині головного вала 2 потужність електродвигуна 1 розподіляється між механізмами 9, 10 основов'язальної машини симетрично, що призводить до зниження динамічних навантажень приводу та підвищення довговічності його роботи. При зупинці основов'язальної машини (вимикаються електродвигун 1 і вмикаються гальма 4, 5, 6) завдяки гальмівним моментам гальм 4, 5, 6 час вибігу машини зменшується, що позитивно впливає на підвищення якості полотна.

Аналізуючи запропоновану конструкцію приводу, приходимо до висновку, що в якості динамічної моделі гальмування основов'язальної машини з таким приводом доцільно використовувати чотиримасову модель з розгалуженням ведених мас (рис. 2).

Як показує аналіз, критерієм послідовності зупинки обертових мас машини є параметр k (першою зупиняється та маса, для якої менше параметр k), що знаходиться зі співвідношення:

$$k_i = J_i / T_i, \quad (1)$$

де J_i - момент інерції i -ої обертової маси; T_i - момент опору, прикладений до i -ої маси.

В залежності від співвідношень параметрів J_i, T_i можливий варіант послідовності зупинки обертових мас привода: $J_1 - J_3 - J_4 - J_2$. При цьому процес гальмування буде відбуватися в чотири етапи:

- 1-й етап гальмування (рис. 2,а): електродвигун вимикається і вмикаються гальма 4, 5, 6 (рис. 1), при цьому всі чотири маси обертаються; початкові умови 1-го етапу: при $t=0$ $T_{(12)0}=T_3+T_4$; $\dot{T}_{(12)0}=0$; $T_{(23)0}=T_3$; $\dot{T}_{(23)0}=0$; $T_{(24)0}=T_4$; $\dot{T}_{(24)0}=0$;

- 2-й етап гальмування: перша маса системи нерухома (рис. 2,б); початкові умови 2-го етапу: при $t=\tau_1$ $T_{(12)0}=T_{(12)}\tau_1$; $\dot{T}_{(12)0}=\dot{T}_{(12)}\tau_1$; $T_{(23)0}=T_{(23)}\tau_1$; $\dot{T}_{(23)0}=\dot{T}_{(23)}\tau_1$; $T_{(24)0}=T_{(24)}\tau_1$; $\dot{T}_{(24)0}=\dot{T}_{(24)}\tau_1$;

- 3-й етап гальмування (рис. 2,в): перша і третя маси нерухомі; початкові умови: при $t=\tau_2$ $T_{(12)0}=T_{(12)}\tau_2$; $\dot{T}_{(12)0}=\dot{T}_{(12)}\tau_2$; $T_{(23)0}=T_{(23)}\tau_2$; $\dot{T}_{(23)0}=\dot{T}_{(23)}\tau_2$; $T_{(24)0}=T_{(24)}\tau_2$; $\dot{T}_{(24)0}=\dot{T}_{(24)}\tau_2$;

- 4-й етап гальмування (рис. 2,г): перша, третя і четверта маси нерухомі; початкові умови: при $t=\tau_3$ $T_{(12)0}=T_{(12)}\tau_3$; $\dot{T}_{(12)0}=\dot{T}_{(12)}\tau_3$; $T_{(23)0}=T_{(23)}\tau_3$; $\dot{T}_{(23)0}=\dot{T}_{(23)}\tau_3$; $T_{(24)0}=T_{(24)}\tau_3$; $\dot{T}_{(24)0}=\dot{T}_{(24)}\tau_3$.

Як відомо [4], при гальмуванні механічної системи максимальні динамічні навантаження в пружних ланках виникають у початковий момент гальмування, тобто при першому етапі гальмування. Рівняння руху мас привода для цього етапу гальмування (рис. 2,а) мають вид:

$$J_1\ddot{\varphi}_1 = T_T + T_{12}; \quad J_2\ddot{\varphi}_2 = -T_{12} + T_{23} + T_{24}; \quad J_3\ddot{\varphi}_3 = -T_{23} + T_3; \quad J_4\ddot{\varphi}_4 = -T_{24} + T_4, \quad (2)$$

де T_{12}, T_{23}, T_{24} - моменти, що виникають при гальмуванні у відповідних пружних в'язях привода $C_{12}, C_{23}, C_{24}, T_{12} = C_{12}(\varphi_1 - \varphi_2); T_{23} = C_{23}(\varphi_2 - \varphi_3); T_{24} = C_{24}(\varphi_2 - \varphi_4)$; (3)

$\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4$ - кути повороту відповідних мас.

