

УДК 677.055

**ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ГОЛОК З ПАЗАМИ
У ОСНОВИ ТА ПОСЕРЕДИНІ П'ЯТКИ НА ВЕЛИЧИНУ ДИНАМІЧНИХ
НАВАНТАЖЕНЬ В МЕХАНІЗМІ В'ЯЗАННЯ КРУГЛОВ'ЯЗАЛЬНОЇ
МАШИНИ ТИПУ КО**

С.А. ПЛЕШКО, Б.Ф. ПІПА

Київський національний університет технологій та дизайну

Приведено результати експериментальних досліджень впливу нової конструкції голок – голок з пазами у основи та посередині п'ятки, запропонованих авторами, на величину динамічних навантажень в механізмі в'язання круглов'язальної машини типу КО

Ефективність роботи круглов'язальних машин в значній мірі залежить від досконалості робочих органів (голок та клинів) механізму в'язання [1...5]. При цьому, як показують дослідження [6], жорсткість п'ятки голки – основний фактор, що впливає на величину динамічних навантажень в механізмі в'язання і, відповідно, на довговічність роботи в'язальної машини.

Об'єкт та методи дослідження

Об'єктом досліджень обрано вплив податливості (зворотна величина жорсткості) п'ятки голки на величину ударних навантажень в зоні взаємодії голки з клином круглов'язальної машини типу КО. При проведенні експерименту і вирішенні задач, поставлених у даній роботі, були використані сучасні методи теоретичних і експериментальних досліджень та сучасні вимірювальні засоби.

Постановка завдання

Завданням досліджень стало експериментальне дослідження впливу нової конструкції голки з підвищеною податливістю п'ятки, запропонованої авторами, на динамічні навантаження в механізмі в'язання круглов'язальної машини типу КО.

Результати та їх обговорення

В якості експериментальної установки для проведення досліджень була використана однофонтурна круглов'язальна машина МС-9 з діаметром циліндра 450 мм. При проведенні експериментальних досліджень навантажень, що виникають в парі голка-клин в'язального механізму при роботі машини, доцільно використовувати тензометричний метод, що дозволяє з високим ступенем точності фіксувати швидкоплинні процеси [7], до яких відносяться ударні навантаження у в'язальних системах.

Для реєстрації досліджуваних навантажень, що виникають при ударі голок об клини механізму в'язання, використовувався спеціальний прилад (рис. 1), в якому підйомний та кулірний клини кріпилися до пружних балочок, жорстко закріплених на кронштейні. Прилад встановлювався замість однієї з в'язальних систем круглов'язальної машини.

Для вимірювання динамічних деформацій, що виникають під впливом досліджуваних навантажень, використовувалася тензометрична станція УТСІ-ВТ-12 зі стабілізуючим блоком живлення. В якості реєструючого приладу служив універсальний восьмиканальний шлейфовий осцилограф Н-102 з

комплектом вібраторів типу Н-135 з робочою смугою частот, що дозволяє реєструвати досліджуваний процес без спотворень.

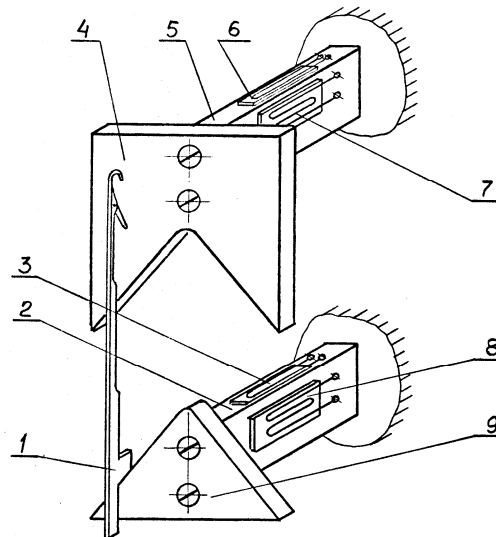


Рис. 1. Схема приладу для дослідження навантажень, що виникають при ударі голки об клин:

1 – голка; 2 – балочка підйомного клину; 3 – датчик, що реєструє вертикальну складову навантаження на підйомний клин; 4 – кулірний клин; 5 – балочка кулірного клину; 6,7 – датчики, що реєструють відповідно вертикальну і горизонтальну складові навантаження, яке діє на кулірний клин; 8 – датчик, що реєструє горизонтальну складову на підйомний клин; 9 – підйомний клин

Обробка результатів вимірювань виконувалася по загальноприйнятій методиці визначення числових характеристик випадкових величин [8...11].

