

ДОСЛІДЖЕННЯ НАДІЙНОСТІ І ПРАЦЕЗДАТНОСТІ МЕХАНІЗМУ ЗАПИРАННЯ ПРЕСФОРМ ТЕРМОПЛАСТАВТОМАТІВ

Наведені теоретичні дослідження впливу жорсткості і коефіцієнта демпфірування конструктивних елементів механізму запирання пресформ термопластавтоматів на величину переміщень напівпресформ при вприскуванні в пресформу розплаву пластмас.

Theoretical researches of influence of inflexibility and coefficient of dempfirmvannya of structural elements of mechanism of washing off of presform temoplastavtomativ are resulted on the size of moving of napivpresform at an injection at presformu fusion of plastics.

Надійність і працездатність є одним із основних показників якості машин, які проявляються в часі і віддзеркалюють зміни, що відбуваються на протязі всього періоду їх експлуатації. Надійність акумулює і синтезує в собі все те, що сприяє підвищенню працездатності машини при її проектуванні, виробництві та експлуатації [1].

Для прогнозування поведінки машини в різних умовах експлуатації і пошуку оптимальних, з точки зору надійності, конструктивних рішень необхідно знати закономірності протікання тих процесів, що приводять до втрати працездатності.

Працездатність і надійність термопластавтоматів залежить від працездатності і надійності його основних вузлів і механізмів, до яких відносяться матеріальний циліндр, механізми змикання форм та подачі суміші. Основними причинами втрати працездатності є зниження якості продукції, продуктивності, коефіцієнта корисної дії та інших показників в межах, що встановлені нормативно-технічною документацією.

На якість продукції, що виробляється на термопластавтоматах, великий вплив мають перехідні процеси, що відбуваються в пресформах при вприскуванні робочої суміші. При цьому виникають коливання в системі з'єднання пресформ в зв'язку з пружністю ланок важільно-гідралічного механізму запирання, що може привести до роз'єднання пресформ і порушення форми та розмірів виробів. В зв'язку з цим є надзвичайно важливим дослідження динамічних явищ в механізмі запирання пресформ в період вприскування робочої маси з метою одержання характеристик системи запирання, що забезпечать не розкриття пресформ, і які необхідні конструктору при проектуванні машини.

Конструкції механізмів запирання пресформ існуючих термопластавтоматів можна моделювати двома динамічними моделями.

Перша з них застосовується для випадку, коли рухома плита з масою m_1 і нерухома плита з масою m_2 мають подушки відповідно з жорсткістю c_1 і c_2 та коефіцієнти демпфірування K_1 і K_2 .

Друга динамічна модель складена з врахуванням пружності всіх ланок для випадку, коли нерухома плати закріплена жорстко і діє гідроциліндр дожимання пресформи з коефіцієнтом демпфірування K_1 .

Розглянемо першу динамічну модель (рис.1). Складемо диференціальні рівняння руху мас m_1 і m_2 під дією сили $F_1(t)$, що виникає при вприскуванні робочої маси; сили пружності C_1X_1 ; сили в'язкого опору $K_1\dot{X}_1$, рахуючи в'язкий опір пропорційним швидкості зміщення, а також інерційних сил

$$c_j(\dot{X}_j - \dot{X}_i) + K_j(\dot{X}_j - \dot{X}_i).$$

Тут $i=1,2$ і $j=1,2$

Вибираємо систему координат, як показано на рис. 1.

Тоді одержуємо таку систему диференціальних рівнянь:

$$m_1\ddot{X}_1 = F_1(t) - C_1X_1 - K_1\dot{X}_1 + C_2(X_2 - X_1) + K_2(\dot{X}_2 - \dot{X}_1) \quad (1)$$

$$m_2\ddot{X}_2 = F_2(t) - C_2X_2 - K_2\dot{X}_2 + C_1(X_1 - X_2) + K_1(\dot{X}_1 - \dot{X}_2) \quad (2)$$

