

УДК 677.055

**ДОЦІЛЬНІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ КЛИНІВ В'ЯЗАЛЬНИХ
МАШИН З РОБОЧОЮ ПОВЕРХНЕЮ НА ПРУЖНІЙ ОСНОВІ**

Б.Ф. ПІПА, С.А. ПЛЕШКО

Київський національний університет технологій та дизайну

Представлено результати досліджень доцільності використання клинів в'язальних машин з робочою поверхнею, що опирається на пружну основу. Запропоновано нову конструкцію клина в'язальної машини, лише динамічна ділянка робочої поверхні якого опирається на пружну основу (клин з пружною основою). Виконано розрахунки, які підтверджують ефективність використання клинів в'язальних машин з пружною основою для зниження динамічних навантажень у парі голка-клин

Перспективним напрямом підвищення ефективності роботи в'язальних машин є зниження динамічних навантажень, які виникають при взаємодії голок з клинами [1...5]. Як показують дослідження [2], одним із шляхів зниження ударних навантажень, що виникають при взаємодії голки з клином, є зниження жорсткості 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 розробці конструкції клина в'язальної машини, здатної забезпечити ефективне зниження динамічних навантажень, що виникають при взаємодії з ним голок.

Результати і їх обговорення

Відомі клини в'язальних машин, динамічна ділянка (ділянка робочої поверхні клина, з якою вступає у взаємодію голка при зміні напрямку траєкторії її руху – ударна взаємодія голки з клином) яких виконана нерухомою [1], що зумовлює значні динамічні навантаження, і, відповідно, значні контактні напруження, які виникають в зоні взаємодії голок з клином [3], що призводить до зниження надійності та довговічності роботи клина і в'язальної машини в цілому.

Відомий також клин в'язальної машини, що містить корпус та робочу поверхню з рухливою динамічною ділянкою (Пат. України на корисну модель № 43427, D04 В 15/32, 2001 р.). Та обставина, що ширина динамічної ділянки, зумовлена конструкцією клина, значно менша за ширину статичної ділянки (ділянка робочої поверхні клина, з якою одночасно взаємодіють всі інші голки, розташовані на траєкторії їх підйому або опускання), призводить до значних контактних напружень в зоні взаємодії голки з динамічною ділянкою, що знижує довговічність роботи клина.

Автори запропонували нову конструкцію клину, обладнану плоским пружним елементом, що з'єднує динамічну ділянку з корпусом, причому плоский пружний елемент та динамічна ділянка виконані прямокутної форми однакової довжини та з шириною, що дорівнює ширині статичної ділянки.

Наявність плоского пружного елемента та виконання плоского пружного елемента та динамічної ділянки прямокутної форми однакової довжини та з шириною, що дорівнює ширині статичної ділянки, дозволяє знизити контактні напруження в зоні взаємодії голки з динамічною ділянкою і, таким чином, підвищити довговічність роботи клина.

