

3. Савченко О. В. Метод пошуку глобального екстремуму в задачах оптимізації конструкцій з композиційних матеріалів / О. В. Савченко, І. О. Савченко // Вісник Чернігівського державного технологічного університету. – Чернігів: ЧДТУ, 2009. – № 36. – С. 72-81.
4. Кристенсен Р. Введение в теорию вязкоупругости / Р. Кристенсен; пер. с англ. М. И. Рейтмана. – М.: Мир, 1974. – 338 с.
5. Сорокин Е. С. Об учете упругих несовершенств материалов методами теории наследственной упругости / Е. С. Сорокин, Г. Н. Муравский // Строительная механика и расчет сооружений. – 1975. – № 4. – С. 52-58.
6. Дубенец В. Г. Колебания демпфированных композитных конструкций / В. Г. Дубенец, В. В. Хильчевский. – К.: Вища школа, 1995. – 226 с.
7. Савченко Е. В. Пассивное демпфирование колебаний композитных конструкций: монография / Е. В. Савченко. – Нежин: Аспект-Полиграф, 2006. – 232 с.
8. Дубенец В. Г. Моделирование несовершенно-упругих свойств композитных материалов // Проблемы прочности. – 1988. – № 12. – С. 81-86.
9. Luke S. Essentials of Metaheuristics [online resource] // Online Version 1,2. – July, 2011. – <http://cs.gmu.edu/~sean/book/metaheuristics/Essentials.pdf>.
10. Лотов А. В. Многокритериальные задачи принятия решений / А. В. Лотов, И. И. Поспелова. – М.: МГУ, 2008. – 197 с.
11. Карпенко А. П. Методы оптимизации. Базовый курс [Электронный ресурс] / А. П. Карпенко. – Режим доступа: <http://bigor.bmstu.ru/?cnt/?doc=МО/base.cou>.

УДК 677.055

С.А. Плешко, аспірант

Б.Ф. Піпа, д-р техн. наук

А.І. Марченко, канд. техн. наук

Київський національний університет технологій та дизайну, м. Київ, Україна

ЭФЕКТИВНІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ ПРУЖНИХ КЛИНІВ В'ЯЗАЛЬНИХ МАШИН

Представлено результати досліджень впливу конструкції клина в'язальної машини на динамічні навантаження, що виникають у зоні взаємодії голки з клином. Запропоновано конструкцію пружного клина, здатної ефективно знизити динамічні навантаження в механізмі в'язання в'язальної машини.

Представлены результаты исследований влияния конструкции клина вязальной машины на динамические нагрузки, возникающие в зоне взаимодействия иглы с клином. Предложено конструкцию упругого клина, способного эффективно снизить динамические нагрузки в механизме вязания вязальной машины.

The results of researches of influence of design of a wedge of knitting machine on dynamic loadings arising in a zone of interaction of a needle with a wedge are submitted. It is offered a design of an elastic wedge capable effectively to lower dynamic loadings in the mechanism of knitting of knitting machine.

Постановка проблеми. Зниження динамічних навантажень, що виникають у зоні ударної взаємодії голок в'язальної машини з клином, є однією з актуальних проблем трикотажного машинобудування [1; 2]. Одним із перспективних напрямків її вирішення є заміна традиційних клинів з жорсткою робочою поверхнею (жорсткі клини) клинами, що містять пружну робочу поверхню (пружні клини) [3-6]. Оцінка доцільності та ефективності використання таких клинів є невід'ємною частиною розробки нових конструкцій пружних клинів.