Дану систему рівнянь (1), (2) будемо рішати при наступних початкових умовах:

$$\begin{cases} X_1(0) = \dot{X}_1(0) = 0 \\ X_2(0) = \dot{X}_2(0) = 0 \end{cases} \quad (3)$$

Систему рівнянь будемо рішати операційним методом [2]. Одержуємо систему рівнянь у відображеннях:

$$\bar{X}_1[m_1p^2 + C_1 + C_2 + P(K_1 + K_2)] - \bar{X}_2(C_2 + PK_2) = \bar{F}_1(P) \quad (4)$$

$$\bar{X}_2[m_2p^2 + C_1 + C_2 + P(K_1 + K_2)] - \bar{X}_1(C_1 + K_1P) = \bar{F}_2(P) \quad (5)$$

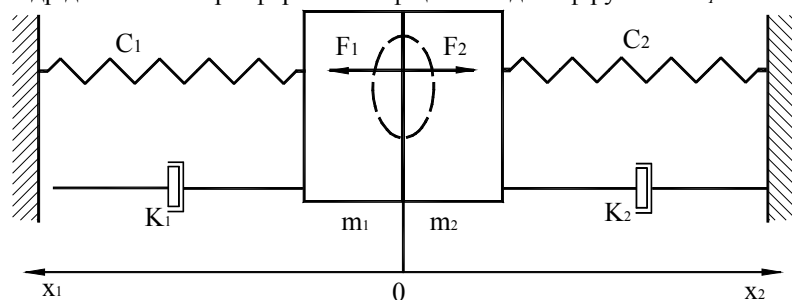


Рис. 1. Динамічна модель механізму запирання пресформ

Із системи (4), (5) одержуємо такі значення \bar{X}_1 і \bar{X}_2

$$\bar{X}_2 = \frac{\bar{F}_1(P)(C_1 + K_1P) + \bar{F}_2(P)[m_1p^2 + C_1 + C_2 + P(K_1 + K_2)]}{[m_2p^2 + C_1 + C_2 + P(K_1 + K_2)][m_1p^2 + C_1 + C_2 + P(K_1 + K_2)] - (C_2 + PK_2)(C_1 + PK_1)} \quad (6)$$

$$\bar{X}_1 = \frac{\bar{F}_2(P)[m_2p^2 + C_1 + C_2 + P(K_1 + K_2)] + \bar{F}_1(P)(C_2 + PK_2)}{[m_1p^2 + C_1 + C_2 + P(K_1 + K_2)][m_2p^2 + C_1 + C_2 + P(K_1 + K_2)] - (C_1 + PK_1)(C_2 + PK_2)} \quad (7)$$

Перетворимо (6), (7)

$$\bar{X}_2 = \frac{P\bar{F}_1(P)\left(K_1 + \frac{C_1}{P}\right) + P^2\bar{F}_2(P)\left[m_1 + \frac{C_1 + C_2}{P^2} + \frac{K_1 + K_2}{P}\right]}{P^4\left[\left(m_1 + \frac{C_1 + C_2}{P^2} + \frac{K_1 + K_2}{P}\right)\left(m_2 + \frac{C_1 + C_2}{P^2} + \frac{K_1 + K_2}{P}\right)\right] - P^2\left(\frac{C_1}{P} + K_1\right)\left(\frac{C_2}{P} + K_2\right)} \quad (8)$$

$$\bar{X}_1 = \frac{P^2\bar{F}_1(P)\left(m_2 + \frac{C_1 + C_2}{P^2} + \frac{K_1 + K_2}{P}\right) + P\bar{F}_2(P)\left(K_2 + \frac{C_2}{P}\right)}{P^4\left(m_1 + \frac{C_1 + C_2}{P^2} + \frac{K_1 + K_2}{P}\right)\left(m_2 + \frac{C_1 + C_2}{P^2} + \frac{K_1 + K_2}{P}\right) - P^2\left(\frac{C_1}{P} + K_1\right)\left(\frac{C_2}{P} + K_2\right)} \quad (9)$$