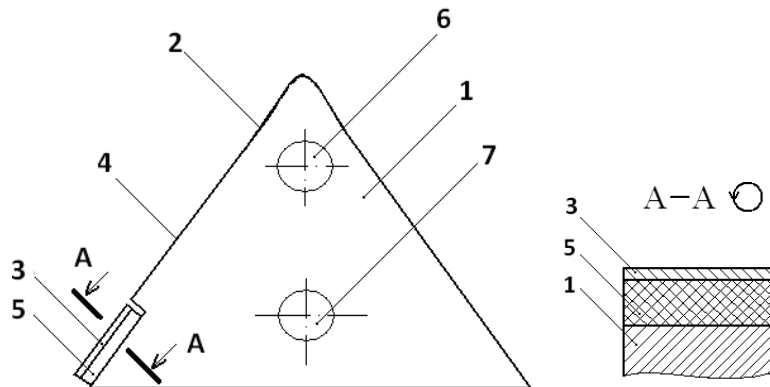


Рис .1. Клин в’язальної машини з робочою поверхнею на пружній основі

Клин (рис. 1) містить корпус 1, робочу поверхню 2 з динамічною 3 і статичною 4 ділянками та плоский пружний елемент 5, що з’єднує динамічну ділянку 3 з корпусом 1. Для кріплення клина з блоками механізму в’язання (на рис. 1 не показані) служать отвори 6, 7, виготовлені в корпусі 1 клина. Плоский пружний елемент 5 може бути виконаний, наприклад, із маслостійкої гуми, а взаємне з’єднання динамічної ділянки 3, плоского пружного елемента 5 та корпусу 1 здійснюється, наприклад, клейовим методом, або методом вулканізації.

Принцип роботи клина такий. При вмиканні, наприклад, круглов’язальної машини голки, встановлені в голковому циліндрі механізму в’язання (на рис. 1 не показано), починають обертатися. При цьому одна із голок, що рухаються вниз, зустрічаючи на своєму шляху динамічну ділянку 3, ударяється об неї і, піднімаючись вгору (згідно з рис. 1), переходить на статичну ділянку 4. Аналогічно послідовно вступають у взаємодію з клином і інші голки голкового циліндра механізму в’язання, що забезпечує здійснення процесу петлетворення, необхідного для одержання трикотажного полотна. Під дією сили удару голки об динамічну ділянку 3 остання, взаємодіючи з плоским пружним елементом 5, прогинається (ефект балки на пружній основі), зменшуючи динамічні навантаження в парі голка-клин, що призводить до підвищення довговічності роботи клина.

Проаналізуємо ефективність використання запропонованих клинів.

Як відомо [2], при використанні клинів із пружною основою жорсткість \tilde{N} пари голка-клин може бути визначена з виразу:

$$C = \frac{C_1 C_2}{C_1 + C_2}, \quad (1)$$

де C_1, C_2 – жорсткість відповідно голки та клина (пружного елемента).

Очевидно:
$$C_2 = F/\delta, \quad (2)$$

де F – сила удару голки об клин;

δ – деформація робочої поверхні клина (пружного елемента) в зоні удару голки.

З метою визначення δ скористаємося теорією деформації балки на пружній основі [6, 7].

Розрахункова схема для визначення деформації робочої грані клина представлена на рис. 2.

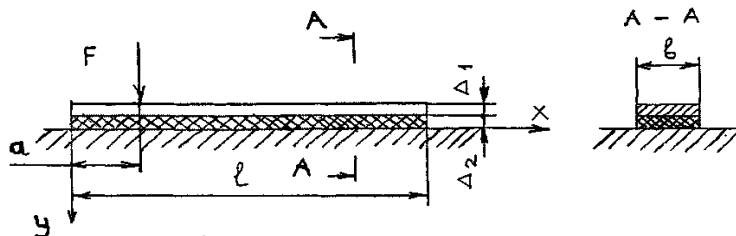


Рис. 2. Розрахункова схема для визначення деформації робочої грані клина

Рівняння вигнутої осі балки (робоча грань клина) на пружній основі може бути представлена у вигляді [7]:

$$Y \llcorner \supseteq \delta_0 Y_1 \left(\frac{X}{L} \right) + \theta_0 L Y_2 \left(\frac{X}{L} \right) + \frac{1}{EJ} \left\{ M_0 L^3 Y_3 \left(\frac{X}{L} \right) + Q_0 L^3 Y_4 \left(\frac{X}{L} \right) - L^3 \sum F_i Y_4 \left(\frac{X-a}{L} \right) \right\}, \quad (3)$$

де $\delta_0, \theta_0, M_0, Q_0$ – початкові параметри (прогин балки, кут повороту перетину балки, згинальний момент і поперечна сила) в обраному початку координат ($X = 0$);

