

УДК 677.055

СТАБІЛІЗАЦІЯ ТИСКУ ВІДТЯЖНИХ ВАЛИКІВ НА ПОЛОТНО КРУГЛОВ'ЯЗАЛЬНОЇ МАШИНИ

О.Ю. ОЛІЙНИК, Б.Ф. ППА

Київський національний університет технологій та дизайну

Наведено результати досліджень щодо удосконалення механізмів відтяжки полотна ьткруглов'язальних машин з метою стабілізації тиску відтяжних валиків на полотно. Запропоновано метод визначення робочих параметрів удосконаленого механізму відтяжки полотна

Одним із основних механізмів круглов'язальної машини, що впливають на ефективність її роботи, зокрема на якість трикотажного полотна, є механізм відтяжки полотна. Недоліком існуючих конструкцій механізмів відтяжки полотна круглов'язальних машин є нерівномірність притискання відтяжних валиків до полотна [1...3], що призводить до зниження якості полотна. Однак дослідження впливу конструкції механізму відтяжки полотна на стабілізацію тиску відтяжних валиків на полотно круглов'язальної машини практично не проводилися.

Усе це зумовило необхідність проведення досліджень щодо удосконалення механізмів відтяжки полотна круглов'язальних машин з метою стабілізації тиску відтяжних валиків на полотно.

Об'єкти та методи дослідження

Об'єктом досліджень обрано механізм відтяжки полотна круглов'язальної машини та процес притискання його відтяжних валиків до полотна. При вирішенні завдань, поставлених у цій роботі, було використано сучасні методи теоретичних досліджень, які базуються на теорії механічних систем та деталей машин.

Постановка завдання

Враховуючи доцільність подальшого удосконалення теорії проектування в'язальних машин, статтю присвячено аналізу впливу конструкції механізму відтяжки полотна круглов'язальної машини на стабілізацію тиску відтяжних валиків на полотно, що зумовлює підвищення його якості.

Результати та їх обговорення

Найперспективнішим типом механізмів відтяжки круглого трикотажного полотна, що забезпечує стабілізацію тиску відтяжних валиків на полотно, є тривалковий механізм відтяжки полотна, відтяжні валики якого кінематично зв'язані між собою обома кінцями [4]. Авторами запропоновано один із таких механізмів, схема якого наведена на рис. 1.

Принцип роботи механізму відтяжки полотна наступний. При вмиканні круглов'язальної машини рама (на рис. 1 не показана) з відтяжними валиками 1...3 починає обертатися. При цьому привід механізму відтяжки полотна (може бути використано один із приводів, запропонованих у роботі [5]) приводить в обертальний рух ведучий вал 9 ведучого відтяжного валика 1, обертальний рух якого за допомогою зубчатого зачеплення циліндричних шестерень $Z_1...Z_6$ передається веденим відтяжним валикам 2, 3. Сили тертя в зоні взаємодії відтяжних валиків 1...3 з полотном 10 зумовлюють необхідне зусилля відтяжки полотна. Притискання ведених відтяжних валиків 2, 3, що встановлені в опорах-повзунах 5, 6, до ведучого валика 1, встановленого в нерухомих опорах 4, здійснюється за допомогою двох пружин 7 та двох пружин 8.

Наявність шестерень на обох кінцях кожного відтяжного валика забезпечує рівномірний розподіл сили притискання ведених відтяжних валиків 2, 3 до ведучого відтяжного валика 1.