Розглянемо два способи задання функцій $F_1(t)$ і $F_2(t)$

$$\begin{aligned} F_1(t) &= F_1H(t) & F_2(t) &= F_2H(t), \\ F_1(t) &= A_1t & F_2(t) &= A_2t \end{aligned} \quad (10)$$

У випадку

$$\begin{aligned} \text{а) } \bar{F}_1(P) &= \frac{F_1}{P} & \bar{F}_2(P) &= \frac{F_2}{P} \\ \text{б) } \bar{F}_1(P) &= \frac{A_1}{P^2} & \bar{F}_2(P) &= \frac{A_2}{P^2} \end{aligned} \quad (11)$$

Підставляємо одержані значення (10) у (8) і (9)

$$\bar{X}_2(P) = \frac{F_1\left(K + \frac{C_1}{P}\right)\frac{1}{P} + PF_2\left(m_1 + \frac{C_1 + C_2}{P^2} + \frac{K_1 + K_2}{P}\right)}{P^4\left(m_1 + \frac{C_1 + C_2}{P^2} + \frac{K_1 + K_2}{P}\right)\left(m_2 + \frac{C_1 + C_2}{P^2} + \frac{K_1 + K_2}{P}\right) - P^2\left(\frac{C_1}{P} + K_1\right)\left(\frac{C_2}{P} + K_2\right)} \quad (8')$$

$$\bar{X}_1(P) = \frac{PF_1\left(m_2 + \frac{C_1 + C_2}{P^2} + \frac{K_1 + K_2}{P}\right) + F_2\left(K_2 + \frac{C_2}{P}\right)}{P^4\left(m_1 + \frac{C_1 + C_2}{P^2} + \frac{K_1 + K_2}{P}\right)\left(m_2 + \frac{C_1 + C_2}{P^2} + \frac{K_1 + K_2}{P}\right) - P^2\left(\frac{C_1}{P} + K_1\right)\left(\frac{C_2}{P} + K_2\right)} \quad (9')$$

При (11) одержимо

$$\bar{X}_2(P) = \frac{A_1\left(K + \frac{C_1}{P}\right)\frac{1}{P} + A_2\left(m_1 + \frac{C_1 + C_2}{P^2} + \frac{K_1 + K_2}{P}\right)}{P^4\left(m_1 + \frac{C_1 + C_2}{P^2} + \frac{K_1 + K_2}{P}\right)\left(m_2 + \frac{C_1 + C_2}{P^2} + \frac{K_1 + K_2}{P}\right) - P^2\left(\frac{C_1}{P} + K_1\right)\left(\frac{C_2}{P} + K_2\right)} \quad (8'')$$

$$\bar{X}_1(P) = \frac{A_1\left(m_2 + \frac{C_1 + C_2}{P^2} + \frac{K_1 + K_2}{P}\right) + A_2\left(K_2 + \frac{C_2}{P}\right)\frac{1}{P}}{P^4\left(m_1 + \frac{C_1 + C_2}{P^2} + \frac{K_1 + K_2}{P}\right)\left(m_2 + \frac{C_1 + C_2}{P^2} + \frac{K_1 + K_2}{P}\right) - P^2\left(\frac{C_1}{P} + K_1\right)\left(\frac{C_2}{P} + K_2\right)} \quad (9'')$$

Оскільки нас цікавить характер руху тіл зразу після вприскування, то будемо визначати оригінали одержаних зображень при малих t , тобто при $p \rightarrow \infty$:

$$\begin{aligned} \lim_{p \rightarrow \infty} \bar{X}_2(P) &= \frac{F_2m_1}{P^3\left(m_1 + \frac{C_1 + C_2}{P^2} + \frac{K_1 + K_2}{P}\right)\left(m_2 + \frac{C_1 + C_2}{P^2} + \frac{K_1 + K_2}{P}\right)} = \\ &= \frac{F_2m_1}{P^2\left[m_1m_2 + \frac{m_1(C_1 + C_2) + m_2(C_1 + C_2)}{P^2} + \frac{m_1m_2(K_1 + K_2) + (C_1 + C_2)^2}{P} + \frac{(K_1 + K_2)^2}{P^2}\right]} \quad (12) \\ &= \frac{F_2m_1}{P^2m_1m_2 + P^2(m_1 + m_2)(K_1 + K_2) + P[(m_1 + m_2)(C_1 + C_2) + (K_1 + K_2)^2]} \end{aligned}$$

$$\lim_{p \rightarrow \infty} \bar{X}_1(P) = \frac{F_1m_2}{P^3m_1m_2 + P^2(m_1 + m_2)(K_1 + K_2) + P[(m_1 + m_2)(C_1 + C_2) + (K_1 + K_2)^2]} \quad (13)$$

