

УДК 677.055

В.Г. Здоренко, к.т.н., доц.

Київський національний університет технологій та дизайну

## ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ РУХОМОГО СКАЛА НА СТАБІЛІЗАЦІЮ НАТЯГУ ПРУЖНОЇ СИСТЕМИ ЗАПРАВКИ ТКАЦЬКОГО ВЕРСТАТА СТБ–1–180

Розглянуто шляхи зменшення нерівномірності натягу пружної системи заправки ткацького верстата СТБ–1–180. Запропоновано використання рухомого скала. Показано, що його використання дозволяє підвищити рівномірність натягу пружної системи заправки.

Удосконалення технологічного процесу формування тканини на безчовникових ткацьких верстатах типу СТБ нерозривно пов'язане зі стабілізацією натягу пружної системи заправки як у межах одного циклу тканиноутворення, так і за весь період використання основи [1, 2]. Цю умову можливо формалізувати за допомогою цільового функціонала різниці натягу пружної системи заправки на початку  $P_1(t_0)$  та в кінці  $P_1(t)$  використання основи:

$$\begin{aligned} F [P_1(t) - P_1(t_0)] &\rightarrow \min, \\ \frac{\partial P_1(t)}{\partial t} &= \frac{\partial P_1(t_0)}{\partial t} \rightarrow 0; \\ \frac{\partial P_1(t)}{\partial R} &= \frac{\partial P_1(t_0)}{\partial R} \rightarrow 0. \end{aligned} \quad (1)$$

На рис. 1, а подана схема пружної системи заправки верстата СТБ та показано силові та кінематичні складові, що впливають на неї у процесі формування тканини. Величини цих складових можливо визначити за допомогою таких виразів:

$$\begin{cases} \Delta S_1 = \int_0^t V_1 dt, \Delta S_0 = \int_0^t V_0 dt \\ \Delta P_3 = f_1(J_H; M_T; R) \\ \Delta P_T = c_1 f(t) \end{cases}, \quad (2)$$

де  $\Delta S_1, \Delta S_0$  – переміщення точок кінця та початку пружної системи заправки відповідно;  $V_1, V_0$  – швидкості переміщення точок кінця та початку пружної системи заправки;  $t$  – час одного циклу тканиноутворення;  $\Delta P_3$  – прирощення натягу пружної системи заправки за рахунок заправного натягу (ця величина залежить від маси ниток на навої, поточного значення його моменту інерції  $J_H$ , гальмівного моменту, що прикладений до навої  $M_T$  та поточного радіуса навою  $R$ );  $\Delta P_T$  – прирощення натягу пружної системи заправки в результаті її взаємодії з робочими органами верстата;  $c_1$  – коефіцієнт жорсткості пружної системи заправки;  $f(t)$  – закон зміни деформації пружної системи заправки за один цикл тканиноутворення при впливі на неї галевих ремізних рамок зівуютьворювального механізму, зубців берда механізму прибою утка.

Тоді натяг  $P_1$  можливо подати у вигляді:

$$P_1 = \Delta P_c + c_1 \left( \int_0^t V_1 dt - \int_0^t V_0 dt \right) + c_1 f(t) + f_1(J_H; M_T; R) + P_0, \quad (3)$$

де  $\Delta P_c$  – прирощення натягу пружної системи заправки при її взаємодії з рухомих скалом;  $P_0$  – натяг ниток на навої (у подальших розрахунках цією величиною будемо нехтувати). Визначимо умови взаємодії рухомого скала з пружною системою заправки та вплив скала на стабілізацію натягу. На рис. 1, б подана відповідна розрахункова схема.

Величина попередньої деформації для створення необхідного заправного натягу (за умовою нашої задачі вважаємо, що заправний натяг одиночної бавовняної нитки дорівнює 20 сН) визначалась як  $\lambda_{30} = P_3 / c_1$ , де  $\lambda_{30}$  – величина попередньої деформації;  $P_3$  – заправний натяг пружної системи заправки ткацького верстата.

При цьому скало переміститься із положення  $O_1$  (що відповідає недеформованим пружним зв'язкам) у положення  $O$ . За умови рівності сил пружності пружної системи заправки та пружин механізму скала отримаємо:

$$c_1 x_{10} = c_2 x_{20}, \quad x_{10} + x_{20} = \lambda_{30}, \tag{4}$$

де  $x_{10}, x_{20}$  – деформації пружної системи заправки та пружин механізму скала у положенні  $O$ ;  $c_2$  – коефіцієнт жорсткості пружин механізму скала. Тоді отримаємо  $x_{10} = \frac{c_2 \lambda_{30}}{c_1 + c_2}$ ,  $x_{20} = \frac{c_1 \lambda_{30}}{c_1 + c_2}$ .

