

Таким чином, на основі проведених досліджень конструктор може прогнозувати вплив характеристик жорсткості, коефіцієнтів демпфування, маси напівпресформ та сил, що виникають при вприскуванні в середині пресформи, на величину переміщень напівпресформ та вибрати їх значення для забезпечення якості виробів.

Література

1. Проников А.С. Надежность машин. – М., Машиностроение, 1978 - 592с.
2. Самойленко А.М. Дифференциальные уравнения. 2-е изд., перераб. – М: Высшая школа, 1989 – 383с.

Надійшла 11.2.2009 р.

УДК 677.055

Б.Ф. ППА, О.Ю. ОЛІЙНИК

Київський національний університет технологій та дизайну

МЕХАНІЗМ НАКАТУВАННЯ ПОЛОТНА КРУГЛОВ'ЯЗальної МАШИНИ ЗІ СТАЛИМИ ШВИДкістю ТА ЗУСИЛЛЯМ НАКАТУВАННЯ

Запропоновано нову конструкцію механізму накатування полотна круглов'язальної машини, де, з метою підвищення стабільності процесу накатування полотна, застосовано привід, що містить ланцюгову передачу, за допомогою якої здійснюється кінематичний зв'язок накатного валика з відтяжним валиком. При цьому товарний валик розташований під накатним валиком, а його притиск до останнього здійснюється за допомогою пружин змінної жорсткості. Наведено інженерний метод вибору жорсткості пружин.

The new design of the mechanism knurl cloths circular knitters where, for the purpose of increase of stability of process knurl cloths, the drive containing chain transfer with which help kinematic communication knurl the platen with knurl the platen is carried out is offered. Thus the commodity platen is located under knurl the platen, and its pressing to the last is carried out by means of a spring of variable rigidity. The engineering method of a choice of rigidity of springs is resulted.

Вступ

Круглов'язальні машини відносяться до найбільш поширеного і перспективного виду технологічного обладнання легкої промисловості оскільки мають високу продуктивність та широкі технологічні можливості (можуть в'язати трикотажне полотно різних переплетень, а також готові трикотажні вироби) [1-3].

Подальше вдосконалення круглов'язальних машин можливе за рахунок вдосконалення їх окремих механізмів, зокрема механізму накатування полотна, сучасні конструкції якого мають ряд недоліків [3, 4], до яких, в першу чергу, слід віднести нестабільність швидкості та зусилля накатування полотна.

Враховуючи доцільність підвищення ефективності роботи круглов'язальних машин, проблема розробки нових конструкцій механізмів накатування полотна та методик вибору їх робочих параметрів є актуальною для сучасного легкого машинобудування.

Об'єктом досліджень обрано механізм накатування полотна круглов'язальних машин та метод вибору його робочих параметрів.

При розв'язанні задач, поставлених у даній роботі, були використані сучасні методи теоретичних досліджень, що базуються на теорії проектування в'язальних машин.

Завданням досліджень стала розробка нової більш досконалої конструкції механізму відтяжки полотна круглов'язальної машини та методу вибору його робочих параметрів.

Основний розділ

Відомий механізм накатування полотна круглов'язальної машини [2] характеризується періодичністю обертального руху товарного валика, що призводить до порушення однієї із основних вимог одержання якісного полотна – сталість швидкості накатування полотна

Відомий також механізм накатування полотна круглов'язальної машини, що містить накатний валик, розташований в опорах, товарний валик та привід накатного валика, що містить ланцюгову передачу з ведучою та веденою зірочками, причому осі накатного та товарного валиків розташовані паралельно, а самі валики встановлені з можливістю притискання один до одного [1]. Використання ведучого накатного валика, який має постійний діаметр та обертається з заданою постійною частотою, дозволяє стабілізувати швидкість накатування полотна на товарний валик. Але зусилля накатування полотна, зумовлене змінною величиною сили тертя в зоні взаємодії полотна з накатним валиком (сила тертя забезпечується притиском товарного валика з полотном, вага якого в процесі його накатування змінюється, до накатного валика, розташованого під товарним валиком), залишається змінним, що знижує якість полотна та довговічність роботи механізму накатування полотна круглов'язальної машини.

На рис. 1 представлена кінематична схема запропонованого авторами механізму накатування полотна

круглов'язальної машини, який дозволяє усунути недоліки існуючих механізмів намотування полотна [5].