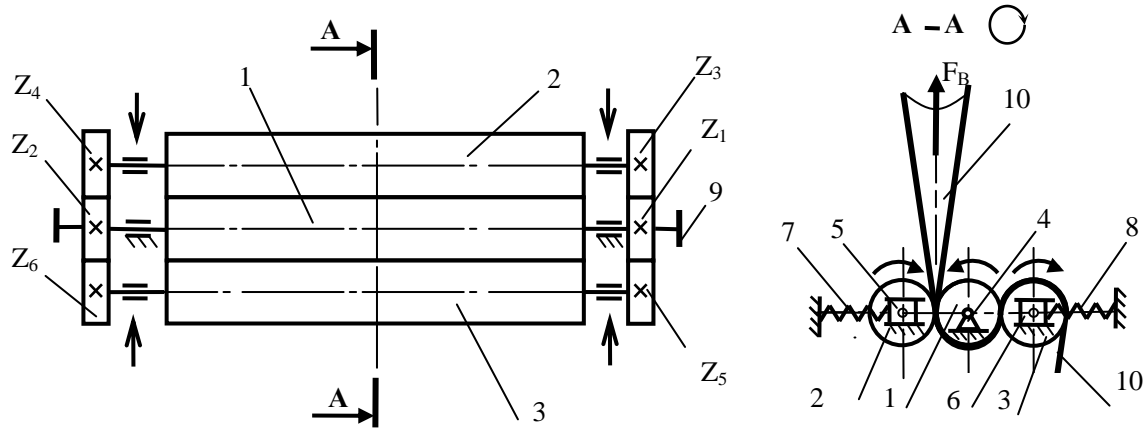


Рис. 1. Кінематична схема механізму відтяжки полотна:

1 – ведучий відтяжний валик; 2, 3 – ведені відтяжні валики; 4 – опори ведучого відтяжного валика; 5, 6 – опори-повзуни ведених відтяжних валиків; 7, 8 – пружини; 9 – ведучий вал; 10 – трикотаже полотно; $Z_1 \dots Z_6$ – циліндричні шестерні

Необхідна для відтяжки полотна сила F притискання одного із ведених відтяжних валиків, наприклад, валика 2, до ведучого відтяжного валика обчислюється за такою формулою:

$$F = \frac{F_e}{2\mu}, \tag{1}$$

де F_e – сила відтяжки полотна, $F_e = F_i Z$; $\tag{2}$

F_i – сила відтяжки однієї петлі полотна;

Z – кількість петель полотна (кількість голок в голковому циліндрі машини);

2 – коефіцієнт, що враховує наявність двох ведених відтяжних валиків;

μ – коефіцієнт зчеплення відтяжних валиків з полотном [1],

$$\mu = f(1 + e^{f\pi}); \tag{3}$$

f – коефіцієнт тертя пари відтяжний валик-полотно.

Сумарна сила двох пружин F_{np} , які притискають ведений відтяжний валик до ведучого відтяжного валика (сила притискання валиків) визначається за умови (рис. 2):

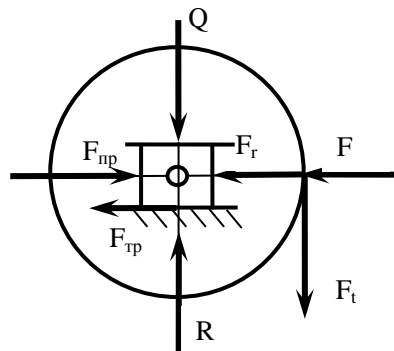


Рис. 2. Розрахункова схема веденого відтяжного валика

$$F_{np} = F + F_r + F_{mp}, \quad (4)$$

де F_r – сумарна радіальна сила, що діє в зачепленнях шестерень $Z_1 - Z_3$, $Z_2 - Z_4$ (рис 1);

F_{mp} – сумарна сила тертя опор-повзунів веденого відтяжного валика,

$$F_{mp} = (Q + F_t)f_1; \quad (5)$$

Q – вага веденого відтяжного валика;

F_t – сумарна колова сила, що діє в зачепленнях шестерень $Z_1 - Z_3$, $Z_2 - Z_4$ (рис 1).

Як відомо:

$$F_t = \frac{2T_e}{d_m}; \quad F_r = \frac{2T_e}{d_m} \operatorname{tg} \alpha, \quad (6)$$

де T_e – максимальний крутний момент відтяжного валика;

d_m – діаметр ділительного кола шестерні (діаметри шестерень $Z_1 \dots Z_6$ однакові);

α – кут профілю зуба шестерні.

Враховуючи, що $T_e = 0,5F_e d$ (d – діаметр відтяжного валика), рівняння (6) приймають такий вид:

$$F_t = \frac{F_e d}{d_m}; \quad F_r = \frac{F_e d}{d_m} \operatorname{tg} \alpha. \quad (7)$$

Враховуючи специфіку конструкцій механізмів відтяжки полотна круглов'язальних машин ($d_m = d$), рівняння (7) остаточно можна представити у такому вигляді:

$$F_t = F_e; \quad F_r = F_e \cdot \operatorname{tg} \alpha. \quad (8)$$

В разі використання існуючих тривалкових механізмів відтяжки полотна з шестернями розташованими лише з однієї сторони відтяжних валиків [1, 6], сила притискання до полотна відтяжних валиків пружинами, параметри яких однакові, розподіляється нерівномірно відносно їх довжини. При цьому коефіцієнт стабільності притискання відтяжних валиків до полотна визначаємо за такою формулою:

$$\lambda = \frac{F'_{np}}{F_{np}} = \frac{F + F_{mp}}{F + F_r + F_{mp}}, \quad (9)$$