Початок координатної осі  $X$  розташуємо у положенні статичної рівноваги системи (точка  $O$ ). У процесі формування елемента тканини на нитки впливають галева ремізних рамок (при утворенні зіва) та зубці берда. Графік зміни деформації  $f(t)$  пружної системи заправки наведено на рис. 2, а. Перший пік – (а) відповідає моменту прибою утка, а другий пік – (б) відповідає максимально відкритому зіву. Ця залежність може бути апроксимована наступною функцією (для спрощення прирощенням натягу ниток основи за рахунок прибою будемо нехтувати, тому що воно відбувається за досить короткий проміжок часу, близько 0,01 с):

$$f(t) = a \sin^2(pt), \tag{5}$$

де  $a, p$  – сталі коефіцієнти для даного типу станка та форми заправної лінії (для верстата СТБ–1–180  $a = 3,63 \cdot 10^{-3}$  м,  $p = 14$  с<sup>-1</sup>).

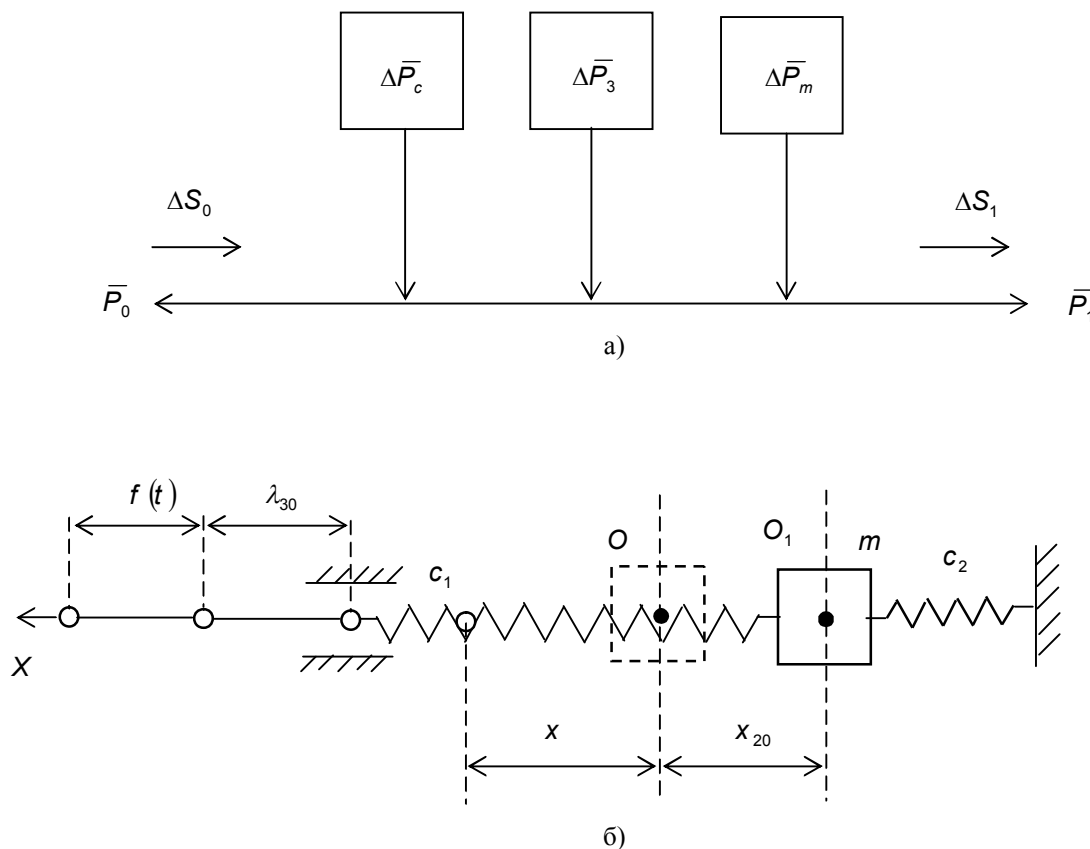


Рис. 1. Розрахункові схеми для визначення натягу пружної системи заправки ткацького верстата СТБ–1–180

Отже, за один цикл тканиноутворення лівий кінець пружного елемента системи буде переміщуватись за законом  $f(t)$ .

Тоді диференціальне рівняння руху скала маси  $m$  (враховуючи також наведені маси рухомих ланок механізму скала) відносно положення статичної рівноваги (точка  $O$ ) буде мати вигляд:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = c_1 [f(t) - x] - c_2 x,$$

або

$$\ddot{x} + k^2 x = \frac{c_1 f(t)}{m}, \quad k^2 = \frac{c_1 + c_2}{m}, \tag{6}$$

де  $k$  – частота власних коливань системи.