Нова голка, запропонована авторами (об'єкт досліджень оцінки ефективності її використання в круглов'язальних машинах типу КО взамін існуючих голок поз. 0-388), представлена на рис. 2.

Голка містить стержень 1 з крючком 2 і язичком 3 на одному його кінці, хвостовик 4 з п'яткою 5, у основ якої містяться пази 6 і 7, на другому його кінці, та додатковий паз 8 прямокутної форми, розташований в хвостовику 4 співвісно з п'яткою 5.

Принцип роботи голки такий. При вмиканні круглов'язальної машини голки, встановлені в голковому циліндрі механізму в'язання (на рис. 2 не показані), починають обертатися. При цьому п'ятка 5, взаємодіючи з клинами механізму в'язання (на рис. 2 не показані), забезпечує зворотно-поступальний рух голки в пазу голкового циліндру. Крючок 2 та язичок 3 стержня 1, взаємодіючи з пряжею та петлями трикотажного полотна, здійснюють процес петлетворення, що необхідно для одержання трикотажного полотна. Взаємодія п'ятки 5 з клинами призводить до ударного імпульсу, який викликає в тілі голки ударні хвилі напружень. Наявність пазів 6, 7 та додаткового паза 8 дозволяє погасити ударні хвилі напружень, що виникають при цьому в тілі голки, і зменшити інтенсивність їх розповсюдження від п'ятки 5 до крючка 2 і вузла кріплення язичка 3. Вибір розмірів пазів 6, 7 та додаткового паза 8 доцільно проводити із умови збереження рівномірності елементів голки та їх працездатності:

$$c = (0,5 \dots 0,7)h; \quad \Delta = (0,15 \dots 0,2)h; \quad l = (0,4 \dots 0,5)b, \quad (1)$$

де c – відстань додаткового пазу від кінця п'ятки;

h – ширина п'ятки;

Δ – ширина пазів та додаткового пазу;

l – довжина пазів;

b – ширина хвостовика.

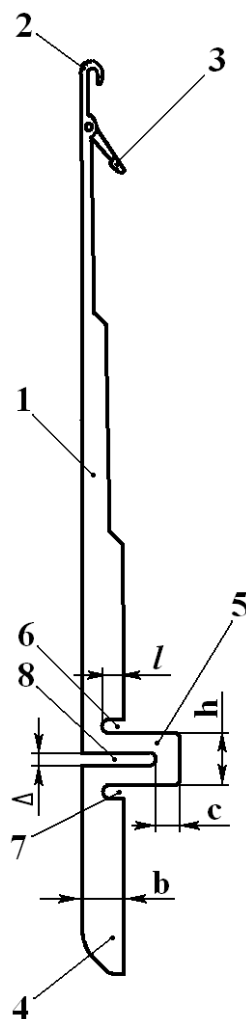


Рис. 2. Голка з пазами у
основи та посередині п'ятки

Об'єктом досліджень, як уже відмічалось вище, при проведенні експерименту були обрані голки поз. 0-388 та нові голки, виготовлені із одної і тієї ж партії голок поз. 0-388. На відміну від відомих голок (поз. 0-388), що використовуються в круглов'язальних машинах типу КО, запропонована голка додатково містить пази у основ п'ятки та паз, розташований посередині п'ятки з тильної її сторони. При цьому, враховуючи рекомендації (1), в якості робочих параметрів нової голки прийнято: глибина пазів у основ п'ятки 1,8 мм; глибина пазу посередині п'ятки 4,5 мм; ширина всіх пазів 0,5 мм.

Умови експерименту:

– оскільки технологічні навантаження практично не впливають на величину динамічних навантажень, зумовлених ударною взаємодією голок з клинами [6], машина не заправлялась пряжею;

– половина голкового циліндра машини була заправлена 20 голками поз. 0388, рівномірно розташованими по колу, друга половина - голками з пазами вказаних параметрів, виготовлених з тієї ж партії голок поз. 0-388, також рівномірно розташованими по колу голкового циліндра;

– у всіх дослідях швидкість машини була постійною (0,9 м/с);

– в процесі експериментальних досліджень реєструвались лише динамічні навантаження, що виникають в зоні взаємодії п'ятки голки з кулірним клином, як найбільш небезпечні [6];

– вірогідність результатів експерименту $\alpha = 0,95$.

Приклад запису осцилограм взаємодії п'ятки голки поз. 0-388 з кулірним клином представлений на рис. 3.