$Y_1 \left(\frac{X}{L} \right), Y_2 \left(\frac{X}{L} \right), Y_3 \left(\frac{X}{L} \right), Y_4 \left(\frac{X}{L} \right)$ – гіперболічні функції,

$$Y_1 \left(\frac{X}{L} \right) = ch \frac{X}{L} \cos \frac{X}{L}; \quad Y_2 \left(\frac{X}{L} \right) = \frac{1}{2} \left(ch \frac{X}{L} \sin \frac{X}{L} + sh \frac{X}{L} \cos \frac{X}{L} \right);$$

$$Y_3 \left(\frac{X}{L} \right) = \frac{1}{2} sh \frac{X}{L} \sin \frac{X}{L}; \quad Y_4 \left(\frac{X}{L} \right) = \frac{1}{4} \left(ch \frac{X}{L} \sin \frac{X}{L} - sh \frac{X}{L} \cos \frac{X}{L} \right); \quad (4)$$

$$L = \sqrt[4]{\frac{4EJ}{\alpha}}; \quad (5)$$

де E – модуль пружності матеріалу робочої грані клина; J – момент інерції перетину робочої грані клина; α – коефіцієнт пропорційності (коефіцієнт "постелі") пружної основи; F_i – i -а сила, що діє на робочу грань клина; a_i – відстань i -ї сили від початку координат.

Стосовно нашого випадку (рис. 2), де $M_0 = 0$; $Q_0 = 0$, рівняння (3) приймає вид:

$$Y \llcorner \supseteq \delta_0 Y_1 \left(\frac{X}{L} \right) + \theta_0 L Y_2 \left(\frac{X}{L} \right) + \frac{1}{EJ} L^3 F Y_4 \left(\frac{X-a}{L} \right). \quad (6)$$

Рівняння згинальних моментів та перерізуючих сил, що діють у перетинах робочої поверхні клина (сталева пластина), мають вигляд:

$$M_{\text{К}} = \alpha L^2 \delta_0 Y_3 \left(\frac{X}{L} \right) + \alpha \theta_0 L^3 Y_4 \left(\frac{X}{L} \right) - LF Y_2 \left(\frac{X-a}{L} \right); \quad (7)$$

$$Q_{\text{К}} = \alpha L \delta_0 Y_2 \left(\frac{X}{L} \right) + \alpha \theta_0 L^2 Y_3 \left(\frac{X}{L} \right) - F Y_1 \left(\frac{X-a}{L} \right). \quad (8)$$

Для випадку $X = l$, коли $M_{\text{К}} = 0$, $Q_{\text{К}} = 0$, рівняння (7), (8) приймають вид:

$$\alpha L^2 \delta_0 Y_3 \left(\frac{X}{L} \right) + \alpha \theta_0 L^3 Y_4 \left(\frac{X}{L} \right) - LF Y_2 \left(\frac{X-a}{L} \right) = 0; \quad (9)$$

$$\alpha L \delta_0 Y_2 \left(\frac{X}{L} \right) + \alpha \theta_0 L^2 Y_3 \left(\frac{X}{L} \right) - F Y_1 \left(\frac{X-a}{L} \right) = 0. \quad (10)$$

Розв'язуючи систему рівнянь (9), (10), знаходимо:

$$\delta_0 = \frac{F}{\alpha L} \gamma; \quad \theta_0 = \frac{F}{\alpha L^2} \beta, \quad (11)$$

де

$$\gamma = \frac{\frac{Y_2 \left(\frac{l-a}{L} \right)}{Y_3 \left(\frac{l}{L} \right)} - \frac{Y_4 \left(\frac{l}{L} \right) Y_1 \left(\frac{l-a}{L} \right)}{\left[Y_3 \left(\frac{l}{L} \right) \right]^2}}{l - \frac{Y_4 \left(\frac{l}{L} \right) Y_2 \left(\frac{l}{L} \right)}{\left[Y_3 \left(\frac{l}{L} \right) \right]^2}}; \quad \beta = \frac{Y_1 \left(\frac{l-a}{L} \right)}{Y_3 \left(\frac{l}{L} \right)} - \frac{Y_2 \left(\frac{l}{L} \right)}{Y_3 \left(\frac{l}{L} \right)} \gamma. \quad (12)$$