Загальне розв'язання рівняння (6) з використанням методу варіювання довільних сталих інтегрування, має вигляд:

$$x = c_1 \sin kt + c_2 \cos kt + \frac{c_1}{mk} \int_0^t f(\tau) \sin k(t - \tau) d\tau.$$

Якщо  $t = 0$ , то вважаємо, що  $x = x_0 = 0$ ,  $\dot{x} = \dot{x}_0 = 0$ , тоді  $c_1 = c_2 = 0$ . Одже з урахуванням (5) отримуємо:

$$x = \frac{c_1 a}{mk} \int_0^t a \sin^2(p\tau) \sin k(t - \tau) d\tau. \tag{7}$$

Викорстовуючи метод інтегрування за частинами, перетворимо вираз (7) та проінтегруємо його:

$$\begin{aligned} \sin^2(p\tau) \cdot \sin k(t - \tau) &= \frac{1}{4} [\sin(2p\tau - kt + k\tau) + \sin(kt - k\tau) + \sin(kt - k\tau) - \\ &- \sin(2p\tau + kt - k\tau)] = \frac{1}{4} [\sin(2p\tau - kt + k\tau) + 2\sin(kt - k\tau) - \\ &- \sin(2p\tau + kt - k\tau)], \end{aligned}$$

$$x = \frac{c_1 a}{4mk} \left\{ \int_0^t \sin[(2p + k)\tau - kt] + 2 \int_0^t \sin(kt - k\tau) - \int_0^t \sin[(2p - k)\tau + kt] \right\},$$

$$\begin{aligned} x &= \frac{c_1 a}{4mk} \left\{ -\frac{1}{(2p + k)} \cos[(2p + k)\tau - kt] + \frac{2}{k} \cos(kt - k\tau) + \right. \\ &\left. + \frac{1}{(2p - k)} \cos[(2p - k)\tau + kt] \right\} \Big|_0^t. \end{aligned}$$

Після підстановки меж інтегрування отримуємо:

$$x = \frac{c_1 a}{m} \left[ \frac{4p^2 \sin^2\left(\frac{k}{2}t\right) - k^2 \sin^2(pt)}{k^2(4p^2 - k^2)} \right].$$

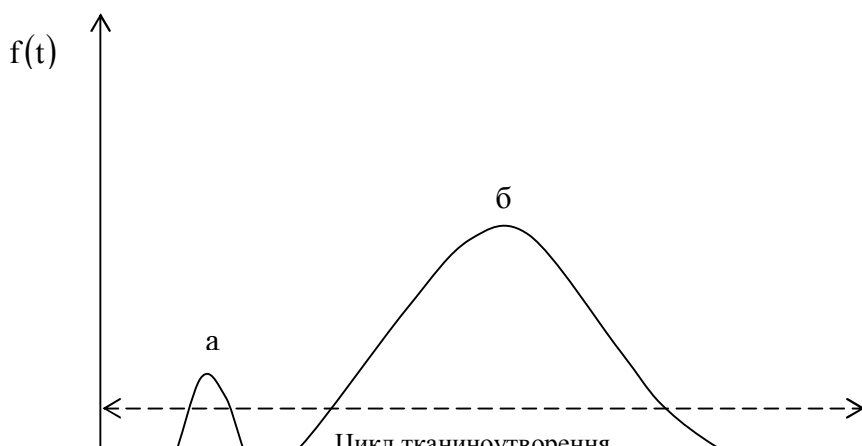
Після перетворень з урахуванням (6) маємо:

$$x = \frac{c_1 a}{c_1 + c_2} \left[ \frac{4p^2 \sin^2\left(\frac{k}{2}t\right) - k^2 \sin^2(pt)}{4p^2 - k^2} \right]. \tag{8}$$

Тоді залежність зміни натягу ниток основи при їх взаємодії зі скалом становитиме:

$$P(t) = P_{03} + c_1 [f(t) - x(t)], \tag{9}$$

де  $P_{03}$  – заправний натяг пружної системи заправки ткацького верстата. На рис. 2, б подані графічні залежності зміни натягу одиночної нитки (всього в заправці 7200 ниток) в залежності від часу. При розрахунках приймали  $c_1 = 141300 \text{ Н / м}$ ,  $m = 6,45 \text{ кг}$ ,  $c_2 = 28000 \text{ Н / м}$ .