де λ – коефіцієнт стабільності притискання відтяжних валиків;

F'_{np} – сила пружини, яка притискає кінець кожного веденого відтяжного валика, де шестерня відсутня, до ведучого відтяжного валика;

F_{np} – сила пружини, яка притискає кінець кожного веденого відтяжного валика, де встановлена шестерня, до ведучого відтяжного валика.

Оскільки параметри обох пружин, які притискають кінці веденого відтяжного валика до ведучого однакові, нерівномірність притискання відтяжних валиків до полотна в відомих механізмах відтяжки полотна круглов'язальних машин завжди існує, що призводить до зниження якості полотна.

Розглянемо приклад вибору робочих параметрів механізму відтяжки полотна, схема якого наведена на рис. 1. у разі використання його у круглов'язальній машині КО-2 з діаметр голкового циліндра 450 мм. При цьому $Z = 1224$; $d = 51$ мм [6].

Прийнявши, з урахуванням рекомендацій [1], $F_i = 15 \cdot 10^{-2}$ Н; $f = 0,5$, із (2), (3) знаходимо: $F_g = 183,6$ Н; $\mu = 2,91$. Тоді необхідна сила F притискання веденого відтяжного валика, до ведучого відтяжного валика згідно з (1) дорівнює $F = 31,55$ Н.

Оскільки для нормального зубчатого зачеплення шестерень $Z_1..Z_6$ $\alpha = 20^0$ сили, що діють в зубчастих зачепленнях згідно з (8), становлять: $F_t = 183,6$ Н; $F_r = 66,82$ Н.

Прийнявши $f_t = 0,15$ (пара тертя чавун-сталь) та враховуючи, що для круглов'язальних машин типу КО $Q = 100$ Н із (5) знаходимо: $F_{np} = 42,54$ Н. Тоді остаточно із (4) матимемо: $F_{np} = 140,91$ Н.

Необхідна сила пружини для притискання веденого відтяжного валика до ведучого буде становити $F_s = 70,09$ Н. За цієї умови підходить циліндрична пружина стискування № 332 [7].

Коефіцієнт стабільності притискання відтяжних валиків механізму відтяжки полотна (рис. 1) згідно з (9) становить $\lambda = 1$, для механізму відтяжки полотна, який використовується у сучасних круглов'язальних машинах типу КО, – $\lambda = 0,52$.

Висновки

Використання тривалкового механізму відтяжки полотна, відтяжні валики якого кінематично зв'язані між собою обома кінцями, у круглов'язальних машинах дає можливість стабілізувати тиск відтяжних валиків на полотні. При цьому коефіцієнт стабільності притискання відтяжних валиків до полотна становить $\lambda = 1$, в той час як для існуючих типів механізмів відтяжки полотна, де кінематичний зв'язок відтяжних валиків здійснюється лише одним кінцем, $\lambda = 0,52$.

ЛІТЕРАТУРА

1. Гарбарук В.Н. Проектирование трикотажных машин. – Л.: Машиностроение, 1980. – 472 с.
2. Хомяк О.Н., Піпа Б.Ф. Повышение эффективности работы вязальных машин. – М.: Легпромбытиздат, 1990. – 208 с.
3. Піпа Б.Ф., Хомяк О.М., Олійник О.Ю. Механізми відтяжки та накатування полотна круглов'язальних машин. – К: КНУТД, 2009. – 234 с.
4. Олійник О.Ю., Здоренко В.Г., Піпа Б.Ф. Класифікація механізмів відтяжки та накатування полотна круглов'язальних машин // Вісник КНУТД. – 2009. – № 1(45). – с.26–31.
5. Олійник О.Ю., Здоренко В.Г., Піпа Б.Ф. Кінематика механізмів відтяжки полотна круглов'язальних машин // Вісник КНУТД. – 2009. – № 3(47). – с.15–19.
6. Машины кругловязальные типа КО-2. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. – Черновцы, 1992. – 86 с.
7. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3-х т. – М.: Машиностроение, 1979. – т.3. – 560 с.

Надійшла 05.10.2009