Аналогічно:

$$\lim_{p \rightarrow \infty} \bar{X}_2(P) = \frac{A_2m_1}{P^4m_1m_2 + P^3(m_1 + m_2)(K_1 + K_2) + P^2[(m_1 + m_2)(C_1 + C_2) + (K_1 + K_2)^2] + (C_1 + C_2)^2} \quad (12')$$

$$\lim_{p \rightarrow \infty} \bar{X}_1(P) = \frac{A_1m_2}{P^4m_1m_2 + P^3(m_1 + m_2)(K_1 + K_2) + P^2[(m_1 + m_2)(C_1 + C_2) + (K_1 + K_2)^2] + (C_1 + C_2)^2} \quad (13')$$

Так як: $\lim_{p \rightarrow \infty} \bar{X}_2(P) = f(0)$, тому

$$\lim_{p \rightarrow \infty} \bar{X}_2(P) = \frac{A_2m_1}{P^2m_1m_2 + P(m_1 + m_2)(K_1 + K_2) + (m_1 + m_2)(C_1 + C_2) + (K_1 + K_2)^2} \quad (14)$$

$$\lim_{p \rightarrow \infty} \bar{X}_1(P) = \frac{A_1m_2}{P^2m_1m_2 + P(m_1 + m_2)(K_2 + K_2) + (m_1 + m_2)(C_1 + C_2) + (K_1 + K_2)^2} \quad (15)$$

$$\lim_{p \rightarrow 0} p \bar{X}_2(p) = \frac{F_2 m_1}{P^2 m_1 m_2 + P^2 (m_1 + m_2)(K_1 + K_2) + P[(m_1 + m_2)(C_1 + C_2) + (K_1 + K_2)^2]} \quad (16)$$

Визначаємо оригінал зображення (14) і (15):

$$X_2(t) = \frac{F_2}{m_2} \left[\frac{-\left[\frac{(m_1+m_2)(K_1+K_2)}{2m_1m_2}\right] \sin \sqrt{(m_1+m_2)(C_1+C_2) + (K_1+K_2)^2 - \frac{(m_1+m_2)^2(K_1+K_2)^2}{4m_1^2m_2^2}} t}{\sqrt{(m_1+m_2)(C_1+C_2) + (K_1+K_2)^2 - \frac{(m_1+m_2)^2(K_1+K_2)^2}{4m_1^2m_2^2}}} \right] \quad (15')$$

$$X_1(t) = \frac{F_1}{m_1} \left[\frac{-\left[\frac{(m_1+m_2)(K_1+K_2)}{2m_1m_2}\right] \sin \sqrt{(m_1+m_2)(C_1+C_2) + (K_1+K_2)^2 - \frac{(m_1+m_2)^2(K_1+K_2)^2}{4m_1^2m_2^2}} t}{\sqrt{(m_1+m_2)(C_1+C_2) + (K_1+K_2)^2 - \frac{(m_1+m_2)^2(K_1+K_2)^2}{4m_1^2m_2^2}}} \right] \quad (16')$$

В другому випадку отримуємо такі вирази оригіналів:

$$X_2(t) = \frac{A_2}{m_2} \left[\frac{1}{P_1 P_2} + \frac{e^{P_1 t}}{P_1 (P_1 - P_2)} + \frac{e^{P_2 t}}{P_2 (P_2 - P_1)} \right] \quad (17)$$

$$X_1(t) = \frac{A_1}{m_1} \left[\frac{1}{P_1 P_2} + \frac{e^{P_1 t}}{P_1 (P_1 - P_2)} + \frac{e^{P_2 t}}{P_2 (P_2 - P_1)} \right] \quad (18)$$