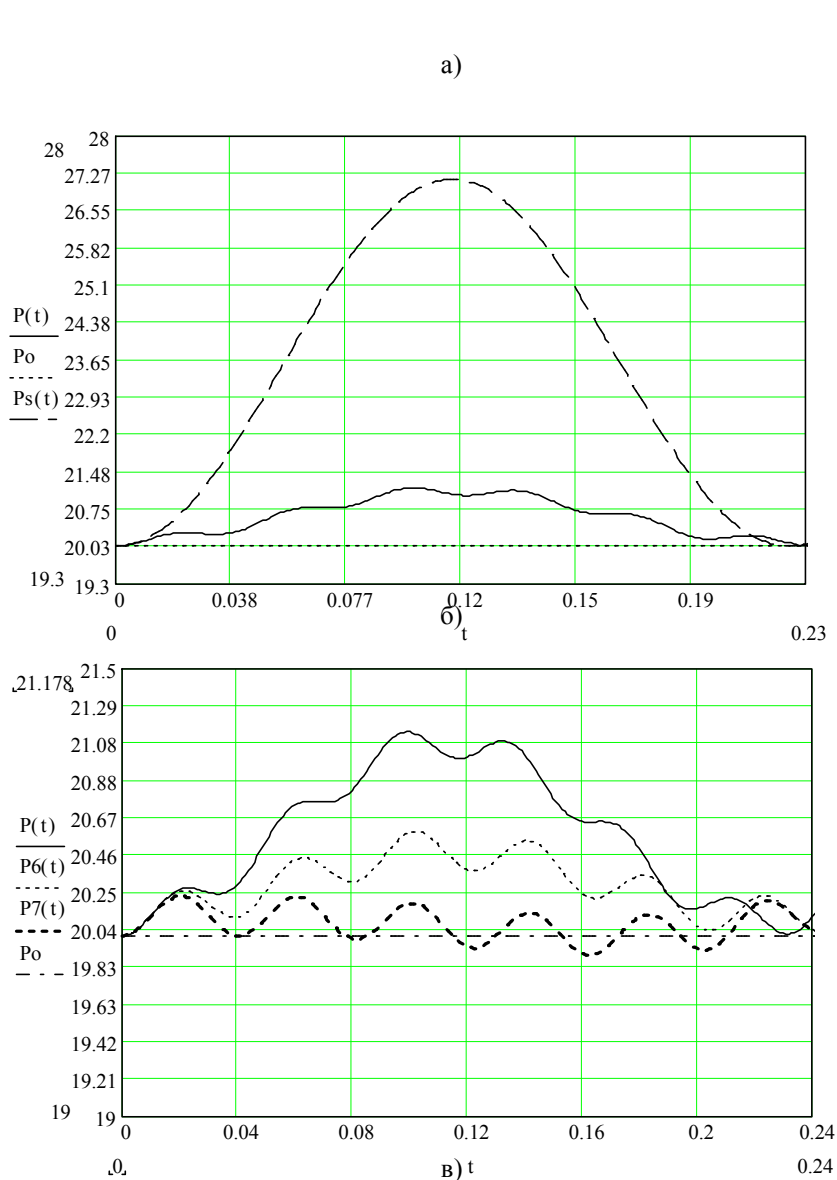


Рис. 2. Залежності зміни функції  $f(t)$ , натягу одиночної нитки та натягу з використанням демпфера від часу

Штрихова лінія  $P_s(t)$  відповідає роботі станка з нерухомим скалом. Величина цього натягу:

$$P_s(t) = c_a \sin^2(pt).$$

Аналіз результатів досліджень дозволив встановити, що коефіцієнт нерівномірності натягу  $\delta$  ( $\delta = [2(P_{\max} - P_{\min}) / (P_{\max} + P_{\min})] \cdot 100\%$ ) зменшується приблизно з 30% (з нерухомим скалом) до 6%.

Диференціальне рівняння руху скала з демпфером має вигляд:

$$\ddot{x} + 2n\dot{x} + k^2x = 0, \tag{10}$$

де  $n$  – коефіцієнт, що характеризує демпфуючі властивості пристрою ( $n = \frac{\alpha}{2m}$ , де  $\alpha$  – коефіцієнт пропорційності у виразі для сили опору руху  $R_c = \alpha \cdot x_1$ ). Приймаємо  $n = 10$ . Тоді розв’язком рівняння (10) буде:

$$x = \frac{c_1 a}{mk} \int_0^t \sin^2(p\tau) \cdot e^{-n\tau} \sin k(t - \tau) d\tau. \tag{11}$$

Після перетворень маємо:

$$x(t) = \frac{c_1 a}{mk \left[ (n^2 + k^2)(n^2 + k^2 - 4kp + 4p^2)(n^2 + k^2 + 4kp + 4p^2) \right]} \times \left\{ -k \left[ 2n^2 p^2 + n^4 \cos^2(pt) - n^4 - 4k^2 p^2 \cos^2(pt) + 6k^2 p^2 + 2k^2 n^2 \cos(pt) - 2k^2 n^2 - k^4 - 8p^4 + k^4 \cos^2(pt) + 4n^3 p \sin(pt) \cos(pt) + 4nk^2 p \sin(pt) - 4n^2 p^2 \cos(pt) \right] + 2e^{-nt} p^2 \left[ -n^3 \sin(kt) - 4k \cos(kt) p^2 + k^3 \cos(kt) - 4n \sin(kt) p^2 - 3k \cos(kt) n^2 + 3n \sin(kt) k^2 \right] \right\}. \tag{12}$$

Використовуючи залежність (9), визначимо зміну натягу ниток при використанні скала з демпфером. На рис. 2, в подані графічні залежності зміни натягу  $P(t)$  ниток без використання демпфера та  $P_1(t)$  з використанням демпфера. Коефіцієнт нерівномірності натягу  $\delta$  зменшується з 6 % до 3–4 % при використанні демпфера.