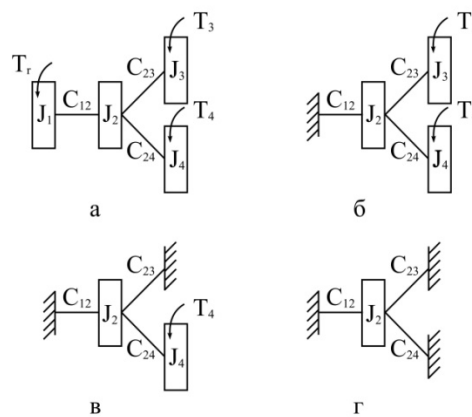


Рис. 2.2. Динамічна модель основ'язальної машини:

а - перший етап гальмування; б - другий етап гальмування; в - третій етап гальмування; г - четвертий етап гальмування; T_T - гальмівний момент гальма 4 (тут і далі приведені величини); T_3 - момент сил опору механізмів машини 9 з урахуванням гальмівного моменту гальма 5; T_4 - момент сил опору механізмів машини 10 з урахуванням гальмівного моменту гальма 6; J_1 - сумарний момент інерції ротора електродвигуна, ведучої зірочки і гальма 4; J_2 - момент інерції веденої зірочки; J_3 - момент інерції обертових мас механізмів машини 9 і гальма 5; J_4 - момент інерції обертових мас механізмів машини 10 і гальма 6; C_{12} - жорсткість ланцюга ланцюгової передачі; C_{23} - жорсткість ділянки головного вала, що передає рух механізмам машини 9; C_{24} - жорсткість ділянки головного вала, що передає рух механізмам машини 10

Підставляючи параметри $\ddot{\varphi}_1, \ddot{\varphi}_2, \ddot{\varphi}_3$ і $\ddot{\varphi}_4$, отримані з рівнянь (2), у вирази $\ddot{T}_{12} = C_{12}(\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2)$, $\ddot{T}_{23} = C_{23}(\ddot{\varphi}_2 - \ddot{\varphi}_3)$, $\ddot{T}_{24} = C_{24}(\ddot{\varphi}_2 - \ddot{\varphi}_4)$, знаходимо:

$$\begin{aligned}\ddot{T}_{12} &= \frac{C_{12}}{J_1 J_2} [(J_1 + J_2)T_{12} - J_1 T_{23} - J_1 T_{24} + J_2 T_7]; \\ \ddot{T}_{23} &= \frac{C_{23}}{J_2 J_3} [-J_3 T_{12} + (J_2 + J_3)T_{23} + J_3 T_{24} - J_2 T_3]; \\ \ddot{T}_{24} &= \frac{C_{24}}{J_2 J_4} [-J_4 T_{12} + J_4 T_{23} + (J_2 + J_4)T_{24} - J_2 T_4].\end{aligned}\quad (4)$$

Рішення рівнянь (4) T_{ij} може бути представлено сумою загального рішення однорідних рівнянь Y_{ij} і частинного рішення неоднорідних рівнянь a_{ij} : $T_{ij} = Y_{ij} + a_{ij}$. (5)

Частинне рішення a_{ij} визначається, використовуючи систему рівнянь (4):

$$\begin{aligned}(J_1 + J_2)a_{12} - J_1 a_{23} - J_1 a_{24} &= -J_2 T_7; \\ -J_3 a_{12} + (J_2 + J_3)a_{23} + J_3 a_{24} &= J_2 T_3; \\ -J_4 a_{12} + J_4 a_{23} + (J_2 + J_4)a_{24} &= J_2 T_4.\end{aligned}\quad (6)$$

Тоді [4]:
$$a_{12} = \frac{\Delta a_{12}}{\Delta a}; \quad a_{23} = \frac{\Delta a_{23}}{\Delta a}; \quad a_{24} = \frac{\Delta a_{24}}{\Delta a}, \quad (7)$$

