

УДК 677.055

**ПЕРСПЕКТИВИ УДОСКОНАЛЕННЯ МЕХАНІЗМУ
В'ЯЗАННЯ В'ЯЗАЛЬНИХ МАШИН**

Б.Ф. ПІПА, В.П. МІСЯЦЬ

Київський національний університет технологій та дизайну

Представлено результати досліджень по удосконаленню механізму в'язання в'язальних машин. Запропоновано новий перспективний підхід в проектуванні механізму в'язання – заміна голок з п'ятками голками з уступом (паз, що виконує роль п'ятки). Наведено метод оцінки працездатності та ефективності роботи механізму в'язання з голками з уступом

Аналіз відомих конструкцій механізмів в'язання в'язальних машин показує, що в основному в них використовуються голки з п'ятками, що взаємодіють з клинами в'язальних систем. Таке конструктивне виконання механізму в'язання поряд з перевагами (простота конструкції та інше) має суттєвий недолік, а саме: обмеженість величини кута взаємодії п'яток голок з клинами [1...8]. Все це призводить до зниження ефективності роботи в'язальних систем і в'язальної машини в цілому (неможливість зменшення габаритів в'язальної системи та збільшення продуктивності машини).

Тому і надалі в трикотажному машинобудуванні залишається актуальним питання подальшого удосконалення конструкцій механізмів в'язання в'язальних машин та методів їх проектування.

Об'єкт та методи дослідження

Об'єктом досліджень обрано механізм в'язання в'язальної машини з новими голками – голками з уступом. При вирішенні задач, поставлених у даній роботі, були використані сучасні методи теоретичних досліджень, що базуються на теорії проектування в'язальних машин та наукових основах теоретичної механіки.

Постановка завдання

Враховуючи доцільність підвищення ефективності роботи круглов'язальних машин шляхом удосконалення конструкцій механізмів в'язання, стаття присвячена дослідженням ефективності використання в в'язальних машинах механізму в'язання нового типу – механізму в'язання з голками з уступом.

Результати і їх обговорення

Як показують дослідження авторів [7], одним з вирішальних факторів підвищення ефективності роботи механізму в'язання в'язальної машини є збільшення механічного кута кулірування. Найбільш простим рішенням даного питання є збільшення кута кулірного клина. Однак, кут кулірного клина має своє граничне значення, обумовлене конструктивними особливостями в'язальної системи та її елементів (голок, клинів і ін.) [1...3].

Очевидно, для забезпечення працездатності в'язальної машини необхідно виконати умову:

$$\alpha < \alpha_3, \quad (1)$$

де α – кут кулірного клина;

α_3 – критичний кут кулірного клина (кут заклинювання).

З метою вирішення питання по збільшенню механічного кута окулірування, що необхідно для зменшення габаритів в'язальної системи [1,2], проаналізуємо умову взаємодії голки з клином. При цьому

розглянемо найбільш відповідальний для процесу в'язання випадок взаємодії голки з кулірним клином, що має прямолінійний робочий профіль (рис. 1).

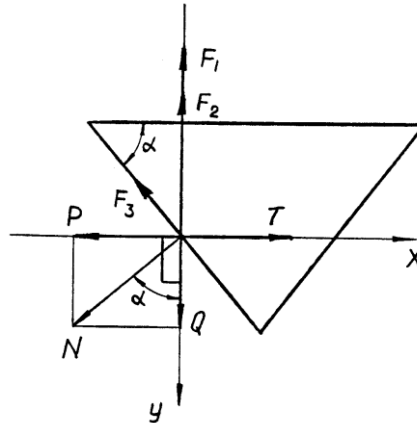


Рис. 1. Схема взаємодії голки з кулірним клином

Припустимо, що система сил, що діють на голку, є системою, що сходиться. Крім того, масою голки і відцентровою силою, враховуючи їх незначну величину, знехтуємо [7, 8].

При цьому умови рівноваги голки приймають вид:

$$\begin{aligned} \sum P_x &= T - P - F_3 \cos \alpha = 0; \\ \sum P_y &= Q - F_1 - F_2 - F_3 \sin \alpha = 0, \end{aligned} \quad (2)$$