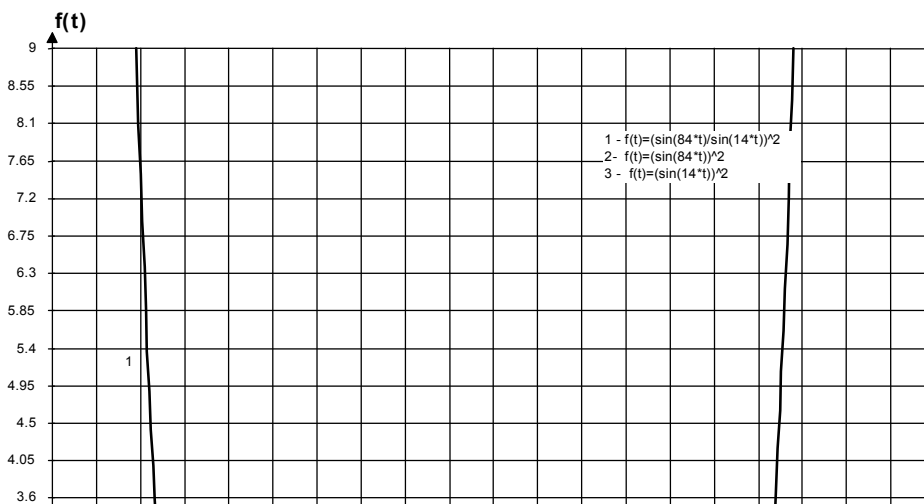
Визначимо коефіцієнт жорсткості  $c_2$ , при якому натяг буде мінімально змінюватись у межах одного циклу тканинутворення. Для цього з урахуванням (9) розв’яжемо таке рівняння:

$$a \sin^2(pt) = \frac{c_1 a}{m} \left[ \frac{k^2 (\cos 2pt - \cos kt) + (4p^2 - k^2)(1 - \cos kt)}{2k^2 (4p^2 - k^2)} \right],$$

або

$$c_2 = c_1 \frac{4p^2 \left[ \left( \frac{\sin \frac{k}{2} t}{\sin pt} \right)^2 - 1 \right]}{4p^2 - k^2}. \tag{13}$$

Рівняння (13) є трансцендентним, бо  $k = f_2(c_2)$ . Аналіз меж зміни коефіцієнта жорсткості  $c_2$  можна зробити при дослідженні функції  $\left( \sin \frac{k}{2} t / \sin pt \right)^2$ . Використовуючи правило Лопітала в точці  $t = 0$  (можливо розглядати всі точки, які задовольняють умові  $t = n \cdot \pi$ ,  $n = 0, 1, 2, \dots$ ) отримуємо значення цієї функції  $k^2/4p^2$ . Подальший аналіз показує, що відношення частот  $k/2$  та  $p$  повинно бути цілим. В іншому випадку на заданому інтервалі зміни часу з’явиться хоча б одна точка, де функція  $\left( \sin \frac{k}{2} t / \sin pt \right)^2 \rightarrow \infty$ . На рис. 3, а і рис. 3, б подані графічні залежності зміни цієї функції від часу (рис. 3, а – для  $k = 12p$ , рис. 3, б – для  $k = 10p$ ). Враховуючи вираз для власної частоти пружної системи заправки  $k^2 = (c_1 + c_2)/m$ , значення коефіцієнта жорсткості  $c_1 = 141300$  Н/м та масу  $m = 6,45$  кг, неважко побачити, що у цьому випадку підходить перше співвідношення частот  $k = 12p$ .



a)

