

УДК 677.055

С.А. ПЛЕШКО, Б.Ф. ПІПА

Київський національний університет технологій та дизайну

ВПЛИВ КОНСТРУКЦІЇ КЛИНА НА ДИНАМІЧНІ НАВАНТАЖЕННЯ В МЕХАНІЗМІ В'ЯЗАННЯ В'ЯЗАЛЬНОЇ МАШИНИ

Представлено результати досліджень по оцінці впливу конструкції клина в'язальної машини на динамічні навантаження, що виникають в зоні взаємодії голки з клином. Запропоновано нову конструкцію клина, здатної ефективно знизити динамічні навантаження в механізмі в'язання в'язальної машини. Виконані розрахунки раціональних параметрів запропонованого клина.

Ключові слова: динамічні навантаження, клин, в'язальна машина.

Одним із перспективних напрямків підвищення ефективності роботи в'язальних машин є заміна традиційної конструкції клина клином з підвищеною податливістю робочої поверхні. [1–5]. При цьому при виборі раціональних параметрів клина слід враховувати умову усунення можливості заклинювання голок, зумовленого податливістю робочої поверхні клина.

Об'єкт та методи дослідження

Об'єктом досліджень обрано клин в'язальної машини та процес його удосконалення. При вирішенні задач, поставлених у даній роботі, були використані сучасні методи теоретичних досліджень, що базуються на теорії проектування в'язальних машин, теорії динаміки механічних систем та теорії опору матеріалів і пружності.

Постановка завдання

Враховуючи доцільність підвищення ефективності роботи в'язальних машин шляхом удосконалення клинів, стаття присвячена оцінці впливу конструкції клина на динамічні навантаження, що виникають при взаємодії голок з клином, та розробці конструкції клина в'язальної машини, здатної забезпечити підвищення ефективності її роботи.

Результати і їх обговорення

Як показують дослідження [2], ефективність клина в'язальної машини оцінюється коефіцієнт зниження навантажень у в'язальних системах n , що знаходиться із 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 клин з податливою робочою поверхнею,

$$P_1 = V \sqrt{\frac{m}{K\delta_1'}} \operatorname{tg} \alpha, \quad P_2 = V \sqrt{\frac{m}{K\delta_2'}} \operatorname{tg} \alpha; \quad (2)$$

δ_1', δ_2' – податливість пари голка-клин при використанні відповідно традиційної (жорсткої) конструкції клина і клина з податливою робочою поверхнею; C_1, C_2 – жорсткість (зворотна величина податливості) пари голка-клин при використанні відповідно традиційної (жорсткої) конструкції клина і клина з податливою робочою поверхнею; 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).

Одним з найважливіших питань в дослідженні навантажень у механізмі в'язання, що виникають при ударі голково-платинових виробів об клини замків, є визначення жорсткості або податливості (величина зворотна жорсткості) системи голка (платина) - клин в зоні удару.

Податливість системи голка (платина) – клин істотно впливає на величину сили удару п'ятки голки або платини об клин замку, а отже, і на надійність в'язального механізму в цілому. Проте, не дивлячись на важливість питання визначення податливості робочих елементів в'язальної системи в зоні їх удару, існуючі методики [1] не позбавлені ряду неточностей, зокрема не враховується вплив деформації скручування п'ятки на податливість системи голка-клин.

Розглянемо методику визначення статичної податливості системи голка-клин круглов'язальної машини. 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 осі X і Y .

Аналізуючи умови роботи голки в'язальної машини, приходимо до висновку, що податливість системи голка-клин визначається в основному наступними видами деформації системи: вигином і скручуванням п'ятки; вигином штеги; змінанням матеріалу голки, клину і штег в зоні їх контактної взаємодії в період удару.

Враховуючи вищевказане, 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 змінання п'ятки голки і клину; δ_{2x} – деформація вигину п'ятки; δ_{3x} – деформація змінання тіла голки і штег; δ_{4x} – деформація вигину штег; δ_{5x} – деформація скручування п'ятки.