Аналіз досліджень і публікацій. Численні теоретичні та експериментальні дослідження [3-5], проведені проф. В.М. Гарбаруком, О.М. Хомяком та ін., показують, що зниження динамічних навантажень у механізмах в'язання в'язальних машин може бути досягнуто шляхом використання клинів з пружними робочими поверхнями (поверхня, що взаємодіє з п'ятками голок). У роботі [6] пропонується ряд конструкцій пружних клинів, здатних підвищити ефективність роботи в'язальних машин. Проте, незважаючи на накопичений досвід у практиці досліджень по удосконаленню конструкцій клинів в'язальних машин, вирішення проблеми зниження динамічних навантажень у в'язальних системах шляхом удосконалення клинів все ще залишається актуальною.

Мета статті. Метою роботи є розробка нової конструкції пружного клина та оцінка ефективності використання його у механізмах в'язання в'язальних машин.

Виклад основного матеріалу. Як показують дослідження [2], ефективність клина в'язальної машини оцінюється коефіцієнтом зниження динамічних навантажень у в'язальних системах n , що знаходиться з умови:

$$n = \sqrt{\frac{P_1}{P_2}} = \sqrt{\frac{\delta'_2}{\delta'_1}} = \sqrt{\frac{C_1}{C_2}}, \quad (1)$$

де P_1, P_2 – максимальна сила удару голки об клин відповідно традиційної (жорсткої) конструкції і нової конструкції клина, зокрема пружного клина,

$$P_1 = V \sqrt{\frac{m}{K\delta'_1}} \operatorname{tg} \alpha, \quad P_2 = V \sqrt{\frac{m}{K\delta'_2}} \operatorname{tg} \alpha, \quad (2)$$

δ'_1, δ'_2 – піддатливість пари голка-клин при використанні відповідно традиційної (жорсткої) конструкції клина і пружного клина;

C_1, C_2 – жорсткість (зворотна величина піддатливості) пари голка-клин при використанні відповідно жорсткого та пружного клинів;

V – швидкість ударної взаємодії голки з клином;

m – маса голки;

K – конструктивний параметр в'язальної системи [2];

α – кут профілю клина в зоні удару голки (кут зустрічі п'ятки голки з клином).

Як показує аналіз взаємодії голки з клином в період удару [2], деформація системи голка-клин визначається з умови:

$$\delta = \delta_x \operatorname{tg} \alpha + \delta_y, \quad (3)$$

де δ – сумарна деформація системи голка-клин;

δ_x, δ_y – деформація системи голка-клин відповідно уздовж осей X і Y .

Аналізуючи умови роботи голки в'язальної машини, приходимо до висновку, що податливість пари голка-клин визначається в основному: вигином і скручуванням п'ятки; вигином штег (направляючі голки); зминанням матеріалу голки, клину та штег у зоні їх контактної взаємодії.

Враховуючи вищенаведене, статична деформація системи голка-клин уздовж осі X може бути визначена з умови:

$$\delta_x = \delta_{1x} + \delta_{2x} + \delta_{3x} + \delta_{4x} + \delta_{5x}, \quad (4)$$

де δ_{1x} – деформація зминання п'ятки голки і клину;

δ_{2x} – деформація вигину п'ятки;

δ_{3x} – деформація зминання тіла голки і штег;

δ_{4x} – деформація вигину штег;

δ_{5x} – деформація скручування п'ятки.

Використовуючи теорію контактної міцності та згину [7], можна отримати:

$$\delta_{1x} = 1,16 \frac{P}{l_1 E (1 + \mu \operatorname{ctg} \alpha) \sin^2 \alpha}; \quad (5)$$

$$\delta_{2x} = P \frac{a^3}{3E_1 J_{1x}}; \quad (6)$$

$$\delta_{3x} = 1,16 \frac{P}{b^2 E'} \left[\frac{a^2}{l_2} + \frac{(a+b)^2}{l_3} \right]; \quad (7)$$

$$\delta_{4x} = P \frac{(a+b)l^3}{3bE_2J_{2x}}, \quad (8)$$

де P – складова сили удару, що діє вздовж осі X (горизонтальна складова);

l_1, l_2, l_3 – довжина ліній контакту відповідно п'ятки голки з клином, контакту спинки голки зі штегою і контакту голки з виступаючою гранню штеги;

E, E' – наведені модулі пружності відповідно матеріалів пар голка-клин і голка-штега;

E_1, E_2 – модулі пружності матеріалів голки і штеги;

μ – коефіцієнт тертя пари голка-клин;

a – плече сили удару P ;

J_{1x}, J_{2x} – моменти інерції перетину п'ятки голки і штеги.