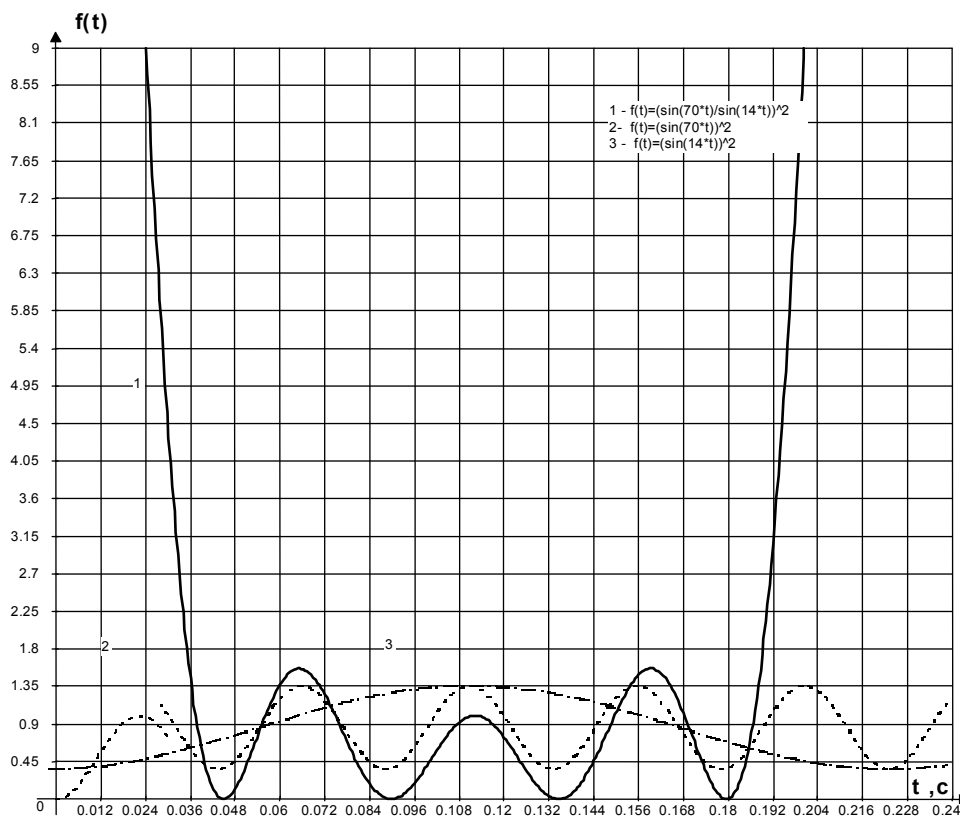
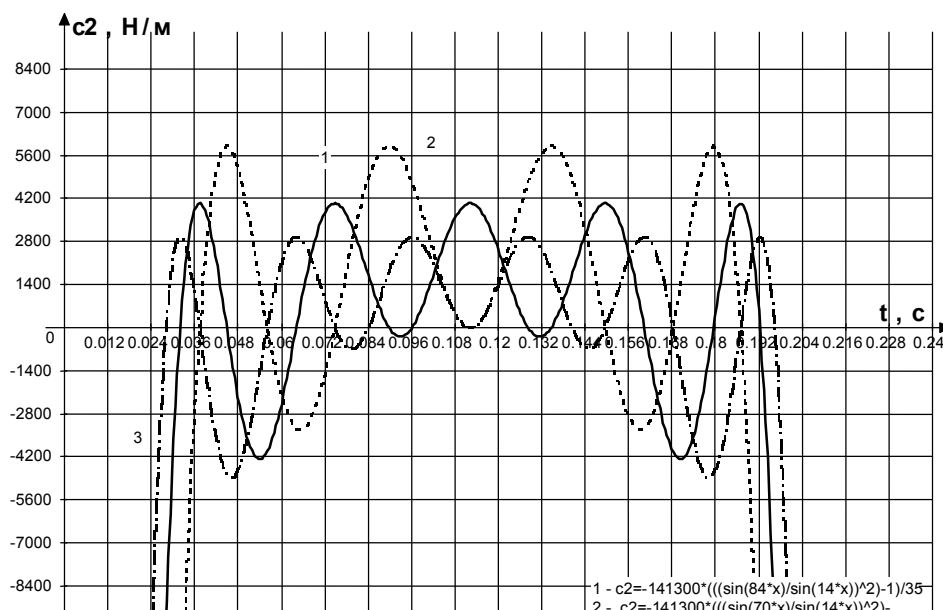


Рис. 3. Залежності зміни функції  $\left(\frac{\sin kt / 2}{\sin pt}\right)$  від часу



