

2. Каценеленбоген А. М., Верховинина Л.Д. Устройство, работа и обслуживание основовязальных машин / А. М. Каценеленбоген, Л. Д. Верховинина. – М. : Легкая и пищевая промышленность, 1982. – 304 с.
3. Голубенцев А. Н. Динамика переходных процессов в машинах со многими массами / Голубенцев А. Н. – М. : Машгиз, 1959. – 306 с.
4. Кожевников С. Н. Динамика машин с упругими звеньями / Кожевников С. Н. – К. : Изд-во АН УССР, 1961. – 190 с.
5. Кожевников С. Н. Динамика нестационарных процессов в машинах / Кожевников С. Н. – К. : Наукова думка, 1986. – 288 с.
6. Піпа Б. Ф. Динаміка круглов'язальних машин / Піпа Б. Ф., Хомяк О. М., Павленко Г. І. – К. : КНУТД, 2005. – 294 с.
7. Сердюк В. П. Расчет приводов машин легкой промышленности / Сердюк В. П. – К. : Техніка, 1978. – 232 с.

Надійшла 6.7.2011 р.

УДК 677.055

О.Ю. ОЛІЙНИК, В.В. ЧАБАН, Б.Ф. ППА
Київський національний університет технологій та дизайну

КІНЕМАТИКА МЕХАНІЗМУ НАКАТУВАННЯ ПОЛОТНА КРУГЛОВ'ЯЗАЛЬНОЇ МАШИНИ З ЛОБОВИМ ФРИКЦІЙНИМ ВАРІАТОРОМ

Розглянуто кінематику механізму накатування полотна круглов'язальної машини з лобовим фрикційним варіатором. Запропоновано конструкцію механізму накатування полотна круглов'язальної машини, що забезпечує постійні швидкість та момент накатування полотна. Наведено інженерний метод вибору робочих параметрів такого механізму.

The mechanism kinematics knurl cloths circular knitter with a front frictional variator is considered. The mechanism design knurl cloths circular knitter, providing constant speed and the moment knurl cloths is offered. The engineering method of a choice of working parameters of such mechanism is resulted.

Ключові слова: круглов'язальна машина, механізм накатування полотна, кінематика механізму накатування полотна, лобовий фрикційний варіатор, трикотажне полотно.

Вступ

Аналіз показує що відомі конструкції механізмів накатування полотна круглов'язальних машин мають ряд недоліків, основним із яких є неможливість забезпечення стабільності швидкості та моменту накатування полотна в рулон, що негативно впливає на якість трикотажного полотна [1, 2]. Тому в трикотажному машинобудуванні все ще залишається актуальним питання подальшого удосконалення механізмів накатування полотна круглов'язальних машин.

Об'єктом досліджень обрано механізм накатування полотна круглов'язальної машини в рулон. При вирішенні задач, поставлених у даній роботі, були використані сучасні методи теоретичних досліджень, що базуються на теорії проектування в'язальних машин, теорії деталей машин та на наукових основах теоретичної механіки.

Враховуючи доцільність підвищення ефективності роботи круглов'язальних машин шляхом стабілізації зусилля та моменту накатування полотна в рулон, стаття присвячена дослідженням кінематики та розробці нового типу механізмів накатування полотна з лобовим фрикційним варіатором в приводі.

Основний розділ

Схема запропонованого авторами механізму накатування полотна круглов'язальної машини з лобовим фрикційним варіатором [3] представлена на рис. 1.

Принцип роботи механізму накатування полотна такий. При вмиканні круглов'язальної машини механізм накатування полотна починає обертатися. При цьому ланцюг ланцюгової передачі 6 обертається навколо нерухомої ведучої зірочки 7, передаючи обертальний рух веденій зірочці 8 та валу 9, на якому вона закріплена. Обертальний рух вала 9 передається ролику 10, на якому він закріплений. Сила тертя, що виникає в зоні притиску пружиною 12 диска 11 до ролика 10, приводить в обертальний рух диск 11 та товарний валик 1, на якому він встановлений (диск 11 встановлено з можливістю осьового переміщення відносно товарного валика 1). Обертання товарного валика 1 зумовлює накатку на нього полотна 3 в рулон 2. По мірі збільшення діаметра рулону 2 товарний валик 1 разом з опорами – повзунами 4 піднімається в вертикальних направляючих 5 над опорним валиком 13. При цьому диск 11 також переміщується відносно ролика 10, змінюючи автоматично передаточне число лобового фрикційного варіатора, що призводить до зміни частоти обертання товарного валика 1 з рулоном 2. Наявність лобового фрикційного варіатора дозволяє автоматично змінювати частоту обертання рулону 2 таким чином, що швидкість накатування полотна залишається сталою.