Величина деформації скручування п'ятки голки визначається з умови [4]:

$$\delta_{5x} = 0,5h \cdot tg\varphi, \quad (9)$$

де h – ширина п'яти;

φ – кут скручування п'ятки у момент удару.

Оскільки φ мало, можемо прийняти: $\delta_{5x} = 0,5h\varphi$. (10)

Як відомо [7]: $\varphi = \frac{M_k \alpha}{GJ_p}$, (11)

де M_k – крутний момент, що виникає при ударі п'ятки голки об клин;

G – модуль пружності матеріалу голки при зрушенні;

J_p – полярний момент інерції перетину п'ятки.

З умови рівноваги голки маємо: $M_k = 0,5Nh \left(1 - \frac{\Delta}{h} ctg\alpha\right) \sin\alpha$,

або, враховуючи, що $P = N \sin\alpha$: $M_k = 0,5P(h - \Delta ctg\alpha)$, (12)

де Δ – товщина п'ятки.

Оскільки для штампованих голок зазвичай $h/\Delta \geq 4$, згідно з [7]: $J_p = \frac{(h/\Delta - 0,63)\Delta^4}{3}$.

Враховуючи (11), (12), рівняння (10) набуде вигляду:

$$\delta_{5x} = 0,25P \frac{(h - \Delta ctg\alpha)h\alpha}{GJ_p}. \quad (13)$$

Деформація пари голка-клин уздовж осі Y може бути визначена з умови:

$$\delta_y = \delta_{1y} + \delta_{2y} + \delta_{3y}, \quad (14)$$

де δ_{1y} – деформація уздовж осі Y , обумовлена зминанням голки і клину;

δ_{2y} – деформація вигину п'ятки голки уздовж осі Y ;

δ_{3y} – деформація скручування п'ятки.

Аналогічно вищенаведеному: $\delta_{1y} = 1,16 \frac{P}{l_1 E (tg\alpha + \mu) \cos^2 \alpha}$; (15)

$$\delta_{2y} = P \frac{a^3 ctg(\alpha + \rho)}{3E_1 J_y}, \quad (16)$$

де ρ – кут тертя пари голка-клин;

J_y – момент інерції перетину п'ятки голки відносно осі Y .

З достатнім ступенем точності можна записати: $\delta_{3y} = 0,5\delta_{5x}\varphi$. (17)

Враховуючи (11), (12) і (13), отримуємо:

$$\delta_{3y} = 0,25 p^2 h \left[\frac{0,5(h - \Delta \operatorname{ctg} \alpha) a}{GJ_p} \right]^2. \quad (18)$$

Для однофонтурних круглов'язальних машин типу КО з голками поз. 0–388, 0–384 [8] ($l_1 = 2,5$; $l_2 = 81$; $l_3 = 25,5$; $a = 1,5$; $b = 3,8$; $h = 3$; $h_1 = 73$; $\Delta = 0,5$; $\Delta_1 = 0,6$ мм; $E_1 = E_2 = E = E' = 2,2 \cdot 10^5$ МПа; $G = 8,1 \cdot 10^4$ МПа; $\alpha = 56^\circ$; $\mu = 0,17$; $\rho = 9^\circ 40'$), використавши отримані залежності (5)-(8), (13), (15), (16) і (18), знаходимо:

$$\delta_{1x} = 2,75 \cdot 10^{-9} P; \delta_{2x} = 163,6 \cdot 10^{-9} P; \delta_{3x} = 0,412 \cdot 10^{-9} P; \delta_{4x} = 0,0062 \cdot 10^{-9} P;$$

$$\delta_{5x} = 330,2 \cdot 10^{-9} P; \delta_{1y} = 4,08 \cdot 10^{-9} P; \delta_{2y} = 2,05 \cdot 10^{-9} P; \delta_{3y} = 0,036 \cdot 10^{-9} P^2 \text{ м.}$$