де p_1 і p_2 - корені квадратного рівняння:

$$p^2 + P \frac{(m_1 + m_2)(K_1 + K_2)}{m_1 m_2} + (m_1 + m_2)(C_1 + C_2) + (K_1 + K_2)^2 = 0$$

Член, що забезпечує затухання коливань в (15') і (16') має такий вид:

$$e^{-\frac{\left(1 + \frac{m_2}{m_1}\right)(K_1 + K_2)}{2m_2} t}$$

Підбираючи відповідні співвідношення мас і коефіцієнтів демпфірування, можна вибирати час затухання динамічної системи.

Користуючись виразами (15'), (16'), (17), (18) можна легко одержати параметри, що цікавлять конструктора, при заданих значеннях других параметрів. Для забезпечення нерозкриття пресформ необхідно, щоб величина переміщень плит з напівпресформами не перевищувала певних величин. Допустимі значення переміщень X_1 і X_2 залежать від пружних характеристик пресформ. Для ідеально твердих тіл X_1 і X_2 повинні прямувати до 0. При задані величини допустимих переміщень X_1 і X_2 можна визначити значення коефіцієнтів жорсткості C_1 і C_2 , коефіцієнтів демпфірування K_1 і K_2 та їх співвідношення, або, навпаки, задавшись величинами C_1 , C_2 , K_1 і K_2 , можна визначити величину переміщень X_1 і X_2 та призначити допустиме значення $X = X_1 + X_2$, яке забезпечить якість продукції.

В таблиці 1 наведені розрахунки жорсткостей C_1 і C_2 , коефіцієнтів демпфірування K_1 і K_2 при різних значеннях відношення $C_2/C_1 = \alpha$ і різних переміщеннях X для наступних умов роботи: $F_1 = F_2 = 5 \cdot 10^5$ Н, $m_1 = 335$ Н, $m_2 = 150$ Н, $t = 10^{-2}$ сек., P_1 і $P_2 = -10^3$ с. (див. (15'), (16')).

Таблиця 1

Розрахунки жорсткостей C_1 і C_2 та коефіцієнтів демпфування K_1 і K_2 при різних переміщеннях X

№ з/п	X , см	α	C_1 Н/м	C_2 Н/м	K_1 Н с/м	K_2 Н с/м
1	10^{-3}	2,0	$2,0 \cdot 10^{10}$	$18 \cdot 10^{10}$	$1,1 \cdot 10^4$	$1,1 \cdot 10^4$
2		1,0	$14 \cdot 10^{10}$	$14 \cdot 10^{10}$		
3		0,5	$18 \cdot 10^{10}$	$9 \cdot 10^{10}$		
4	10^{-2}	2,0	$0,35 \cdot 10^{10}$	$0,65 \cdot 10^{10}$	$0,1 \cdot 10^4$	$0,1 \cdot 10^4$
5		1,0	$0,5 \cdot 10^{10}$	$0,5 \cdot 10^{10}$		
6		0,5	$0,65 \cdot 10^{10}$	$0,35 \cdot 10^{10}$		
7	$5 \cdot 10^{-2}$	2,0	$1,7 \cdot 10^8$	$3,3 \cdot 10^8$	$2,5 \cdot 10^5$	$2,5 \cdot 10^5$
8		1,0	$2,5 \cdot 10^8$	$2,5 \cdot 10^8$		
9		0,5	$3,3 \cdot 10^8$	$1,7 \cdot 10^8$		

В таблиці 2 наведені значення переміщень X від суми коефіцієнтів демпфування і коефіцієнтів жорсткості. З таблиць 1 і 2 видно, що величина переміщень X залежить від абсолютних значень C_1 , C_2 , K_1 і K_2 і не залежить від відношення C_2/C_1 .