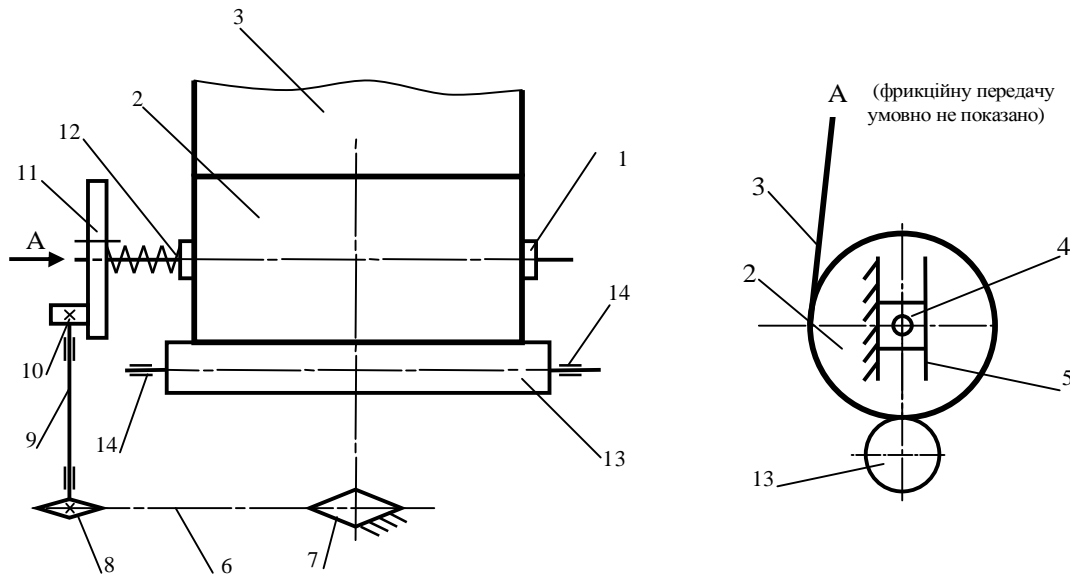


Рис. 1. Кінематична схема механізму намотування полотна з лобовим фрикційним варіатором: 1 – товарний валик; 2 – рулон полотна; 3 – полотно; 4 – повзуні; 5 – направляючі; 6 – ланцюгова передача; 7, 8 – зірочки; 9 – вал; 10, 11 – відповідно ролик та диск варіатора; 12 – пружина; 13 – опорний валик; 14 – підшипники опорного валика

Необхідне передаточне число ланцюгової передачі u знаходиться із умови:

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

де n_u, n_p – частота обертання відповідно голкового циліндра машини та ролика варіатора.

При цьому:

$$n_u = \frac{60 V_u}{p D}, \quad (2)$$

де V_u – лінійна швидкість голкового циліндра;

D – діаметр голкового циліндра.

Частота обертання ролика фрикційного варіатора знаходиться із залежності:

$$n_p = \frac{60 V_n}{p d_1}, \quad (3)$$

де V_n – швидкість намотування полотна;

d_1 – діаметр ролика варіатора.

Як відомо [1]:

$$V_n = V_b = \frac{qn_u B}{60}, \quad (4)$$

де V_b – швидкість в'язання полотна;

q – кількість в'язальних систем машини;

B – висота петельного ряду (стовпчика) трикотажного полотна.

З урахуванням (2) вираз (4) набуває вигляду:

$$V_n = \frac{qV_u B}{p D}. \quad (5)$$

Підставивши (2), (3) в (1) та враховуючи залежність (5), одержуємо:

$$u = \frac{p d_1}{q B}. \quad (6)$$

Діапазон регулювання варіатора D_{var} знаходиться із умови [4]:

$$D_{var} = \frac{d_{2min} d_{2max}}{d_1^2}, \quad (7)$$

де d_{2min}, d_{2max} – відповідно мінімальний та максимальний робочі діаметри диска варіатора.

Враховуючи особливості конструкції механізму намотування полотна (рис. 1), маємо:

$$d_{2\min} = d_{p\min} = d_e = d_1; \quad d_{2\max} = d_p = d_2, \quad (8)$$

де $d_{p\min}$ – мінімальний діаметр рулону полотна (початок накатування полотна);

d_e – діаметр товарного валика;

d_p – максимальний діаметр рулону полотна (кінець накатування полотна);

d_2 – максимальний робочий діаметр диска варіатора.