Аналізуючи одержані результати, приходимо до висновку, що під час виконання інженерних розрахунків податливість системи голка-клин, однофонтурних круглов'язальних машин типу КО з достатнім ступенем точності можна визначити з виразу:

$$\delta' = (\delta'_{2x} + \delta'_{5x}) \operatorname{tg} \alpha, \quad (19)$$

де, δ'_{2x} , δ'_{5x} – податливість системи від деформацій δ_{2x} , δ_{5x} :

$$\delta'_{2x} = \frac{\delta_{2x}}{P}; \delta'_{5x} = \frac{\delta_{5x}}{P}. \quad (20)$$

Підставляючи в (19) значення (20) та враховуючи (6), (13), знаходимо:

$$\delta' = \frac{a^3 \operatorname{tg} \alpha}{3E_1 J_{1x}} + 0,25 \frac{(h \operatorname{tg} \alpha - \Delta) h a}{GJ_p}. \quad (21)$$

Використовуючи (21) для круглов'язальних машин типу КО отримуємо:

$$\delta' = 732 \cdot 10^{-9} \text{ м/Н.}$$

З метою підвищення податливості пари голка-клин, що забезпечує зниження динамічних навантажень в'язальної системи, автори запропонували конструкцію клина, схема якої представлена на рисунку 1. На відміну від відомих клинів з підвищеною податливістю робочої поверхні, запропонованих авторами раніше [6], клин відрізняється простотою конструкції, технологічністю та економією матеріалу.

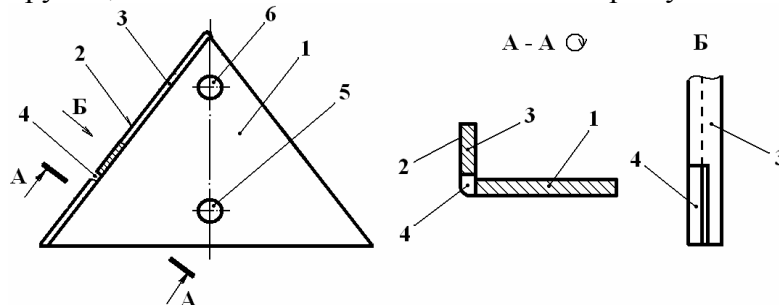


Рис. 1. Клин в'язальної машини з відгином з пружною робочою поверхнею

Клин в'язальної машини містить корпус 1, робочу поверхню 2, відгин 3 та наскрізний паз 4. Одна із поверхонь відгину 3 виконує роль робочої поверхні 2, а наскрізний паз 4 розташований у нижній частині відгину паралельно робочій поверхні. Клин містить також два отвори 5, 6 для кріплення корпусу 1 до замкових блоків механізму в'язання (на рис. 1 не показані). Корпус 1 виготовлено із листового матеріалу шляхом штамповки.

Принцип роботи клина такий. При вмиканні, наприклад, круглов'язальної машини голки, встановлені в голковому циліндрі механізму в'язання (на рис. 1 не показані), починають обертатися. При цьому голки, зустрічаючи на своєму шляху робочу поверхню 2, піднімаються вгору (згідно з рис. 1), виконуючи технологічний процес утворення петель трикотажного полотна (на рис. 1 не показано). Наявність наскрізного пазу 4 зменшує жорсткість відгину 3 в зоні ударної взаємодії голок з клином, що призводить до зниження динамічних навантажень у парі голка-клин [2].