Оскільки нас цікавить деформація робочої поверхні клина в зоні удару п'ятки голки ($X = a$), рівняння (6) з урахуванням (11) приймає вид:

$$Y_{x=a} = \delta = \frac{F}{\alpha L} \left[\gamma Y_1 \left(\frac{a}{L} \right) + \beta Y_2 \left(\frac{a}{L} \right) \right]. \quad (13)$$

Підставляючи (13) у рівняння (2), знаходимо:

$$C_2 = \frac{\alpha L}{\gamma Y_1 \left(\frac{a}{L} \right) + \beta Y_2 \left(\frac{a}{L} \right)}. \quad (14)$$

Оцінимо ефективність використання клинів з пружною основою для зниження динамічних навантажень в механізмі в'язання круглов'язальних машин типу КО. Враховуючи конструктивні особливості машини КО-2 [8], маємо: $a = 3,5$ мм; $b = 3$ мм; $\Delta_1 = 0,5$ мм; $\Delta_2 = 2$ мм; $l = 5$ мм.

Прийнявши в якості пружної основи клина гуму та враховуючи, що робоча грань являє собою сталеву пластину, маємо [6]: $E = 2,2 \cdot 10^5$ Н/мм²; $\alpha = 24$ Н/мм².

Оскільки перетин робочої поверхні прямокутний: $J = b\Delta_1^3 / 12 = 0,031125 \text{ мм}^4$.

Підставляючи вихідні дані і отриманий результат в (5), знаходимо: $L = 5,8123 \text{ мм}$.

Використовуючи (4) та враховуючи, що $\frac{a}{L} = \frac{3,5}{5,8123} = 0,60217$, знаходимо:

$$Y_1\left(\frac{l-a}{L}\right) = 0,9993; Y_2\left(\frac{l-a}{L}\right) = 0,25806; Y_2\left(\frac{l}{L}\right) = 0,84455; Y_3\left(\frac{l}{L}\right) = 0,36776; Y_4\left(\frac{l}{L}\right) = 0,10582;$$

$$Y_1\left(\frac{a}{L}\right) = 0,9781; Y_2\left(\frac{a}{L}\right) = 0,59953.$$

Підставляючи отримані результати в (12), маємо: $\gamma = 0,10044$; $\beta = 2,78774$.

Тоді, використовуючи (14): $C_2 = 78,83 \cdot 10^3 \text{ Н/м}$.

Враховуючи, що для круглов'язальної машини типу КО з голками поз. 0-388 $C_1 = 1379,3 \cdot 10^3 \text{ Н/м}$ [4], жорсткість пари голка-клин із пружною основою згідно (1) буде дорівнювати: $C = 74,57 \cdot 10^3 \text{ Н/м}$.

При цьому коефіцієнт n ефективності використання клинів із пружною основою (коефіцієнт зниження динамічного навантаження, зумовленого ударом голки об клин) становить [2]:

$$n = \sqrt{\frac{C_1}{C}} = \sqrt{\frac{1379,3}{74,57}} = 4,3.$$

Висновки

Використання запропонованої конструкції клина в'язальної машини дозволяє:

- розширити асортимент клинів в'язальних машин;
- знизити динамічні навантаження, обумовлені ударом голок об клини, більш ніж у 4 рази;
- підвищити довговічність роботи клина і в'язальної машини в цілому за рахунок зниження контактних напружень в зоні взаємодії голки з клином;
- підвищити продуктивність в'язальної машини за рахунок підвищення довговічності роботи клина.

ЛІТЕРАТУРА

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. –с. 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. Биргера Н.А., Пановко Я.Г. Прочность, устойчивость, колебания. Справочник. Т.1. – М.: Машиностроение. –1968. – 831 с.
8. Машины кругловязальные типа КО-2. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. – Черновцы. –1992. – 86 с.