

КІНЕМАТИКА МЕХАНІЗМІВ ВІДТЯЖКИ ПОЛОТНА КРУГЛОВ'ЯЗАЛЬНИХ МАШИН

О.Ю.ОЛІЙНИК, В.Г. ЗДОРЕНКО, Б.Ф. ПІПА

Київський національний університет технологій та дизайну

Представлено метод вибору кінематичних параметрів механізмів відтяжки полотна круглов'язальних машин. Наведено приклади вибору кінематичних параметрів механізмів відтяжки полотна круглов'язальних машин типу КО

Ефективність роботи круглов'язальних машин, зокрема якість полотна, яке вони виробляють, великою мірою залежить від узгодження швидкостей в'язання полотна та його відтяжки [1,2]. Незважаючи на важливість цього питання, існуючі методи вибору кінематичних параметрів механізмів відтяжки круглого трикотажного полотна недосконалі [1], що створює відповідні проблеми при проектуванні круглов'язальних машин.

Об'єкти та методи дослідження

Об'єктом досліджень взято механізм відтяжки полотна круглов'язальних машин типу КО та основи теорії його проектування. При вирішенні завдань, поставлених у цій роботі, було використано сучасні методи теоретичних досліджень, що базуються на теорії машин, механізмів та деталей машин.

Постановка завдання

Враховуючи доцільність підвищення ефективності роботи круглов'язальних машин шляхом удосконалення механізмів відтяжки полотна, статтю присвячено розробці комплексного методу вибору кінематичних параметрів механізму відтяжки полотна круглов'язальних машин типу КО.

Результати та їх обговорення

Аналізуючи конструкції механізмів відтяжки полотна круглов'язальних машин та особливості їх роботи, доходимо висновку, що передаточне число їх приводу повинно вибиратися з умови:

$$u = \frac{n_u}{n_e}, \quad (1)$$

де u – передаточне число привода;

n_u – частота обертання голкового циліндру,

$$n_u = \frac{60v_u}{\pi D}; \quad (2)$$

v_u – лінійна швидкість голкового циліндру;

D – діаметр голкового циліндру;

n_e – частота обертання відтяжних валиків,

$$n_e = \frac{60v_e}{\pi d} = \frac{60(1+\varepsilon)qv_n B}{\pi^2 d D}; \quad (3)$$

$$v_e = \text{швидкість відтяжки полотна}, \quad v_e = (1+\varepsilon)v_n; \quad (4)$$

d – діаметр відтяжних валиків;

$$\varepsilon - \text{відносна деформація розтягу полотна, } \varepsilon = \frac{F_i}{ES}; \quad (5)$$

F_i – сила відтяжки петлі;

E – модуль пружності полотна;

S – площа перерізу ниток петлі,

$$S = 2 \left(\frac{\pi d_1^2}{4} + \frac{\pi d_2^2}{4} \right) = 0,5 \pi (d_1^2 + d_2^2) \quad (\text{для кулірного полотна}); \quad (6)$$

d_1, d_2 – діаметр (товщина) відповідно ґрунтової та покривної ниток знаходимо із умови [5]:

$$d = \frac{\lambda \sqrt{T}}{31,6}; \quad (7)$$

λ – коефіцієнт, що враховує вид матеріалу нитки;

T – лінійна щільність нитки;

v_n – швидкість в'язання полотна, згідно з працею [1]:

$$v_n = \frac{q n_u B}{60} = \frac{q v_u B}{\pi D}, \quad (8)$$

q – кількість в'язальних систем машини;

B – висота петельного ряду полотна.

Підставивши вирази (2), (3) в рівняння (1), остаточно знаходимо:

$$u = \frac{\pi d}{(1 + \varepsilon) q B}. \quad (9)$$

Розглянемо приклад вибору кінематичних параметрів приводу механізму відтяжки полотна, схема якого наведена на рис. 1 (опис механізму та принцип його роботи наведені в праці [3]), в разі використання його в круглов'язальній машині КО-2.