На рис. 2 і 3 наведені залежності величини переміщень від жорсткості та коефіцієнта демпфування механізму замикання пресформи, з яких видно найбільш стійкі умови його роботи, що забезпечують переміщення X від $2,13 \cdot 10^{-4}$ до $4,6 \cdot 10^{-3}$ см (2 – 4,6 мкм) при значеннях C від $2 \cdot 10^9$ Н/м до $2 \cdot 10^{12}$ Н/м і K від $2 \cdot 10^2$ до $2 \cdot 10^4$ Н с/м.

Залежність величини переміщення X від жорсткості C і коефіцієнта демфування K

$X=X_1+X_2$, см	$C=C_1+C_2$, Н/м	$K=K_1+K_2$, Н·с/м	$X=X_1+X_2$, см	$K=K_1+K_2$, Н·с/м	$C=C_1+C_2$, Н/м
0,015	$2 \cdot 10^8$	$2 \cdot 10^2$	0,015	$2 \cdot 10^2$	$2 \cdot 10^8$
$4,85 \cdot 10^{-3}$	$2 \cdot 10^9$		0,016	$2 \cdot 10^3$	
$1,53 \cdot 10^{-3}$	$2 \cdot 10^{10}$		0,013	$2 \cdot 10^4$	
$4,86 \cdot 10^{-4}$	$2 \cdot 10^{11}$		0,073	$2 \cdot 10^5$	
$1,54 \cdot 10^{-4}$	$2 \cdot 10^{12}$		$4,6 \cdot 10^{-3}$	$2 \cdot 10^2$	
0,016	$2 \cdot 10^8$	$2 \cdot 10^3$	$4,7 \cdot 10^{-3}$	$2 \cdot 10^3$	$2 \cdot 10^9$
$5,36 \cdot 10^{-3}$	$2 \cdot 10^9$		$4,8 \cdot 10^{-3}$	$2 \cdot 10^4$	
$1,43 \cdot 10^{-3}$	$2 \cdot 10^{10}$		0,59	$2 \cdot 10^5$	
$4,69 \cdot 10^{-4}$	$2 \cdot 10^{11}$		$1,53 \cdot 10^{-3}$	$2 \cdot 10^2$	
$1,58 \cdot 10^{-4}$	$2 \cdot 10^{12}$		$1,47 \cdot 10^{-3}$	$2 \cdot 10^3$	
0,013	$2 \cdot 10^8$	$2 \cdot 10^4$	$2,4 \cdot 10^{-3}$	$2 \cdot 10^4$	$2 \cdot 10^{10}$
$5,17 \cdot 10^{-3}$	$2 \cdot 10^9$		$5,7 \cdot 10^{-2}$	$2 \cdot 10^5$	
$2,4 \cdot 10^{-3}$	$2 \cdot 10^{10}$		$4,92 \cdot 10^{-4}$	$2 \cdot 10^2$	
$5,6 \cdot 10^{-4}$	$2 \cdot 10^{11}$		$5,14 \cdot 10^{-4}$	$2 \cdot 10^3$	
$2,13 \cdot 10^{-4}$	$2 \cdot 10^{12}$		$0,5 \cdot 10^{-3}$	$2 \cdot 10^4$	
0,073	$2 \cdot 10^8$	$2 \cdot 10^5$	$4,5 \cdot 10^{-4}$	$2 \cdot 10^5$	$2 \cdot 10^{11}$
0,59	$2 \cdot 10^9$		$1,54 \cdot 10^{-4}$	$2 \cdot 10^2$	
0,057	$2 \cdot 10^{10}$		$1,58 \cdot 10^{-4}$	$2 \cdot 10^3$	
$4,5 \cdot 10^{-4}$	$2 \cdot 10^{11}$		$2,13 \cdot 10^{-4}$	$2 \cdot 10^4$	
			$4,5 \cdot 10^{-4}$	$2 \cdot 10^5$	