Підставивши (8) в (7), знаходимо:

$$D_{\text{var}} = \frac{d_p}{d_e} = \frac{d_2}{d_1}. \quad (9)$$

Прийнятий із умови $d_1 = d_e$ діаметр ролика варіатора необхідно перевірити на контактну міцність [5]:

$$s_H = \sqrt{\left(\frac{1,02}{d_1}\right)^3 \frac{ET_2}{\gamma u_b^2 f}} \leq [s_H], \quad (10)$$

де $s_H, [s_H]$ – дійсне та допустиме контактне напруження в зоні взаємодії ролика з диском;

E – приведений модуль пружності матеріалів ролика та диска;

T_2 – крутний момент на виході варіатора (момент накатування полотна),

$$T_2 = F_{\min} \frac{d_{2\max}}{2} = F_i Z \frac{d_p}{2}; \quad (11)$$

F_{\min} – мінімальне зусилля накатування полотна;

F_i – мінімальне зусилля накатування полотна, що діє на один петельний стовпчик полотна в кінці накатування рулону ($d_{2\max} = d_p$);

Z – кількість петельних стовпчиків полотна (кількість голок голкового циліндра машини);

γ – коефіцієнт відносної ширини ролика;

u_b – мінімальне передаточне число варіатора.

$$u_b = \frac{d_{2\min}}{d_1} = 1; \quad (12)$$

f – коефіцієнт тертя фрикційної пари ролик – диск.

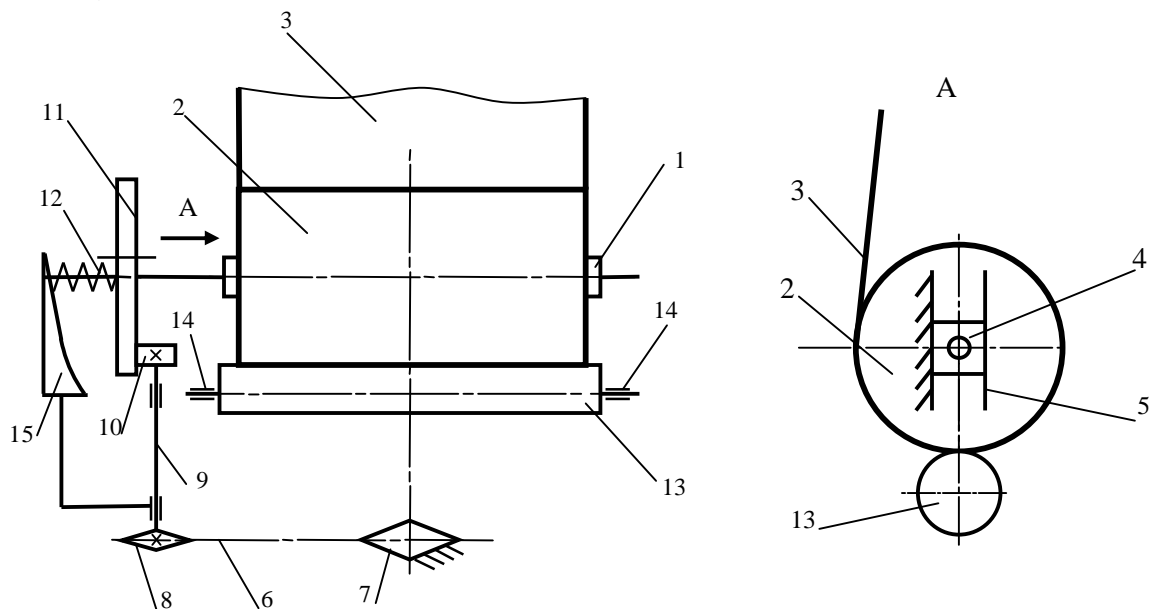


Рис. 2. Кінематична схема механізму накатування полотна з лобовим фрикційним варіатором та кулачком: 1 – товарний валик; 2 – рулон полотна; 3 – полотно; 4 – повзуни; 5 – направляючі; 6 – ланцюгова передача; 7, 8 – зірочки; 9 – вал; 10, 11 – відповідно ролик та диск варіатора; 12 – пружина; 13 – опорний валик; 14 – підшипники опорного валика; 15 – кулачок

Для забезпечення сталості моменту накатування полотна в рулон, що доцільно для підвищення якості окремих видів його переплетень [6], автори запропонували конструкцію механізму накатування полотна, привід якого містить лобовий фрикційний варіатор та кулачок, що здійснює автоматичне регулювання сталості моменту накатування полотна [7]. Кінематична схема запропонованого механізму накатування полотна представлена на рис. 2. Принцип роботи цього механізму в основному такий же, як і