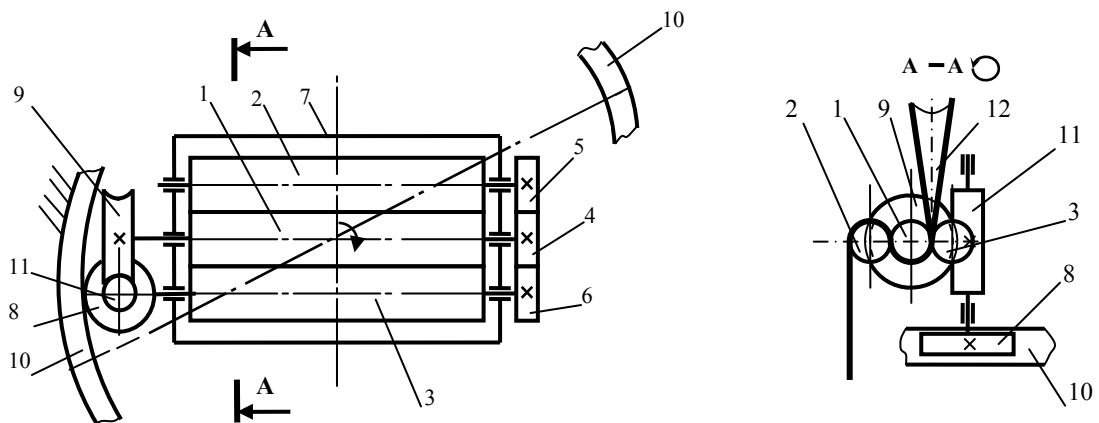


Рис.1. Кінематична схема механізму відтяжки полотна:

1 – 3 – відтяжні валики; 4 – 6 – циліндричні шестерні; 7 – рама; 8 – шестерня;

9 – черв'ячне колесо; 10 – зубчасте колесо; 11 – черв'як; 12 – трикотажне полотно

При цьому вихідними параметрами будуть [4]: діаметр голкового циліндра $D = 450$ мм; кількість в'язальних систем $q = 50$; висота петельного ряду полотна $B = 1$ мм; тип полотна – кулірне покривне; заправка машини: ґрунтова нитка – бавовна 18,5х1 текс, покривна нитка – віскоза 22,2 текс.

Враховуючи, що $\lambda_1 = 1,25$ (бавовна); $\lambda_2 = 1,3$ (віскоза) [5], із виразу (7) знаходимо:

$$d_1 = \frac{1,25\sqrt{18,5}}{31,6} = 0,170 \text{ мм}; \quad d_2 = \frac{1,3\sqrt{22,2}}{31,6} = 0,194 \text{ мм}.$$

Підставивши одержані результати та вихідні дані в рівняння (6), знаходимо:

$$S = 0,5\pi(0,170^2 + 0,194^2) = 0,1045 \text{ мм}^2.$$

Враховуючи, що для покривного трикотажного полотна вказаної заправки $E = 1,524$ МПа [6] та прийнявши $F_i = 7 \cdot 10^{-2}$ Н [1], із виразу (5) знаходимо:

$$\varepsilon = \frac{7 \cdot 10^{-2}}{1,524 \cdot 0,1045} = 0,439.$$

Враховуючи, що для круглов'язальних машин типу КО $d = 51$ мм [4], із виразу (9) знаходимо необхідне передаточне число приводу механізму відтяжки полотна:

$$u = u_1 u_2 = \frac{51\pi}{(1 + 0,439)50 \cdot 1} = 2,227,$$

де u_1, u_2 – передаточне число відповідно зубчастої та черв'ячної передач, $u_1 = Z_1 / Z_2$; $u_2 = Z_3 / Z_4$ (Z_1 – кількість зубів шестерні; Z_2 – кількість зубів зубчастого колеса; Z_3 – кількість заходів черв'яка; Z_4 – кількість зубів черв'ячного колеса).