Використовуючи теорію контактної міцності і згину [6], можна отримати:

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

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

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

$$\delta_{4x} = P \frac{(a+b)^3}{3bE_2 J_{2x}}; \quad (8)$$

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

l_1, l_2, l_3 – довжина ліній контакту відповідно п'ятки голки з клином, голки зі штегою в зоні контакту спинки голки зі штегою і голками зі штегою в зоні контакту голки з виступаючою гранню штеги; E, E' – приведені модулі пружності відповідно матеріалів пар голка-клин і голка-штега; E_1, E_2 – модулі пружності матеріалів голки і штеги; μ – коефіцієнт тертя матеріалів голки і клину 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 [6]:
$$\varphi = \frac{M_k \alpha}{GJ_p}, \quad (11)$$

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 $P = N \sin\alpha$:
$$M_k = 0,5P \left(\frac{h}{\Delta} - ctg\alpha \right), \quad (12)$$

де Δ – товщина п'ятки.

Оскільки для штампованих голок зазвичай $h/\Delta \geq 4$, згідно [6]:
$$J_p = \frac{\pi \Delta^4}{3} \left(\frac{h}{\Delta} - 0,63 \right).$$

Враховуючи (11), (12), рівняння (10) приймає вигляд:

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

Деформація системи 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 змінанням голки і клину; δ_{2y} – деформація вигину п'ятки голки уздовж осі Y ; δ_{3y} – деформація скручування п'ятки.

Аналогічно вищеприведеному:
$$\delta_{1y} = 1,16 \frac{P}{l_1 E \left(\mu g \alpha + \mu g \cos^2 \alpha \right)}; \quad (15)$$

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

де ρ – кут тертя матеріалів голки і клину; J_y – момент інерції перетину п'ятки голки відносно осі Y .

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

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

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

Для однофонтурних круглов'язальних машин типу КО з голками поз. 0–388, 0–384 [7] ($l_1 = 2,5$; $l_2 = 81$; $l_3 = 25,5$; $a = 1,5$; $b = 3,8$; $h = 3$; $h_1 = 73$; $\Delta = 0,5$; $\Delta_1 = 0,6$ мм; $E_1 = E_2 = E = E' = 2,2 \cdot 10^5$ МПа; $G = 8,1 \cdot 10^4$ МПа; $\alpha = 56^\circ$; $\mu = 0,17$; $\rho = 9^\circ 40'$), використовуючи отримані залежності (5)...(8), (13), (15), (16) і (18), знаходимо:

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

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

Аналізуючи одержані результати, приходимо до висновку, що при виконанні 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, $\delta'_{2x}, \delta'_{5x}$ – податливість системи від деформацій δ_{2x}, δ_{5x} :

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

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

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

Використовуючи (21) для круглов'язальних машин типу КО отримаємо: $\delta' = 732 \cdot 10^{-9} \text{ м/Н}$.

З метою підвищення податливості системи голка-клин, що забезпечує зниження динамічних навантажень в'язальної системи, автори запропонували конструкцію клина, схема якої представлена на рис. 1. На відміну від відомих клинів з підвищеною податливістю робочої поверхні, запропонованих авторами раніше (Пат. України на корисну модель № 40706, D04 В 15/32, 2009 р.; № 40725, D04 В 15/32, 2009 р.; № 57150, D04 В 15/32, 2011 р.), клин (рис. 1) відрізняється простотою конструкції, технологічністю та економією матеріалу.