Механізм намотування полотна круглов'язальної машини містить накатний валик 1, розташований в нерухомих опорах 2, і товарний валик 3, обладнаний повзунами 4, встановленими на кожному із його кінців в вертикальних направляючих 5, та пружинами стиску 6, кінематично зв'язаними з повзунами 4. Механізм намотування полотна круглов'язальної машини має також привід що містить ланцюгову передачу 7 з ведучою 8 та веденою 9 зірочками. На товарний валик 3 намотується в рулон 10 полотно 11, що відтягується від механізму в'язання (на рис. 1 не показаний) відтяжними валиками 12. Величина початкової сили пружин стиску 6 регулюється за допомогою гвинтів 13, розташованих в нижній частині вертикальних направляючих 5 під кожною із пружин стиску 6.

Принцип роботи механізму намотування полотна такий. При вмиканні круглов'язальної машини обертальний рух відтяжного валика 12 передається ведучій зірочці 8 ланцюгової передачі 7, за допомогою якої передається далі веденій зірочці 9 та накатному валику 1, на якому вона жорстко закріплена. До накатного валика 1 за допомогою пружин стиску 6 притискується товарний валик 3, з повзунами 4 на його кінцях, які мають можливість вільно переміщатися в вертикальних направляючих 5. На товарний валик 3 намотано полотно 11 в рулон 10. Сила тертя, що виникає в зоні притиску товарного валика 3 до накатного валика 1, зумовлює зусилля намотування полотна, величина якого регулюється за допомогою гвинтів 13. При збільшенні в процесі намотування полотна 12 діаметру рулону 10 товарний валик 3 з повзунами 4 переміщується в направляючих 5 (опускається), стискаючи пружини стиску 6. При цьому сила пружин стиску 6 збільшується і компенсує зростаючу вагу рулону 10, залишаючи постійною величину сили притиску рулону 10 до накатного валика 1. Сила намотування полотна залишається сталою, оскільки залишається сталою сила тертя, зумовлена сталою величиною сили притиску товарного валика до накатного. Також сталою залишається і швидкість намотування полотна, оскільки вона залежить від величини діаметра накатного валика 1 та частоти його обертання, що залишаються сталими протягом усього процесу роботи круглов'язальної машини.

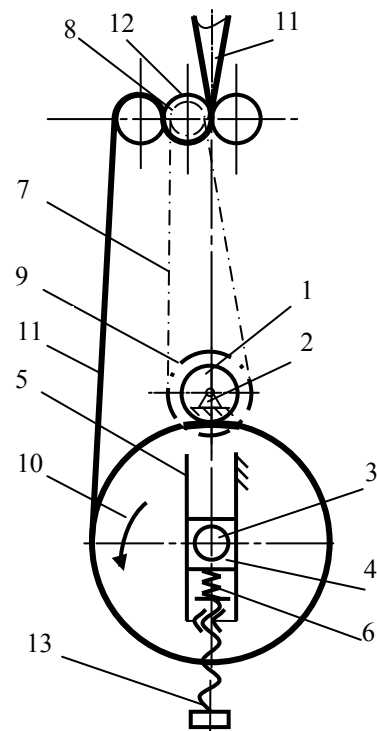


Рис. 1. Кінематична схема механізму намотування полотна круглов'язальної машини

Вибір жорсткості пружин стиску зумовлена такими міркуваннями.

Умова рівноваги товарного валика з полотном буде:

$$F = N + Q_1 + Q_2, \quad (1)$$

де F – сила пружин (сумарна);

N – сила нормального тиску в парі товарний валик з полотном – накатний валик;

Q_1, Q_2 – відповідно вага товарного валика та полотна, накатаного на нього.

Очевидно:

$$F = F_0 + F_1, \quad (2)$$

де F_0 – сумарна початкова сила пружин,

$$F_0 = N + Q_1 = const; \quad (3)$$

F_1 – складова сили пружин, що урівноважує вагу полотна (вага полотна в рулоні),

$$F_1 = Q_2 = CY; \quad (4)$$

C – жорсткість пружин;

Y – стиск пружин, зумовлений збільшенням діаметра рулону полотна в процесі його накатки,

$$Y = \frac{d_{2i} - d_1}{2}, \quad (5)$$

де d_1 – діаметр товарного валика; d_{2i} – текучий діаметр рулону полотна.