Враховуючи конструктивні особливості круглов'язальних машин (розміри зубчастого колеса повинні давати можливість вільний прохід зведеного полотна), приймаємо: $Z_2 = 500$; $Z_3 = 1$; $Z_4 = 40$. Тоді необхідна кількість зубів шестерні 8 (рис. 1) буде дорівнювати:

$$Z_1 = \frac{u \cdot Z_2 \cdot Z_3}{Z_4} = \frac{2,227 \cdot 500 \cdot 1}{40} = 27,8. \text{ Приймаємо } Z_1 = 28.$$

За потреби коригування передаточного числа приводу механізму відтяжки полотна, що необхідно при зміні заправки круглов'язальної машини, в його складі доцільно використати варіатор швидкості, як це зроблено, наприклад, в запропонованому авторами механізмі [7].

У багатьох конструкціях круглов'язальних машин використовуються механізми відтяжки полотна з приводом, що містить важелі та механізми одnobічної дії (храпові та обгінні) [1]. При цьому перспективним є використання у їх складі пружних важелів. Схема такого механізму, запропонованого авторами [8], наведена на рис. 2.

Особливістю кінематичного розрахунку таких механізмів є необхідність визначити також параметри важелів та гірок (їх розміри та кількість). Кількість гірок знаходиться із умови (повинна бути парним числом, враховуючи наявність двох діаметрально протилежно розташованих важелів):

$$K = \frac{2\pi}{2u\alpha} = \frac{\pi}{u\alpha}, \quad (10)$$

де K – кількість гірок;

$\frac{2\pi}{u}$ – кут повороту відтяжних валиків за один оберт голкового циліндра (сумарний кут повороту

обох важелів);

2α – кут повороту відтяжних валиків за один цикл повороту важелів (прохід роликів важелів

однієї гірки),

$$\alpha = \arcsin \frac{h}{l}; \quad (11)$$

h – висота гірки; l – робоча довжина важеля.

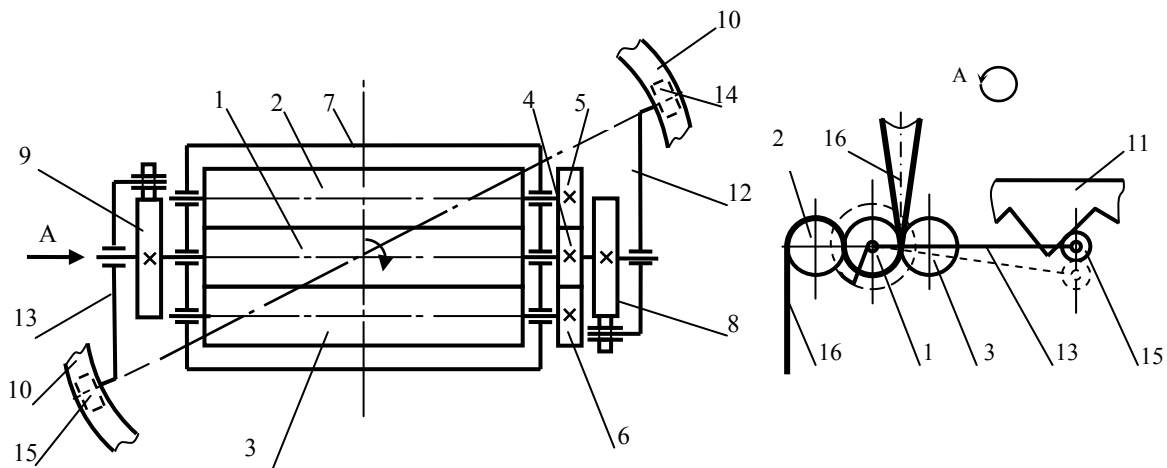


Рис.2. Кінематична схема механізму відтяжки полотна:

1 – 3 – відтяжні валики; 4 – 6 – циліндричні шестерні; 7 – рама; 8, 9 – храпові механізми;

10 – кільце; 11 – гірки; 12, 13 – важелі; 14, 15 – ролики; 16 – полотно

Прийнявши для круглов'язальної машини КО-2 із конструктивних міркувань $\alpha = 10^\circ$ (при проектуванні механізмів відтяжки полотна цього типу доцільно приймати $\alpha = (8...12)^\circ$). Враховуючи, що $u = 2,227$, із виразу (10) знаходимо: $K = 8,08$. Приймаємо $Z = 8$. При цьому $\alpha = 10,103^\circ$.