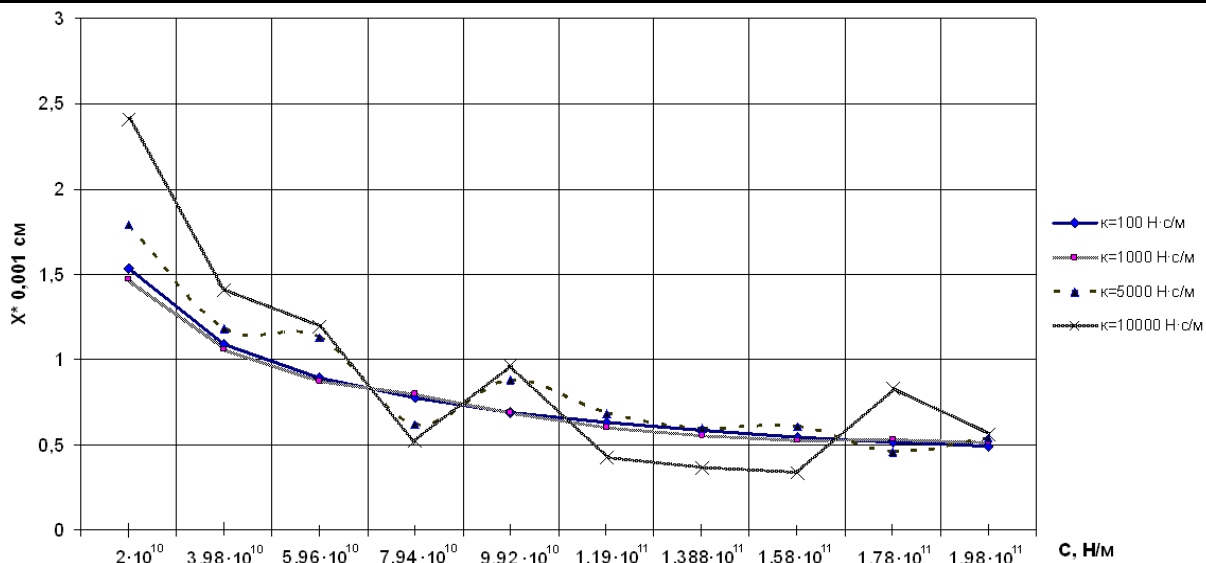


Рис. 2. Залежність переміщення X напівпресформ від жорсткості C при різних значеннях коефіцієнта демпфування K

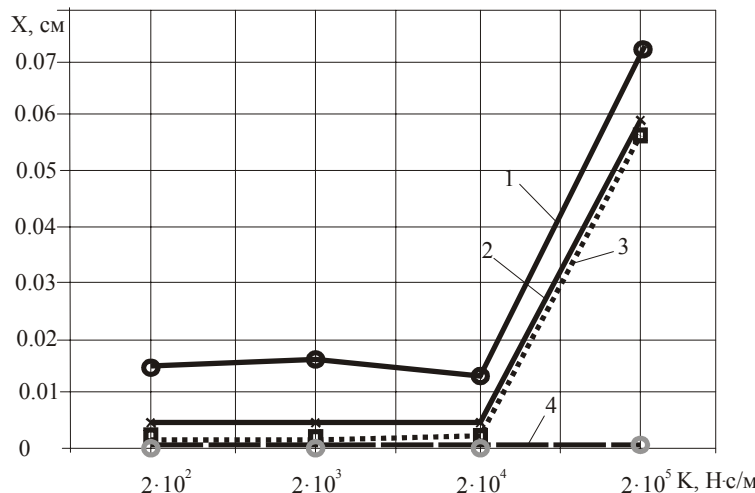


Рис. 3. Залежність переміщення X від коефіцієнта демпфування K при 1 - $c=2 \cdot 10^8$ Н/м, 2 - $c=2 \cdot 10^9$ Н/м, 3 - $c=2 \cdot 10^{10}$ Н/м, 4 - $c=2 \cdot 10^{11}$ Н/м

Таким чином, на основі проведених досліджень конструктор може прогнозувати вплив характеристик жорсткості, коефіцієнтів демпфування, маси напівпресформ та сил, що виникають при вприскуванні в середині пресформи, на величину переміщень напівпресформ та вибрати їх значення для забезпечення якості виробів.