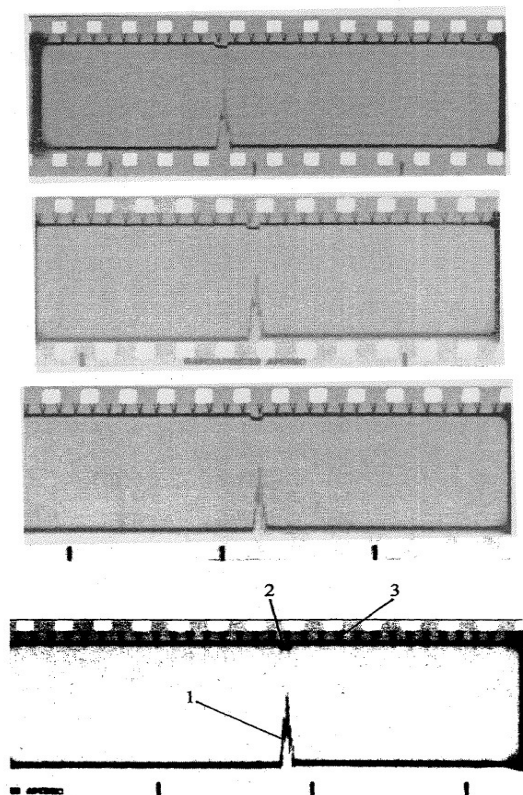


Рис. 3. Приклад осцилограм динамічних навантажень, що виникають при ударі п'ятки голки поз. 0-388 об кулірний клин: 1 – динамічне навантаження; 2 – сигнал, що фіксує час взаємодії клина з п'яткою голки; 3 – частота промислового струму (50 Гц)

Одержані результати досліджень наведені в табл. 1, 2.

Таблиця 1. Амплітуди динамічних навантажень у механізмі в'язання круглов'язальної машини МС-9, зумовлені ударом голок поз. 0-388 об кулірний клин

Амплітуда динамічних навантажень A_{li} , мм	Кількість повторень результатів n_i	$n_i A_{li}$	Похибка окремих вимірів ΔA_{li}	$n_i (A_{li})^2$
17,5	1	17,5	2,6	6,76
18,0	2	36,0	2,1	8,82
18,5	1	18,5	1,6	2,56
19,0	2	38,0	1,1	2,42
19,5	2	39,0	0,6	0,72
20,0	3	60,0	0,1	0,03
20,5	2	41,0	- 0,4	0,32
21,0	2	42,0	- 0,9	1,62
21,5	1	21,5	- 1,4	1,96
22,0	3	66,0	- 1,9	10,83
22,5	1	22,5	- 2,4	5,76
	$n = 20$	$\Sigma 402$		$\Sigma 41,8$

Обробка результатів експерименту (табл. 1):

– середнє значення амплітуди динамічного навантаження:

$$\bar{A}_1 = \frac{\sum n_i A_{1i}}{n} = \frac{402}{20} = 20,1 \text{ мм}; \quad (2)$$

– середня квадратична похибка результатів вимірів:

$$\Delta S_1 = \sqrt{\frac{\sum n_i (\Delta A_{1i})^2}{n(n-1)}} = \sqrt{\frac{41,8}{20(20-1)}} = 0,332 \text{ мм}; \quad (3)$$

– границі довірчого інтервалу:

$$\Delta A_1 = \sqrt{(t_\alpha \Delta S_1)^2 + \left(\frac{K_\alpha}{3} \gamma\right)^2} = \sqrt{(2,09 \cdot 0,332)^2 + \left(\frac{1,96}{3} \cdot 0,402\right)^2} = 0,742 \text{ мм}, \quad (4)$$

де t_α – коефіцієнт Стьюдента; при $\alpha = 0,95$ $t_\alpha = 2,09$ [8];

$K_\alpha \equiv t_\alpha(n \rightarrow \infty) = 1,96$ [8];

γ – похибка вимірювальних приладів,

$$\gamma = \frac{\beta \bar{A}_1}{100\%} = \frac{2 \cdot 20,1}{100} = 0,402 \text{ мм}; \quad (5)$$

β – помилка приладу та апаратури, $\beta = 2\%$ [3];

– відносна похибка серії вимірів:

$$\varepsilon_1 = \frac{\Delta A_1}{\bar{A}_1} \cdot 100\% = \frac{0,742}{20,1} \cdot 100\% = 3,7\%. \quad (6)$$