де

$$\Delta a = \begin{vmatrix} (J_1 + J_2) & -J_1 & -J_1 \\ -J_3 & (J_2 + J_3) & J_3 \\ -J_4 & J_4 & (J_2 + J_4) \end{vmatrix}; \quad (8)$$

$$\Delta a_{12} = \begin{vmatrix} -J_2 T_7 & -J_1 & -J_1 \\ J_2 T_3 & (J_2 + J_3) & J_3 \\ J_2 T_4 & J_4 & (J_2 + J_4) \end{vmatrix}; \quad (9)$$

$$\Delta a_{23} = \begin{vmatrix} (J_1 + J_2) & -J_2 T_7 & -J_1 \\ -J_3 & J_2 T_3 & J_3 \\ -J_4 & J_2 T_4 & (J_2 + J_4) \end{vmatrix}; \quad (10)$$

$$\Delta a_{24} = \begin{vmatrix} (J_1 + J_2) & -J_1 & -J_2 T_7 \\ -J_3 & (J_2 + J_3) & J_2 T_3 \\ -J_4 & J_4 & J_2 T_4 \end{vmatrix}. \quad (11)$$

Частотне рівняння, що описує вільні коливання мас системи, має вид [4]:

$$\begin{aligned}\beta^6 - (C_{12} \frac{J_1 + J_2}{J_1 J_2} + C_{23} \frac{J_2 + J_3}{J_2 J_3} + C_{24} \frac{J_2 + J_4}{J_2 J_4}) \beta^4 + \\ + (C_{12} C_{24} \frac{J_1 + J_2 + J_4}{J_1 J_2 J_4} + C_{12} C_{23} \frac{J_1 + J_2 + J_3}{J_1 J_2 J_3} + C_{23} C_{24} \frac{J_2 + J_3 + J_4}{J_2 J_3 J_4}) \beta^2 - \\ - (C_{12} C_{23} C_{24} \frac{J_1 + J_2 + J_3 + J_4}{J_1 J_2 J_3 J_4}) = 0.\end{aligned}\quad (12)$$

Розв'язуючи рівняння (12) по методу Кардано, знаходимо частоти коливання мас β_1, β_2 і β_3 .

Тоді розв'язок рівнянь (4) можна представити у виді:

$$\left. \begin{aligned} T_{12} &= A_{(12)1} \cos \beta_1 t + A_{(12)2} \cos \beta_2 t + A_{(12)3} \cos \beta_3 t + \\ &+ B_{(12)1} \sin \beta_1 t + B_{(12)2} \sin \beta_2 t + B_{(12)3} \sin \beta_3 t + a_{12}; \\ T_{23} &= A_{(23)1} \cos \beta_1 t + A_{(23)2} \cos \beta_2 t + A_{(23)3} \cos \beta_3 t + \\ &+ B_{(23)1} \sin \beta_1 t + B_{(23)2} \sin \beta_2 t + B_{(23)3} \sin \beta_3 t + a_{23}; \\ T_{24} &= A_{(24)1} \cos \beta_1 t + A_{(24)2} \cos \beta_2 t + A_{(24)3} \cos \beta_3 t + \\ &+ B_{(24)1} \sin \beta_1 t + B_{(24)2} \sin \beta_2 t + B_{(24)3} \sin \beta_3 t + a_{24}. \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

Постійні інтегрування A і B знаходимо, використовуючи метод [4]. При цьому для визначення постійних A при циклічній частоті β_1 на підставі рівнянь (4) складаємо систему рівнянь:

$$\left\{ \begin{aligned} -(\beta_{12}^2 + \beta_1^2)A_{(12)1} + \frac{C_{12}}{J_2}A_{(23)1} + \frac{C_{12}}{J_2}A_{(24)1} &= \frac{C_{12}}{J_1}T_T; \\ -\frac{C_{23}}{J_2}A_{(12)1} + (\beta_{23}^2 + \beta_1^2)A_{(23)1} + \frac{C_{23}}{J_2}A_{(24)1} &= \frac{C_{23}}{J_3}T_3; \\ -\frac{C_{24}}{J_2}A_{(12)1} + \frac{C_{24}}{J_2}A_{(23)1} + (\beta_{24}^2 + \beta_1^2)A_{(24)1} &= \frac{C_{24}}{J_4}T_4, \end{aligned} \right. \quad (14)$$

$$\text{де} \quad \beta_{12}^2 = \frac{C_{12}(J_1 + J_2)}{J_1 J_2}; \quad \beta_{23}^2 = \frac{C_{23}(J_2 + J_3)}{J_2 J_3}; \quad \beta_{24}^2 = \frac{C_{24}(J_2 + J_4)}{J_2 J_4}. \quad (15)$$

Розв'язок системи рівнянь (14) запишемо у виді:

$$A_{(12)1} = \frac{\Delta A_{(12)1}}{\Delta A_1}; \quad A_{(23)1} = \frac{\Delta A_{(23)1}}{\Delta A_1}; \quad A_{(24)1} = \frac{\Delta A_{(24)1}}{\Delta A_1}, \quad (16)$$