Вага рулону полотна знаходиться із умови:

$$Q_2 = Lq, \quad (6)$$

де L – довжина полотна в рулоні; q – погонна вага полотна.

Враховуючи, що:

$$L = \frac{\pi(d_{2i}^2 - d_1^2)}{4\delta}, \quad (7)$$

де δ – товщина здвоєного полотна,
рівняння (6) приймає вигляд:

$$Q_2 = \frac{\pi q}{4\delta} (d_{2i}^2 - d_1^2). \quad (8)$$

Згідно з умовою (4) маємо:

$$C = \frac{Q_2}{Y}. \quad (9)$$

Підставивши результати (5), (8) в (9), остаточно знаходимо:

$$C = \frac{\pi q}{2\delta} (d_1 + d_{2i}). \quad (10)$$

Умова вибору жорсткості пружин стиску із співвідношення (10) дозволяє досягти стабільності зусилля накатування полотна протягом всього процесу накатування рулону полотна, що також забезпечує підвищення якості полотна та довговічності роботи механізму накатування полотна круглов'язальної машини.

Аналізуючи результати досліджень, можемо зробити висновки, що використання запропонованої конструкції механізму накатування полотна круглов'язальної машини дозволяє:

- розширити асортимент механізмів накатування полотна круглов'язальних машин;
- підвищити довговічність роботи механізму накатування полотна і круглов'язальної машини в цілому за рахунок стабільності швидкості та зусилля накатування полотна;
- підвищити продуктивність круглов'язальної машини за рахунок підвищення довговічності роботи механізму накатування полотна.
- метод вибору жорсткості пружин стиску механізму накатування полотна може бути використаний при розробці нових конструкцій механізмів накатування полотна круглов'язальних машин.

Література

1. Гарбарук В.Н. Проектирование трикотажных машин. – Л.: Машиностроение, 1980. – С. 472 с.
2. Коган Л.П., Кесслер Ю.В. Однофонтурные кругловязальные машины. – М.: Легкая индустрия, 1968. – 238 с.
3. Хомяк О.Н., Пипа Б.Ф. Повышение эффективности работы вязальных машин. – М.: Легпромбытиздат, 1990. – 208 с.
4. Машини кругловязальные типа КО-2. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. – Черновцы, 1992. – 86 с.
5. Декларацийний пат. Механізм накатки полотна круглов'язальної машини / 14096 У України, МПК D 04 B 15/00. / Пипа Б.Ф., Хомяк О.М., Куніна О.Ю. (Україна). – № 200505359; Заявлено 06.06.2005; Опубл. 15.05.2006, Бюл. № 5.

Надійшла 17.3.2009 р.

УДК 621.81

Б.Ф. ПІПА, А.І. МАРЧЕНКО, В.В. ЧАБАН
Київський національний університет технологій та дизайну

ФЛАНЦЕВА РІЗЬБОВА МУФТА ТА ВИБІР ЇЇ ПАРАМЕТРІВ

Представлено результати досліджень з удосконалення засобу з'єднань валів між собою. Запропоновано нову конструкцію засобу з'єднання валів – фланцеву різьбову муфту, що дозволяє знизити інерційність засобу з'єднання валів, і тим самим підвищити ефективність його роботи. Наведено методику вибору параметрів та оцінки працездатності і ефективності роботи запропонованої муфти.

Вступ

Надійність та довговічність роботи вузлів та механізмів машин, в тому числі і машин легкої промисловості, в значній мірі залежать від надійності з'єднання валів між собою. В сучасних вузлах та механізмах машин більшість з'єднань валів між собою здійснюється за допомогою фланцевих муфт [1-3]. Великий зовнішній діаметр фланцевих муфт, що в 3 і більше разів перевищує діаметр з'єднуваних валів, і вага призводять до збільшення моменту інерції обертальних мас механічної системи, де використовуються муфти, що в свою чергу викликає значні динамічні навантаження [4, 5] і, в цілому, призводить до зниження надійності та довговічності роботи з'єднання валів.

Враховуючи доцільність підвищення надійності та довговічності з'єднання валів вузлів та механізмів машин, проблема розробки нових конструкцій муфт та методик вибору їх робочих параметрів і перевірки працездатності є актуальною для сучасного машинобудування, зокрема легкого.

Об'єктом досліджень обрано фланцеву муфту для жорсткого з'єднання валів та методику вибору її