Остаточний результат вимірів:

$$A_1 = \bar{A}_1 + \Delta A_1 = (20,1 \pm 0,742) \text{ мм}. \quad (7)$$

Таблиця 2. Амплітуди динамічних навантажень у механізмі в'язання круглов'язальної машини МС-9, зумовлені ударом голок з пазами та посередині п'ятки об кулірний клин

Амплітуда динамічних навантажень A_{2i} , мм	Кількість повторень результатів n_i	$n_i A_{2i}$	Похибка окремих вимірів ΔA_{2i}	$n_i (A_{2i})^2$
8,5	2	17,0	1,1	2,42
8,7	2	17,4	0,9	1,62
9,0	1	9,0	0,6	0,36
9,3	2	18,6	0,3	0,18
9,5	3	28,5	0,1	0,03
9,7	2	19,4	- 0,1	0,02
10,0	3	30,0	- 0,4	0,48
10,2	2	20,4	- 0,6	0,72
10,5	2	21,0	- 0,9	1,62
10,7	1	10,7	- 1,1	1,21
	$n = 20$	$\sum 192$		$\sum 8,66$

Обробка результатів експерименту (табл. 2), виконана аналогічно з використанням залежностей (2)...(7): $\bar{A}_2 = 9,6$ мм; $\Delta S_2 = 0,15$ мм; $\Delta A_2 = 0,338$ мм; $\gamma = 0,192$ мм; $\varepsilon_2 = 3,5\%$.

Тоді остаточний результат досліджень становить:

$$A_2 = \bar{A}_2 + \Delta A_2 = (9,6 \pm 0,338) \text{ мм.}$$

Максимально вірогідна помилка експерименту з урахуванням погрішності апаратури і приладу (2%) при прийнятому коефіцієнті надійності, рівному 0,95 не перевищила 3,7%.

Оскільки завданням досліджень була оцінка впливу нової конструкції голки на зниження динамічних навантажень в механізмі в'язання тарировка датчиків не проводилась.

Ефективність роботи нової конструкції голки оцінювалась коефіцієнтом зниження динамічних навантажень.

Враховуючи одержані результати досліджень, коефіцієнт зниження динамічних навантажень n у механізмі в'язання круглов'язальної машини типу КО (МС-9) при використанні запропонованих авторами голок з пазами у основи та посередині п'ятки (рис. 2) становить:

$$n = \frac{\bar{A}_1}{A_2} = \frac{20,1}{9,6} = 2,09.$$

Висновки

Аналізуючи результати досліджень, можемо зробити наступні висновки:

- запропонована методика та прилад для проведення експериментальних досліджень динамічних навантажень в механізмі в'язання в'язальної машини дають можливість оперативно та достовірно оцінити ефективність роботи діючих та нових голок (вплив їх на величину динамічних навантажень);
- запропонована авторами голка з підвищеною податливістю п'ятки працездатна та надійна в роботі;
- нова конструкція голки спроможна ефективно (більш ніж у 2 рази) знизити динамічні навантаження в механізмі в'язання круглов'язальної машини типу КО, зумовлені взаємодією голок з клинами.

ЛІТЕРАТУРА

1. Гарбарук В.Н. Проектирование трикотажных машин. – Л.: Машиностроение, –1980. – 472 с.
2. Мойсеенко Ф.А. Проектування в'язальних машин. – Харків: Основа, –1994. – 336 с.
3. Волощенко В.П., Піпа Б.Ф., Шипуков С.Т. Эксплуатационная надежность машин трикотажного производства. – К.: Техніка, –1977. –136 с.
4. Піпа Б.Ф., Волощенко В.П., Шипуков С.Т., Орлов В.А. Повышение надежности трикотажного оборудования. – К.: Техника, –1983. –112 с.
5. Хомяк О.Н., Піпа Б.Ф. Повышение эффективности работы вязальных машин. – М.: Легпромбытиздат, –1990. – 209 с.
6. Піпа Б.Ф. Динаміка механізмів в'язання круглов'язальних машин. – К.: КНУТД, – 2008. – 416 с.
7. Кожевников С.Н. Динамика нестационарных процессов в машинах. – К.: Наукова думка,

1986. – 288 с.

8. Кассандрова О.Н., Лебедев В.В. Обработка результатов наблюдений. – М.: Наука, –1970. – 104 с.
9. Мэнли Р. Анализ и обработка записей колебаний. – М.: Машгиз, 1948. – 156 с.
10. Румшиский Л.З. Математическая обработка результатов эксперимента. – М.: Наука, 1971. – 192 с.
11. Тихомиров В.Б. Планирование и анализ эксперимента. – М.: Легкая индустрия, 1974. – 260 с.