де

$$\Delta A_1 = \begin{vmatrix} -(\beta_{12}^2 + \beta_1^2) & \frac{C_{12}}{J_2} & \frac{C_{12}}{J_2} \\ -\frac{C_{23}}{J_2} & (\beta_{23}^2 + \beta_1^2) & \frac{C_{23}}{J_2} \\ -\frac{C_{24}}{J_2} & \frac{C_{24}}{J_2} & (\beta_{24}^2 + \beta_1^2) \end{vmatrix}; \quad (17)$$

$$\Delta A_{(12)1} = \begin{vmatrix} \frac{C_{12}}{J_1}T_T & \frac{C_{12}}{J_2} & \frac{C_{12}}{J_2} \\ \frac{C_{23}}{J_3}T_3 & (\beta_{23}^2 + \beta_1^2) & \frac{C_{23}}{J_2} \\ \frac{C_{24}}{J_4}T_4 & \frac{C_{24}}{J_2} & (\beta_{24}^2 + \beta_1^2) \end{vmatrix}; \quad (18)$$

$$\Delta A_{(23)1} = \begin{vmatrix} -(\beta_{12}^2 + \beta_1^2) & \frac{C_{12}}{J_1}T_T & \frac{C_{12}}{J_2} \\ -\frac{C_{23}}{J_2} & \frac{C_{23}}{J_3}T_3 & \frac{C_{23}}{J_2} \\ -\frac{C_{24}}{J_2} & \frac{C_{24}}{J_4}T_4 & (\beta_{24}^2 + \beta_1^2) \end{vmatrix}; \quad (19)$$

$$\Delta A_{(24)1} = \begin{vmatrix} -(\beta_{12}^2 + \beta_1^2) & \frac{C_{12}}{J_2} & \frac{C_{12}}{J_1}T_T \\ -\frac{C_{23}}{J_2} & (\beta_{23}^2 + \beta_1^2) & \frac{C_{23}}{J_3}T_3 \\ -\frac{C_{24}}{J_2} & \frac{C_{24}}{J_2} & \frac{C_{24}}{J_4}T_4 \end{vmatrix}. \quad (20)$$

Система рівнянь для визначення постійних B при циклічній частоті β_1 має вид [4]:

$$\begin{cases} -(\beta_{12}^2 + \beta_1^2)\beta_1 V_{(12)1} + \frac{C_{12}}{J_2} \beta_1 V_{(23)1} + \frac{C_{12}}{J_2} \beta_1 V_{(24)1} = \frac{C_{12}}{J_1} \dot{T}_{(12)0}; \\ -\frac{C_{23}}{J_2} \beta_1 V_{(12)1} + (\beta_{23}^2 + \beta_1^2)\beta_1 V_{(23)1} + \frac{C_{23}}{J_2} \beta_1 V_{(24)1} = \frac{C_{23}}{J_3} \dot{T}_{(23)0}; \\ -\frac{C_{24}}{J_2} \beta_1 V_{(12)1} + \frac{C_{24}}{J_2} \beta_1 V_{(23)1} + (\beta_{24}^2 + \beta_1^2)\beta_1 V_{(24)1} = \frac{C_{24}}{J_3} \dot{T}_{(24)0}. \end{cases} \quad (21)$$

Шляхом заміни β_1^2 у рівняннях (14), (21) на β_2^2 і β_3^2 можна одержати системи рівнянь для визначення постійних А і В при циклічних частотах відповідно β_2 і β_3 .

Використовуючи для рішення системи рівнянь (21) правило Крамера, одержимо:

$$V_{(12)1} = \frac{\Delta B_{(12)1}}{\Delta B_1}; \quad V_{(23)1} = \frac{\Delta B_{(23)1}}{\Delta B_1}; \quad V_{(24)1} = \frac{\Delta B_{(24)1}}{\Delta B_1}, \quad (22)$$