механізму накатування полотна, запропонованого вище (див. рис. 1). Однак інше розташування диска та пружини, а також наявність кулачка призводить до того, що при підйомі товарного валика 1 з рулоном полотна 2 пружина 12, встановлена на ньому, також переміщується відносно кулачка 15, змінюючи силу тиску на диск 11 (сила тиску пружини на диск зменшується, зменшуючи при збільшенні діаметра рулону полотна силу тертя в парі диск – ролик). Зміна сили пружини 12 відбувається у відповідності з профілем кулачка 15 таким чином, що момент накатування полотна залишається сталим, що необхідно для забезпечення відповідного напружено-деформованого стану полотна в рулоні, яке призводить до підвищення його якості.

Робочий профіль кулачка вибирається із умови, яку він повинен задовольняти:

$$T_2 = \frac{Q_i d_{2i} f}{2} = const, \quad (13)$$

де Q_i – сила пружини, що стискається кулачком, для i -го положення ролика відносно диска (взаємодія ролика з диском в момент коли його діаметр дорівнює d_{2i}).

Розглянемо, яким повинен бути профіль кулачка для забезпечення умови (13). Очевидно, що необхідна сила пружини Q_i , створювана кулачком для i -го положення ролика, може бути знайдена із умови:

$$Q_i = Q_0 + C X, \quad (14)$$

де Q_0 – сила пружини при $d_{2i} = d_2$ (попереднє напруження пружини),

$$Q_0 = \frac{2T_2}{d_2 f}; \quad (15)$$

C – жорсткість пружини;

X – координата кривої профілю кулачка (додаткове стиснення пружини кулачком).

Із рівняння (14), враховуючи (13), (15), знаходимо:

$$X = \frac{2T_2 (d_2 - d_{2i})}{C f d_2 d_{2i}} = A \frac{d_2 - d_{2i}}{d_{2i}}, \quad (16)$$

де

$$A = \frac{2T_2}{C f d_2}. \quad (17)$$

Рівняння (16) являє собою криву профілю кулачка 15 (рис. 2) $X = f(d_{2i})$. При цьому слід враховувати, що діаметр диска в процесі накатування полотна змінюється в межах: $d_1 = d_{2\min} \leq d_{2i} \leq d_{2\max} = d_2$.

Знайдемо параметри привода механізму накатування полотна (фрикційного лобового варіатора та кулачка) в разі використання його в складі круглов'язальної машини КО-2 з діаметром голкового циліндра $D = 450$ мм, лінійною швидкістю голкового циліндра $V_u = 1,1$ м/с, кількістю в'язальних систем $q = 50$ та висотою петельного ряду $B = 1$ мм. При цьому за вихідні дані приймаємо [1, 2, 5, 8]:

- мінімальне зусилля накатування полотна, що діє на один петельний стовпчик трикотажу в кінці накатування рулону $F_i = 1 \cdot 10^{-2}$ Н;

- кількість голок в голковому циліндрі $Z = 1224$;

- максимальний діаметр рулону полотна $d = 500$ мм;

- діаметр товарного валика $d_b = 50$ мм;

- приведений модуль пружності ролика та диска (Сталь ШХ 15) $E = 2,15 \cdot 10^5$ МПа;

- допустиме напруження в зоні взаємодії ролика з диском $[s_H] = 800$ МПа;

- коефіцієнт тертя пари ролик – диск $f = 0,15$;

- коефіцієнт відносної ширини ролика $y = 0,2$.

Приймаємо згідно з умовою (8): $d_1 = 50$ мм; $d_2 = 500$ мм. При цьому діапазон регулювання варіатора у відповідності з рівнянням (9) становить $D_{\text{var}} = 10$.

Необхідне передаточне число ланцюгової передачі привода механізму накатування полотна знаходиться із виразу (6): $u = 3,14$.

Крутний момент на виході варіатора (момент накатування полотна), знайдений по формулі (11), становить $T_2 = 3060$ Нмм.

Перевіряємо прийнятий раніше діаметр ролика варіатора. Підставивши вихідні дані в вираз (10) та враховуючи (11), (12), знаходимо:

$$s_H = \sqrt{\left(\frac{1,02}{50}\right)^3 \frac{2,15 \cdot 10^5 \cdot 3060}{0,2 \cdot 1^2 \cdot 0,15}} = 431,48 \text{ МПа} \leq [s_H] = 800 \text{ МПа},$$

що підтверджує працездатність запропонованої конструкції механізму накатування полотна.