Прийнявши $h = 40$ мм, із (11) знаходимо необхідну робочу довжину важеля: $l = 228$ мм.

Вибір жорсткості пружних важелів зумовлений припущенням, що момент сил пружності важеля при максимальному його прогині (припускаючи, що храповий механізм нерухомий), зумовленому висотою гірки, повинен дорівнювати максимальному крутному моменту ведучого відтяжного валика:

$$T_k = T_g, \quad (12)$$

де T_k – момент сил пружності важеля, $T_g = Fl$;

F – сила пружності важеля;

T_g – максимальний крутний момент ведучого відтяжного валика,

$$T_g = \frac{F_g d}{2}, \quad (13)$$

де F_g – сумарна сила відтяжки полотна, $F_g = F_i k$;

k – кількість голок у голковому циліндрі (кількість петель полотна по його діаметру).

$$\text{Враховуючи виразу (12), із (13) знаходимо: } F = \frac{F_g d}{2l}. \quad (14)$$

Як відомо [9], можливу деформацію важеля δ знаходимо із умови:

$$\delta = \frac{Fl^3}{3E_1 J} = h. \quad (15)$$

Використовуючи вирази (14), (15), остаточно знаходимо необхідну жорсткість кожного пружного важеля:

$$C = E_1 J = \frac{F_g d l^2}{6h}, \quad (16)$$

де $C = E_1 J$ – жорсткість важеля;

E_1 – модуль пружності матеріалу важеля;

J – момент інерції перерізу важеля.

Висновки

В результаті виконаних досліджень розроблено метод, який дозволяє визначити кінематичні параметри механізму відтяжки полотна круглов'язальної машини незалежно від його конструктивної особливості. Результати досліджень можуть бути використані як при удосконаленні діючих, так і при проектуванні нових типів круглов'язальних машин.

ЛІТЕРАТУРА

1. Гарбарук В.Н. Проектирование трикотажных машин. – Л.: Машиностроение, 1980. – 472с.
2. Далидович А.С. Основы теории вязания. – М.: Легкая индустрия, 1970. – 432 с.
3. Декларативний пат. на корисну модель 11198 України, МПК D04B 15/88. Механізм відтяжки полотна круглов'язальної машини / Піпа Б.Ф., Хомяк О.М., Куніна О.Ю. (Україна). - № 200505363; Заявлено 06.06.05; Опубл. 15.12.2005, Бюл. № 12, 2 с.
4. Машини кругловязальные типа КО-2. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. – Черновцы. 1992. – 86 с.
5. Крассий Г.Г. и др. Справочник трикотажника. – К.: Техніка, 1975. – 320 с.
6. Хомяк О.Н., Піпа Б.Ф. Повышение эффективности работы вязальных машин. – М.: Легпромбытиздат, 1990. – 208 с.
7. Декларативний пат. на корисну модель 11196 України, МПК D04B 15/88. Механізм відтяжки полотна круглов'язальної машини / Піпа Б.Ф., Федоров Ю.Д., Куніна О.Ю. (Україна). - № 200505357; Заявлено 06.06.05; Опубл. 15.12.2005, Бюл. № 12, 2 с.
8. Декларативний пат. на корисну модель 10989 України, МПК D04B 15/88. Механізм відтяжки полотна круглов'язальної машини / Піпа Б.Ф., Федоров Ю.Д., Куніна О.Ю. (Україна). - № 200503268; Заявлено 08.04.05; Опубл. 15.12.2005, Бюл. № 12, 2 с.
9. Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. Справочник по сопротивлению материалов. – К.: Наукова думка, 1975. – 704 с.

Надійшла 22.04.2009