де аналогічно вищенаведеному:

$$\Delta B_1 = \begin{vmatrix} -(\beta_{12}^2 + \beta_1^2)\beta_1 & \frac{C_{12}}{J_2} \beta_1 & \frac{C_{12}}{J_2} \beta_1 \\ -\frac{C_{23}}{J_2} \beta_1 & (\beta_{23}^2 + \beta_1^2)\beta_1 & \frac{C_{23}}{J_2} \beta_1 \\ -\frac{C_{24}}{J_2} \beta_1 & \frac{C_{24}}{J_2} \beta_1 & (\beta_{24}^2 + \beta_1^2)\beta_1 \end{vmatrix}; \quad (23)$$

$$\Delta B_{(12)1} = \begin{vmatrix} \frac{C_{12}}{J_1} \dot{T}_{(12)0} & \frac{C_{12}}{J_2} \beta_1 & \frac{C_{12}}{J_2} \beta_1 \\ \frac{C_{23}}{J_3} \dot{T}_{(23)0} & (\beta_{23}^2 + \beta_1^2)\beta_1 & \frac{C_{23}}{J_2} \beta_1 \\ \frac{C_{24}}{J_3} \dot{T}_{(24)0} & \frac{C_{24}}{J_2} \beta_1 & (\beta_{24}^2 + \beta_1^2)\beta_1 \end{vmatrix}; \quad (24)$$

$$\Delta B_{(23)1} = \begin{vmatrix} -(\beta_{12}^2 + \beta_1^2)\beta_1 & \frac{C_{12}}{J_1} \dot{T}_{(12)0} & \frac{C_{12}}{J_2} \beta_1 \\ -\frac{C_{23}}{J_2} \beta_1 & \frac{C_{23}}{J_3} \dot{T}_{(23)0} & \frac{C_{23}}{J_2} \beta_1 \\ -\frac{C_{24}}{J_2} \beta_1 & \frac{C_{24}}{J_3} \dot{T}_{(24)0} & (\beta_{24}^2 + \beta_1^2)\beta_1 \end{vmatrix}; \quad (25)$$

$$\Delta B_{(24)1} = \begin{vmatrix} -(\beta_{12}^2 + \beta_1^2)\beta_1 & \frac{C_{12}}{J_2} \beta_1 & \frac{C_{12}}{J_1} \dot{T}_{(12)0} \\ -\frac{C_{23}}{J_2} \beta_1 & (\beta_{23}^2 + \beta_1^2)\beta_1 & \frac{C_{23}}{J_3} \dot{T}_{(23)0} \\ -\frac{C_{24}}{J_2} \beta_1 & \frac{C_{24}}{J_2} \beta_1 & \frac{C_{24}}{J_3} \dot{T}_{(24)0} \end{vmatrix}. \quad (26)$$

Динамічні перевантаження, що виникають у лініях передач привода при гальмуванні основ'язальної машини, визначаються з рівнянь:

$$K_{12} = \frac{T_{12\max}}{T_3 + T_4}; \quad K_{23} = \frac{T_{23\max}}{T_3}; \quad K_{24} = \frac{T_{24\max}}{T_4}, \quad (27)$$

де K_{12} , K_{23} , K_{24} – коефіцієнти динамічних перевантажень пружних в'язів C_{12} , C_{23} , C_{24} привода; $T_{12\max}$, $T_{23\max}$, $T_{24\max}$ – максимальні моменти, що виникають у відповідних пружних в'язях привода при гальмуванні машини.

Таким чином, в якості алгоритму визначення динамічних навантажень, що виникають при гальмуванні основ'язальної машини, слід прийняти наступне:

1. Вибір вихідних даних (приведені значення): моменти гальм 4, 5, 6 (рис. 1); моменти сил опору механізмів машини 9, 10 (T_3, T_4); моменти інерції обертових мас машини J_1, J_2, J_3, J_4 ; жорсткості пружних в'язів привода C_{12}, C_{23}, C_{24} .
2. Визначення постійних складових моментів сил пружності a_{12}, a_{23}, a_{24} - рівняння (7) - (11).
3. Визначення частот коливань мас системи $\beta_1, \beta_2, \beta_3$ - рівняння (12).
4. Визначення постійних інтегрування A - рівняння (15) - (20).
5. Визначення постійних інтегрування B - рівняння (22) - (26).
6. Визначення максимальної величини моментів у пружних в'язях привода - рівнянь (13).
7. Визначення коефіцієнтів динамічного перевантаження пружних в'язів привода - рівняння (27).

Висновки. Отримані результати досліджень можуть бути використані при розробці більш ефективних конструкцій приводів основов'язальних машин.

Запропонована конструкція приводу дозволяє підвищити ефективність роботи основов'язальних машин (підвищення якості полотна та довговічності роботи машини).