Оцінимо ефективність використання запропонованої конструкції клина.

Податливість пари голка-клин δ' у цьому випадку знаходиться з умови:

$$\delta' = \delta'_1 + \delta / P, \quad (22)$$

де δ'_1 – податливість пари голка-клин з жорстким клином;

δ – деформація відгину з пазом нового клину в зоні удару голки;

P – максимальна сила удару голки об клин (горизонтальна складова).

Оскільки [2] $\delta_y = \delta_x \operatorname{ctg} \alpha$, вираз (3) набуде вигляду:

$$\delta = \delta_x (\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{ctg} \alpha) = \frac{2\delta_x}{\sin 2\alpha}. \quad (23)$$

Підставляючи (22) у вираз (23), нехтуючи технологічними навантаженнями та враховуючи результати досліджень [2], одержуємо:

$$\delta' = \frac{2\delta'_1 + A^2}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{2\delta'_1 + A^2}{2}\right)^2 - (\delta'_1)^2}, \quad (24)$$

$$\text{де } A = \frac{\delta_x}{V \sqrt{\frac{m}{K} \sin^2 \alpha}}. \quad (25)$$

Використовуючи параметри круглов'язальної машини КО [2; 8]: $\delta'_1 = 0,725 \cdot 10^{-3}$ мм/Н; $V = 0,71$ м/с; $m = 0,713 \cdot 10^{-3}$ кг; $K = 0,418$; $\alpha = 56^\circ$ та беручи до уваги уникнення порушення процесу петлетворення [1] $\delta_x = 0,2$ мм, згідно з [2] маємо: $\delta' = 36,2 \cdot 10^{-3}$ мм/Н. Максимальна сила удару голки об відгин запропонованої конструкції клина при цьому складе 12,2 Н, що приблизно в 7 разів менше в порівнянні з використанням існуючих жорстких клинів [8] круглов'язальних машин типу КО.

Висновки. Отримані результати свідчать про доцільність та ефективність використання запропонованої конструкції пружного клина в механізмі в'язання в'язальних машин.

Використання запропонованої конструкції клина дозволяє:

- підвищити довговічність роботи клина завдяки зниженню динамічних навантажень в зоні взаємодії його з голками;
- підвищити якість трикотажного полотна за рахунок підвищення стабільності роботи пари голка-клин;
- підвищити продуктивність в'язальної машини за рахунок підвищення довговічності роботи клина.

Список використаних джерел

1. Гарбарук В. Н. Проектирование трикотажных машин / В. Н. Гарбарук. – Л.: Машиностроение, 1980. – 472 с.
2. Піпа Б. Ф. Динаміка механізмів в'язання круглов'язальних машин / Б. Ф. Піпа. – К.: КНУТД, 2008. – 416 с.
3. Повышение надежности трикотажного оборудования / Б. Ф. Пипа, В. П. Волощенко, С. Т. Шипуков, В. А. Орлов. – К.: Техника, 1983. – 112 с.
4. Волощенко В. П. Эксплуатационная надежность машин трикотажного производства / В. П. Волощенко, Б. Ф. Пипа, С. Т. Шипуков. – К.: Техніка, 1977. – 136 с.
5. Хомяк О. Н. Повышение эффективности работы вязальных машин / О. Н. Хомяк, Б. Ф. Пипа. – М.: Легпромбытиздат, 1990. – 209 с.
6. Піпа Б. Ф. Удосконалення робочих органів механізмів в'язання круглов'язальних машин / Б. Ф. Піпа, С. А. Плешко. – К.: КНУТД, 2012. – 470 с.
7. Писаренко Г. С. Справочник по сопротивлению материалов / Г. С. Писаренко, А. П. Яковлев, В. В. Матвеев. – К.: Наукова думка, 1975. – 704 с.
8. Машины кругловязальные типа КО-2. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. – Черновцы, 1992. – 86 с.