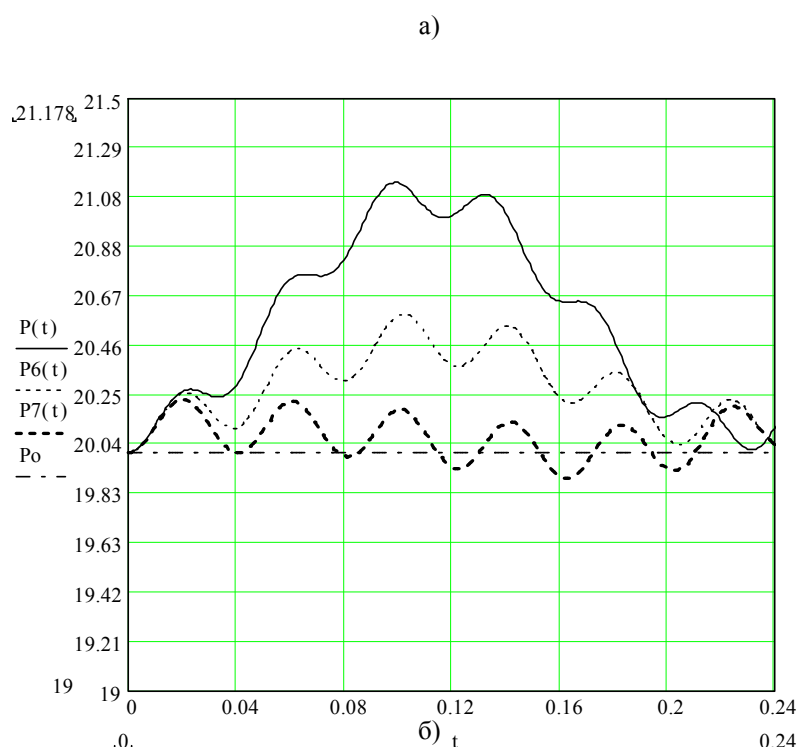


Рис. 4. Залежності зміни коефіцієнта жорсткості  $c_2$  та натягу пружної системи заправки від часу

Таблиця

№ п/п	$t, c$	$f(t), м$	$x(t), м$	$P(t), cH$	$x_1(t), м$	$P_1(t), cH$	$P_s(t), cH$	$x_6(t), м$	$P_6(t), cH$
1	0,000	0,000	0,000	20,000	-0,000	20,000	20,000	0,000	20,000
2	8,0e-3	1,690e-4	1,885e-5	20,295	1,827e-5	20,296	20,332	1,891e-5	20,295
3	0,016	6,446e-4	2,500e-4	20,774	2,362e-4	20,801	21,265	2,534e-4	20,768
4	0,024	1,338e-3	9,252e-4	20,810	8,606e-4	20,937	22,626	9,532e-4	20,755
5	0,032	2,120e-3	1,890e-3	20,453	1,759e-3	20,709	24,161	1,988e-3	20,260
6	0,040	2,846e-3	2,673e-3	20,339	2,546e-3	20,589	25,585	2,872e-3	19,948
7	0,048	3,379e-3	3,001e-3	20,742	2,977e-3	20,790	26,632	3,259e-3	20,236

8	0,056	3,622e-3	3,033e-3	21,154	3,110e-3	21,004	27,107	3,258e-3	20,713
9	0,064	3,527e-3	3,012e-3	21,010	3,072e-3	20,893	26,922	3,162e-3	20,716
10	0,072	3,114e-3	2,856e-3	20,507	2,830e-3	20,558	26,111	2,991e-3	20,242
11	0,080	2,459e-3	2,298e-3	20,316	2,279e-3	20,354	24,825	2,482e-3	19,955
12	0,088	1,684e-3	1,368e-3	20,619	1,480e-3	20,401	23,304	1,548e-3	20,266
13	0,096	9,332e-4	4,955e-4	20,859	6,885e-4	20,480	21,831	5,451e-4	20,762
14	0,104	3,468e-4	5,388e-5	20,575	1,419e-4	20,402	20,681	-4,771e-5	20,774
15	0,112	3,388e-5	-1,386e-5	20,094	-1,044e-4	20,271	20,066	-1,184e-4	20,299
16	0,120	5,265e-5	1,681e-5	20,070	-1,038e-4	20,307	20,103	5,314e-5	19,999
17	0,128	3,996e-4	1,236e-4	20,542	1,326e-4	20,524	20,784	2,526e-4	20,288
18	0,136	1,010e-3	5,658e-4	20,872	6,399e-4	20,727	21,983	6,230e-4	20,760
19	0,144	1,771e-3	1,429e-3	20,671	1,373e-3	20,781	23,475	1,389e-3	20,749
20	0,152	2,539e-3	2,364e-3	20,344	2,152e-3	20,759	24,984	2,410e-3	20,254
21	0,160	3,173e-3	2,928e-3	20,482	2,770e-3	20,791	26,227	3,203e-3	19,942
22	0,168	3,554e-3	3,056e-3	20,978	3,115e-3	20,862	26,975	3,437e-3	20,230
23	0,176	3,611e-3	3,017e-3	21,165	3,179e-3	20,848	27,087	3,248e-3	20,712
24	0,184	3,334e-3	2,936e-3	20,779	2,975e-3	20,704	26,542	2,966e-3	20,721
25	0,192	2,773e-3	2,599e-3	20,341	2,505e-3	20,526	25,442	2,646e-3	20,250
26	0,200	2,034e-3	1,827e-3	20,407	1,819e-3	20,422	23,992	2,053e-3	19,963
27	0,208	1,255e-3	8,623e-4	20,770	1,054e-3	20,393	22,462	1,116e-3	20,272
28	0,216	5,794e-4	1,785e-4	20,787	3,916e-4	20,369	21,137	1,887e-4	20,767
29	0,224	1,343e-4	-3,489e-5	20,332	-3,474e-5	20,332	20,263	-2,628e-4	20,779
30	0,232	2,085e-6	7,517e-7	20,003	-1,729e-4	20,343	20,004	-1,515e-4	20,301