Список використаної літератури

1. Чабан В.В., Бакан Л.А., Піпа Б.Ф. Динаміка основов'язальних машин. – К.: КНУТД, 2012 - 287 с.
2. Мойсеєнко Ф.А. Проектування в'язальних машин. – Харків: Основа, 1994. – 336 с.
3. Піпа Б.Ф., Хомяк О.М., Марченко А.І. Деталі машин. – К: КНУТД, 2011. – 358 с.
4. Кожевников С.Н. Динамика нестационарных процессов в машинах. – К.: Наукова думка, 1986. – 288 с.

Рекомендовано до публікації: д.т.н., проф. Зенкін А.С., КНУТД
Стаття надійшла до редакції 24.09.2013

ДИНАМИКА ТОРМОЖЕНИЯ ОСНОВОВЯЗАЛЬНЫХ МАШИН

ЧАБАН В.В., ПИПА Б.Ф.

Киевский национальный университет технологий и дизайна

Приведены **результаты** исследований процесса торможения основовязальных машин.

Предложен **метод** определения динамических нагрузок, возникающих при остановке основовязальной машины и новая конструкция привода, способная снизить динамические нагрузки и время остановки машины.

Ключевые слова: *основовязальная машина, привод основовязальной машины, динамические нагрузки, торможение основовязальной машины.*

SLOWDOWN DYNAMICS OF WARP-KNITTING MACHINES

CHABAN V.V., PIPA B.F.

Kyiv national university of technologies and design

Results over of researches of process of braking of warp-knitting machines are brought.

The method of determination of the dynamic loading, arising up in case of stopping of warp-knitting machine and new construction of drive, able to reduce the dynamic loading and time of stop of machine is offered.

Keywords: *warp-knitting machine, drive of warp-knitting machine, dynamic loading, braking of warp-knitting machine.*

УДК 621.01

КОШЕЛЬ С.О., КОШЕЛЬ Г. В.

Київський національний університет технологій та дизайну

КІНЕМАТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ДВОКРИВОШИПНОГО МЕХАНІЗМУ ОСНОВОВ'ЯЗальної МАШИНИ

Мета: визначення кінематичних параметрів точок базисної ланки групи Ассура третього класу третього порядку, що надходить до складу двокривошипного шестиланкового механізму основов'язальної машини ФНФ (Англія).

Методика: використаний загальновідомий метод кінематичного дослідження механізмів з структурними групами Ассура третього класу третього порядку курсу теорії механізмів і машин, в якому ураховано властивість механізмів вищих класів змінювати клас за рахунок умовної зміни початкового механізму.

Результати: зроблено кінематичний аналіз шестиланкового механізму основов'язальної машини з ступенем вільності $W=2$, який відноситься до складного механізму третього класу за допомогою методу умовної зупинки однієї з ведучих ланок механізму. При дослідженні була урахована властивість механізмів вищих класів зменшувати свій клас за рахунок умовної зміни ведучої ланки механізму веденою, що надходить до складу іншого можливого початкового механізму. Отримані результати значно спрощують кінематичне дослідження механізму основов'язальної машини, що впливає на підвищення точності кінематичних параметрів.

Наукова новизна: запропоновано послідовність кінематичного дослідження складного механізму третього класу основов'язальної машини з двома ведучими кривошипками.

Практична значимість: встановлена послідовність кінематичного дослідження основов'язальної машини ФНФ (Англія) та визначені кінематичні параметри точок базисної ланки, що структурно належить до групи Ассура третього класу третього порядку.

Ключові слова: група Ассура, механізм, кінематичний аналіз, кінематичні параметри, вектор швидкості.

Для удосконалення існуючого технологічного обладнання легкої промисловості та проектування нових машин виникає необхідність визначення основних кінематичних параметрів ланок механізму, що утворюють такі машини. До таких кінематичних параметрів відносяться кутові швидкості та прискорення ланок механізму, лінійні швидкості та прискорення їх точок, закони руху ланок, особливо тих, що задають рух робочим органам технологічного обладнання, траєкторії певних точок робочих органів, тощо.

Виконання технологічного процесу петлеутворення вимагає від сучасних трикотажних машин забезпечення руху робочих органів з наперед заданими траєкторіями та законами. Складність рухів робочих органів та значні швидкості головного валу машин викликають необхідність використання в структурних схемах механізмів трикотажних машин шарнірних структурних груп зі значною кількістю ланок [1]. Складність кінематичних схем механізмів петлеутворення трикотажних