де α – кут профілю клина; T – рушійна сила (горизонтальна складова); F_1 – опір рухові голки від технологічних навантажень, зумовлених процесом в'язання; F_2 – опір сил тертя ковзання голки по штегам; F_3 – опір сил тертя ковзання п'яти голки по клину; P , Q – відповідно горизонтальна та вертикальна складові нормального тиску N клина на голку,

$$P = N \sin \alpha; \quad Q = N \cos \alpha. \quad (3)$$

Опір сил тертя ковзання голки по штегам та по клину знаходимо з виразів:

$$F_2 = (R_1 + R_2) \mu_1; \quad F_3 = N \mu_2, \quad (4)$$

де R_1 , R_2 – опорні реакції в зоні взаємодії голки зі штегами; μ_1 , μ_2 – коефіцієнти тертя відповідно між поверхнями ковзання голки по штегам і голки по клину, з достатньою точністю [2] можна прийняти:

$$\mu_1 = \mu_2 = \mu. \quad (5)$$

Використовуючи [9], знаходимо:

$$F_2 = \frac{2a+b}{b} P \mu = \frac{2a+b}{b} \mu N \sin \alpha = k N \sin \alpha, \quad (6)$$

де
$$k = \frac{2a+b}{b} \mu. \quad (7)$$

Підставляючи в систему рівнянь (2) значення (3), (4), (6), одержуємо:

$$T = N(\sin \alpha + \mu \cos \alpha); \quad (8)$$

$$N = \frac{F_1}{\cos \alpha - (k + \mu) \sin \alpha}. \quad (9)$$

Проаналізуємо вплив параметрів в'язальної системи на заклинювання голки в пазу голечниці. З виразу (9) випливає, що заклинювання голки ($N \rightarrow \infty$) відбудеться при умові:

$$\cos \alpha - (k + \mu) \sin \alpha = 0. \quad (10)$$

Тоді з рівняння (10) знаходимо:

$$\alpha_3 = \arctg \frac{1}{k + \mu}. \quad (11)$$

З огляду на (7), вираз (11) приймає вид:

$$\alpha_3 = \arctg \frac{1}{2\mu \left(\frac{a}{b} - 1 \right)}. \quad (12)$$

Допустима величина кута кулірного клина (механічний кут кулірування) може бути визначена із умови:

$$[\alpha] = \frac{\alpha_3}{n}, \quad (13)$$

де $[\alpha]$ – допустима величина кута кулірного клина; n – коефіцієнт, що забезпечує надійність роботи пари голка-клин.

Очевидно, оптимальним рішенням в'язальної системи (мінімальні габарити) буде таке, коли кут заклинювання має найбільше максимальне значення.

Аналіз досліджень [9] показує, що:

$$\alpha_3 \rightarrow \alpha_{3max} \quad \text{при} \quad (k + \mu) \rightarrow \min. \quad (14)$$

Оскільки конструкційний матеріал елементів системи голка-штега-клин залишається незмінним, умова (14) досягається при $k \rightarrow \min$.

З (7) можна зробити висновок, що

$$k \rightarrow \min \quad \text{при} \quad \frac{2a+b}{b} \rightarrow \min. \quad (15)$$

Очевидно $k \rightarrow \min$ при $a \rightarrow \min$.

Однак, параметр a при існуючих конструкціях в'язальних систем має своє граничне значення, що залежить від конструктивного виконання голок і клинів.

$$\text{Згідно рекомендацій [1, 2]:} \quad a = 0,25b. \quad (16)$$

Прийнявши [2] $\mu = 0,15$ і враховуючи (16), з виразу (7) знаходимо: $k = 0,255$.

Тоді кут заклинювання голки згідно з [9] становить: $\alpha_3 = 66^{\circ}58'$.

Приймаючи $n = 1,2$, що відповідає практиці проектування кулірних клинів в'язальних машин [1, 2], згідно з (13) одержуємо: $[\alpha] = 55^{\circ}48'$, що є межею для існуючих конструкцій в'язальних систем.

Для збільшення кута $[\alpha]$ автори рекомендують використання у в'язальних системах голок, де п'ятка замінена уступом (вирізом), що виконує роль п'ятки.

При такому конструктивному рішенні голки ($R_1 + R_2 = P$) вираз (4) приймає вид:

$$F_2 = P\mu = N\mu \sin \alpha, \quad (17)$$

що відповідає виразу (6) за умови $a = 0$.

Кут заклинювання в цьому випадку становить ($k = \mu$): $\alpha_3 = 71^{\circ}13'$.

Таким чином, використання в механізмі в'язання голок з уступом дозволяє збільшити допустимий кут кулірного клина до $59^{\circ}21'$, що позитивно впливає на ефективність роботи в'язальної системи (зменшуються габарити в'язальної системи, що забезпечує підвищення продуктивності в'язальної машини).

На рис. 2 показана схема запропонованого механізму в'язання, де використані голки з уступом. У цьому випадку замкові клини виконуються у вигляді виступу призматичного перетину, що охоплюється уступом голки, і, таким чином, забезпечує кінематичний взаємозв'язок між голкою і клином.