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

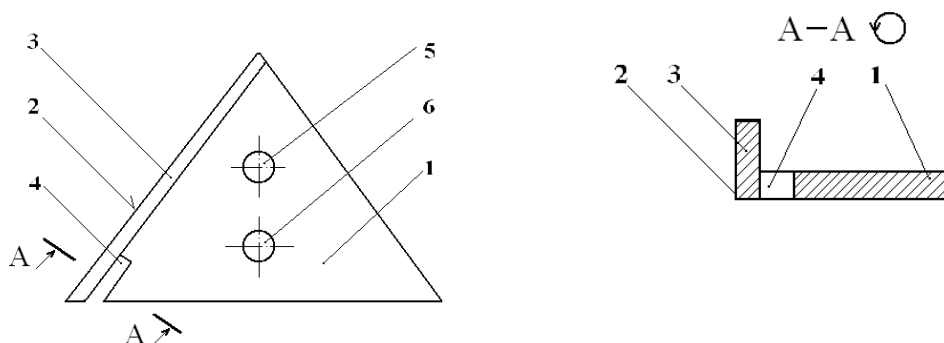


Рис. 1. Клин в'язальної машини з пружною робочою поверхнею

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 пазу 4 зменшує жорсткість відгину 3 і, відповідно, робочої поверхні 2 в зоні ударної взаємодії голок з клином, що призводить до зниження динамічних навантажень [2] та підвищення довговічності роботи клина. Оцінимо ефективність використання запропонованої конструкції клина.

Податливість системи голка-клин δ' у цьому випадку знаходиться із умови:

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

де δ'_1 – податливість системи голка-клин з клином жорсткої конструкції (до використання запропонованого клину); δ – деформація відгину з пазом в точці удару; P – максимальна сила удару голки об клин (горизонтальна складова).

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

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

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

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

де

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

Використовуючи параметри круглов'язальної машини типу КО (МС-5): $\delta'_1 = 0,725 \cdot 10^{-3}$ мм/Н; $V = 0,71$ м/с; $m = 0,713 \cdot 10^{-3}$ кг; $K = 0,418$; $\alpha = 56^\circ$ та приймаючи, щоб уникнути порушення процесу петлетворення [1] $\delta_x = 0,2$ мм, на підставі [2] $\delta' = 36,2 \cdot 10^{-3}$ 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 існуючою конструкцією клинів круглов'язальних машин типу КО.

Для визначення необхідних розмірів відгину з пазом клина (рис. 1), скористаємося теорією пружності [6]:

$$J = \frac{Pl^3}{3E\delta_x},$$

де J – момент інерції перетину відгину; l – робоча довжина відгину; E – модуль пружності матеріалу відгину.

З огляду на те, що для відгину прямокутного перерізу $J = ab^3 / 12$, де a , b – відповідно ширина та товщина перерізу, одержимо:

$$b = l^3 \sqrt{\frac{4P}{Ea\delta_x}}. \quad (26)$$

Прийнявши із конструктивних міркувань $l = 15$ мм, $a = 5$ мм і враховуючи, що $P = 12,2$ Н; $E = 2,2 \cdot 10^5$ МПа; $\delta_x = 0,2$ мм, із (26) знаходимо $b = 0,9$ мм.

Висновки

Одержані результати свідчать про доцільність та ефективність використання запропонованої конструкції 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 використаної літератури

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

Стаття надійшла до редакції 29.08.2012

Влияние конструкции клина на динамические нагрузки в механизме вязания вязальной машины

Плешко С.А., Піпа Б.Ф.

Киевский национальный университет технологий и дизайна

Представлены результаты исследований по оценке влияния конструкции клина вязальной машины на динамические нагрузки, что возникают в зоне взаимодействия иглы с клином. Предложена новая конструкция клина, способной эффективно снизить динамические нагрузки в механизме вязания вязальной машины. Выполненные расчеты рациональных параметров предложенного клина.

Ключевые слова: динамические нагрузки, клин, вязальная машина.

Influence of construction of wedge is on dynamic loading in mechanism of knitting of knitting machine

Pleshko S. Pipa B

Kyiv national university of technologies and design

The results of researches are presented by estimation of influence of construction of wedge of knitting machine on the dynamic loading, what arise up in the zone of cooperation of needle with a wedge. The new construction of wedge offers, capable effectively to bring down the dynamic loading in the mechanism of knitting of knitting machine. Executed calculations of rational parameters of an offer wedge.

Keywords: dynamic loading, wedge, knitting machines.