На рис. 4, а подані графічні залежності коефіцієнта жорсткості пружин  $c_2$  від часу, для різних співвідношень частот:  $1 - k = 12p$  ;  $2 - k = 10p$  ;  $3 - k = 14p$  .

Як видно з поданих залежностей, для забезпечення умови  $f(t) - x(t) = 0$  необхідно, щоб коефіцієнт жорсткості змінювався з часом. Однак він не може мати від'ємних значень. Верхня межа значення коефіцієнта жорсткості дорівнює  $c_2 = 36 p^2 \cdot m - c_1 = 40744$  Н/м. Мінімальне значення дорівнює нулю. Другою умовою є необхідність повернення скала в початкове положення після закінчення процесу зів'язування. Диференціальне рівняння руху скала на цьому інтервалі часу буде мати вигляд:

$$\ddot{x} + k_1^2 x = k_1^2 a, \quad k_1^2 = \frac{c_2}{m}. \tag{14}$$

Після інтегрування для моменту часу  $t = 0,052$  с,  $a = 0,00363$  м отримуємо верхнє значення величини коефіцієнта жорсткості  $c_2 = m\pi^2 / t^2 = 23540$  Н / м . З залежності  $c_2 = f_3(t)$  можливо визначити середнє позитивнє значення  $c_2 = 2000$  Н / м . Тоді середньоарифметичний показник оптимального значення коефіцієнта жорсткості  $c_2 = 12770$  Н / м . Підставивши це значення у (9) при співвідношенні частот  $k = 12p$  , побудуємо графік зміни натягу  $P_6(t)$  від часу (рис. 4, б – пунктирна лінія). Коефіцієнт нерівномірності натягу  $\delta$  при цьому зменшується з 6 % до 2,5 %. Результати



розрахунків значень натягу та переміщення скала наведено у таблиці. При цьому на існуючому обладнанні жорсткість пружин дорівнює  $28000 \text{ Н / м}$ , що негативно впливає на процес стабілізації натягу пружної системи заправки.

Максимальну стабілізацію натягу пружної системи заправки навіть без введення демпфера можна отримати, якщо в межах циклу тканиноутворення впливати на скало силою, що забезпечить додаткове переміщення :

$$z = a_1 \sin^2 b_2 t . \quad (15)$$

де  $a_1$  – максимальна амплітуда переміщення (в результаті розрахунків отримуємо  $a_1 = 2 \cdot 10^{-4} \text{ м}$ );  $b_2$  – частота збуджуючої сили ( $b_2 = \frac{1}{12} \sqrt{\frac{141300 + 12770}{6,45}} = 12,88 \text{ с}^{-1}$ ). Тоді рівняння для визначення натягу

$P_7(t)$ :

$$P_7(t) = P_0 + c_1 [f(t - x(t))] - 0,43 [\sin^2(b_2 t)] . \quad (16)$$

На рис. 4, б подано залежність  $P_7(t)$ . Аналіз показує, що в цьому випадку коефіцієнт нерівномірності натягу  $\delta$  зменшується приблизно з 6 % до 0,5–1 %.

Таким чином, використання рухомого скала дозволяє значно знизити коливання натягу пружної системи заправки, що дає можливість зменшити відсоток браку готової продукції та підвищити продуктивність роботи технологічного обладнання.

#### ЛІТЕРАТУРА:

1. Основы теории, конструкция и расчет текстильных машин / К.Д. Буданов, А.А. Мартиросов, Э.А. Попов, А.А. Туваева. – М.: Машиностроение, 1975. – С. 390.
2. Совершенствование пневморепирных ткацких станков / И.А. Мартынов, Б.И. Корнев, В.С. Мазинов, А.В. Мещеряков. – М.: Легкая и пищевая промышленность, 1984. – С. 264.

ЗДОРЕНКО Валерій Георгійович – кандидат технічних наук, доцент кафедри автоматизації та комп'ютерних систем Київського національного університету технологій та дизайну.

Наукові інтереси:

- машини легкої промисловості;
- контроль параметрів технологічних процесів.

Тел.: (044) 256-29-94 (сл.).

Подано 12.10.2002