Мінімальне та максимальне зусилля пружини згідно з умовою (13) становить $Q_{\min} = Q_0 = 81,6 \text{ Н}$; $Q_{\max} = 816 \text{ Н}$. Такий діапазон зміни зусилля може забезпечити циліндрична пружина стиску III класу 2-го розряду з характеристикою [9]: $Q_{\text{пр}} = 900 \text{ Н}$ (граничне зусилля пружини); $D_{\text{пр}} = 34 \text{ мм}$ (зовнішній діаметр пружини); $d = 4 \text{ мм}$ (діаметр дроту, з якого виготовлена пружина); $C_o = 94,81 \text{ Н/мм}$ (жорсткість одного витка пружини).

Прийнявши робочий хід стиску пружини $h = 40 \text{ мм}$, знаходимо необхідну її жорсткість:

$$C = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{h} = \frac{816 - 81,6}{40} = 18,36 \text{ Н/мм}.$$

Висновки

Аналізуючи результати досліджень, можемо зробити наступні висновки:

- конструкція запропонованого механізму накатування полотна, працездатна та ефективна в роботі;
- використання запропонованого механізму накатування полотна у складі круглов'язальної машини дозволяє підвищити надійність та довговічність роботи як самого товароприйомного механізму, так і підвищити якість трикотажного полотна;
- запропонована конструкція механізму накатування полотна може бути використана не тільки для круглов'язальних, а і для інших типів машин легкої промисловості.

Література

1. Гарбарук В. Н. Проектирование трикотажных машин / Гарбарук В. Н. – Л. : Машиностроение, 1980. – 472 с.
2. Хомяк О. Н. Повышение эффективности работы вязальных машин / О. Н. Хомяк, Б. Ф. Пипа. – М. : Легпромбытиздат, 1990. – 208 с.
3. Пат. 14097 на корисну модель. Україна, D 04 B 15/00. Механізм накатки полотна круглов'язальної машини / Б. Ф. Пипа, О. М. Хомяк., Ю. Д. Федоров, О. Ю. Куніна (Україна). Опубл. 15.05.2006, 2 с.
4. Пронин Б. А. Бесступенчатые клиноременные и фрикционные передачи (вариаторы) / Б. А. Пронин, Г. А. Ревков – М. : Машиностроение, 1987. – 404 с.
5. Райко М. В. Расчет деталей и узлов машин / Райко М. В. – К. : Техніка, 1966. – 500 с.
6. Пипа Б. Ф. Механізми відтяжки та накатування полотна круглов'язальних машин / Пипа Б. Ф., Хомяк О. М., Олійник О. Ю. – К. : КНУТД, 2009. – 234 с.
7. Пат. 18319 на корисну модель. Україна, D 04 B 15/66. Механізм накатування полотна круглов'язальної машини / Б.Ф.Пипа, Ю.Д.Федоров, О.Ю.Олійник (Україна). Опубл. 15.11.2006, 2 с.
8. Машини кругловязальные типа КО– 2. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. – Черновцы. 1992. – 86 с.
9. Ануриев В. И. Справочник конструктора– машиностроителя / Ануриев В. И. – М. : Машиностроение, 1979. – Т. 3. – 560 с.

Надійшла 18.7.2011 р.

УДК 677.055

Г.П. РОСІНСЬКА, Б.Ф. ПІПА

Київський національний університет технологій та дизайну

ВПЛИВ КОНСТРУКЦІЇ ПРИВОДА КРУГЛОВ'ЯЗАЛЬНОЇ МАШИНИ НА ЗНОШЕННЯ ОПОРИ ГОЛКОВОГО ЦИЛІНДРА

Представлено результати аналізу процесу зносу голкового циліндру механізму в'язання круглов'язальних машин, який негативно впливає на якість трикотажного полотна.

The presented results of analysis of process of wear of needle cylinder of mechanism of knitting of circular knitters, which negatively influence on quality of knitting linen.

Ключові слова: круглов'язальна машина, механізм в'язання.

Однофонтурні круглов'язальні машини належать до найбільш поширеного і перспективного виду трикотажного устаткування. Одним з основних механізмів круглов'язальних машин є привід, від досконалості конструкції якого в значній мірі залежить надійність, довговічність і якість роботи машини в цілому. При цьому одним з видів відмов приводу є знос опор голкового циліндра (пара тертя зубчасте колесо, на якому встановлений голковий циліндр – вкладиш підшипника ковзання) рис. 1.