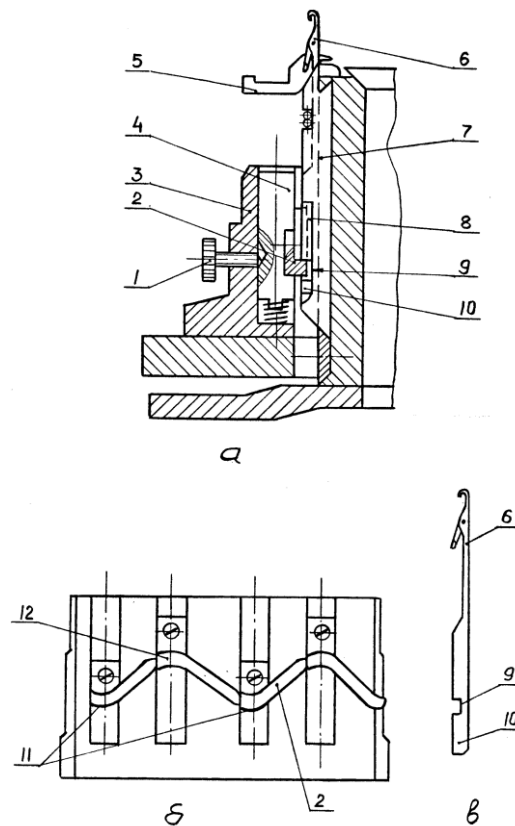


Рис. 2. Механізм в'язання з голками з уступом:

a – механізм в'язання в розрізі; *б* – блок замків; *в* – голка з уступом

Механізм в'язання містить корпус блоку замків 3, голковий циліндр зі штегами 7, язичкові голки 6, платини 5. У корпусі блоку замків установлені повзуни 4 із клинами 2 і 12 та регулятори щільності в'язання 1. У штегах 7 голкового циліндра, у зоні переміщення уступу голки, зроблено вибірки 8, так щоб стержень голки 6 у цьому місці не обмежувався перегородками циліндра. У нижній частині стержня голки є більш широка ділянка 10 з уступом 9. Уступ 9 при русі голки охоплює по черзі клини 2 і 12, профілі яких відповідають профілеві уступу в стержні голки. Кулірний клин 2 на ділянці кулірування має

потовщення 11 (величина потовщення відповідає ширині уступу голки з урахуванням допуску на вільне переміщення голки), необхідне для запобігання вибігу голки в процесі роботи машини.

Принцип роботи запропонованого авторами механізму в'язання з голками з уступом аналогічний відомим механізмам в'язання [1, 2, 6, 9].

Висновки

Аналіз виконаних досліджень дозволяє зробити наступні висновки:

- запропонована принципово нова конструкцій механізму в'язання з голками з уступом перспективна, працездатна та надійна в роботі;
- новий тип механізму в'язання з голками з уступом дозволяє вирішити проблему зменшення габаритів в'язальної системи, що призводить до збільшення продуктивності в'язальної машини (за рахунок можливості збільшення кількості в'язальних систем);
- запропонована перспективна конструкція механізму в'язання може бути використана як в круглов'язальних, так і в плосков'язальних машинах.

ЛІТЕРАТУРА

1. Мильченко И.С. Основы проектирования трикотажных машин. – М.: Ростехиздат, –1962. – 226 с.
2. Гарбарук В.Н. Проектирование трикотажных машин. – Л.: Машиностроение, –1980. – 472 с.
3. Мойсенко Ф.А. Проектирование в'язальних машин. – Харків: Основа, – 1994. – 336 с.
4. Далидович А.С. Основы теории вязания. М.: Легкая индустрия, –1970. – 432 с.
5. Далидович А.С. и др. Рабочие процессы трикотажных машин. – М.: Легкая индустрия, – 1976. – 368 с.
6. Хомяк О.Н., Пипа Б.Ф. Повышение эффективности работы вязальных машин. – М.: Легпромбытиздат, – 1990. – 208 с.
7. Пипа Б.Ф. Динаміка механізмів в'язання круглов'язальних машин. – К: КНУТД, 2008. –416 с.
8. Крассий Г.Г. и др. Справочник трикотажника. – К.: Техника, – 1975, – 320 с.
9. Волощенко В.П., Пипа Б.Ф., Шипуков С.Т. Эксплуатационная надежность машин трикотажного производства. – К.: Техніка, 1977. – 136 с.

Надійшла 23.12.2011