Література

1. Проников А.С. Надежность машин. – М., Машиностроение, 1978 - 592с.
2. Самойленко А.М. Дифференциальные уравнения. 2-е изд., перераб. – М: Высшая школа, 1989 – 383с.

Надійшла 11.2.2009 р.

УДК 677.055

Б.Ф. ППА, О.Ю. ОЛІЙНИК

Київський національний університет технологій та дизайну

МЕХАНІЗМ НАКАТУВАННЯ ПОЛОТНА КРУГЛОВ'ЯЗальної МАШИНИ ЗІ СТАЛИМИ ШВИДкістю ТА ЗУСИЛЛЯМ НАКАТУВАННЯ

Запропоновано нову конструкцію механізму накатування полотна круглов'язальної машини, де, з метою підвищення стабільності процесу накатування полотна, застосовано привід, що містить ланцюгову передачу, за допомогою якої здійснюється кінематичний зв'язок накатного валика з відтяжним валиком. При цьому товарний валик розташований під накатним валиком, а його притиск до останнього здійснюється за допомогою пружин змінної жорсткості. Наведено інженерний метод вибору жорсткості пружин.

The new design of the mechanism knurl cloths circular knitters where, for the purpose of increase of stability of process knurl cloths, the drive containing chain transfer with which help kinematic communication knurl the platen with knurl the platen is carried out is offered. Thus the commodity platen is located under knurl the platen, and its pressing to the last is carried out by means of a spring of variable rigidity. The engineering method of a choice of rigidity of springs is resulted.

Вступ

Круглов'язальні машини відносяться до найбільш поширеного і перспективного виду технологічного обладнання легкої промисловості оскільки мають високу продуктивність та широкі технологічні можливості (можуть в'язати трикотажне полотно різних переплетень, а також готові трикотажні вироби) [1-3].

Подальше вдосконалення круглов'язальних машин можливе за рахунок вдосконалення їх окремих механізмів, зокрема механізму накатування полотна, сучасні конструкції якого мають ряд недоліків [3, 4], до яких, в першу чергу, слід віднести нестабільність швидкості та зусилля накатування полотна.

Враховуючи доцільність підвищення ефективності роботи круглов'язальних машин, проблема розробки нових конструкцій механізмів накатування полотна та методик вибору їх робочих параметрів є актуальною для сучасного легкого машинобудування.

Об'єктом досліджень обрано механізм накатування полотна круглов'язальних машин та метод вибору його робочих параметрів.

При розв'язанні задач, поставлених у даній роботі, були використані сучасні методи теоретичних досліджень, що базуються на теорії проектування в'язальних машин.

Завданням досліджень стала розробка нової більш досконалої конструкції механізму відтяжки полотна круглов'язальної машини та методу вибору його робочих параметрів.

Основний розділ

Відомий механізм накатування полотна круглов'язальної машини [2] характеризується періодичністю обертального руху товарного валика, що призводить до порушення однієї із основних вимог одержання якісного полотна – сталість швидкості накатування полотна

Відомий також механізм накатування полотна круглов'язальної машини, що містить накатний валик, розташований в опорах, товарний валик та привід накатного валика, що містить ланцюгову передачу з ведучою та веденою зірочками, причому осі накатного та товарного валиків розташовані паралельно, а самі валики встановлені з можливістю притискання один до одного [1]. Використання ведучого накатного валика, який має постійний діаметр та обертається з заданою постійною частотою, дозволяє стабілізувати швидкість накатування полотна на товарний валик. Але зусилля накатування полотна, зумовлене змінною величиною сили тертя в зоні взаємодії полотна з накатним валиком (сила тертя забезпечується притиском товарного валика з полотном, вага якого в процесі його накатування змінюється, до накатного валика, розташованого під товарним валиком), залишається змінним, що знижує якість полотна та довговічність роботи механізму накатування полотна круглов'язальної машини.

На рис. 1 представлена кінематична схема запропонованого авторами механізму накатування полотна