

«Данфос», 2002. – 40 с.

2. Pedersen P., Munzer Marc E. Strategies for Stabilization of Flow Control System with Counter Balance Valves // Proceedings of 2001 Drives and Controls and Power Electronics Conference, Session 7: Fluid Power. – London. March. 2001 – P. 32–39.

3. Andersen Torben O, Hansen Michael R. Evaluation of Velocity Control Concepts Involving Counter Balance Valves in Mobile Cranes // Conference of Fluid Power Transmission and Control. – Hangzhou (China), 2001.

4. Козлов Л. Г. Вдосконалення системи керування гідроприводів з LC-регулюванням : дис. на здобуття наук. ступ. канд. наук : 26.04.2000 / Козлов Леонід Геннадійович. – Вінниця, 2000 – 320 с.

5. Черных И. В. Simulink: среда создания инженерных приложений / Черных И. В. – М. : Диалог, 2003. – 236 с.

Надійшла 21.7.2011 р.

УДК 677.055

Б.Ф. ППА, Г.І. КОНЬКОВ, О.Ю. ОЛІЙНИК

Київський національний університет технологій та дизайну

КІНЕМАТИКА МЕХАНІЗМУ ВІДТЯЖКИ ПОЛОТНА КРУГЛОВ'ЯЗАЛЬНОЇ МАШИНИ

Представлено результати досліджень з удосконалення методу проектування механізму відтяжки полотна в'язальних машин. Запропоновано метод кінематичного аналізу механізму відтяжки полотна круглов'язальної машини. Наведено приклад розрахунку кінематичних параметрів механізму відтяжки полотна круглов'язальної машини типу КО.

The results of researches are presented from the improvement of method of planning of mechanism of vidtyazhki of linen of knittings machines. The method of kinematics analysis of mechanism of vidtyazhki of linen of kruglov'yazal'noy machine is offered. The example of calculation of kinematics parameters of mechanism of vidtyazhki of linen of machine is resulted of KO type.

Ключові слова: круглов'язальна машина, механізм відтяжки полотна, кінематика механізму відтяжки полотна, трикотаже полотно.

Вступ

Аналіз існуючих методів проектування механізмів відтяжки круглого трикотажного полотна показує, що існуючі методи недосконалі і не дають можливості комплексно вирішувати питання вибору раціональних кінематичних параметрів механізмів відтяжки полотна круглов'язальних машин [1-3]. Недосконалість наукових основ та інженерних методів проектування механізмів відтяжки полотна круглов'язальних машин знижує ефективність їх використання [4]. Тому і надалі в трикотажному машинобудуванні залишається актуальним питання подальшого удосконалення методу проектування механізму відтяжки полотна, зокрема його кінематичного аналізу.

Об'єктом досліджень обрано механізм відтяжки полотна круглов'язальної машини та метод його кінематичного аналізу.

При вирішенні задач, поставлених у даній роботі, були використані сучасні методи теоретичних досліджень, що базуються на теорії проектування в'язальних машин, теорії опору матеріалів та наукових основах теоретичної механіки.

Завданням досліджень стала розробка більш досконалого методу кінематичного аналізу механізмів відтяжки полотна круглов'язальних машин.

Основний розділ

Механізм відтяжки полотна сучасної круглов'язальної машини, схема якого представлена на рис. 1, містить ведучий 1 та два ведені 2, 3 відтяжні валики, які за допомогою циліндричних шестерень 4, 5, 6 кінематично зв'язані між собою. Ведучий 1 та ведені 2, 3 відтяжні валики розміщені в рамі 7. Механізм відтяжки полотна містить також привід відтяжних валиків, що містить храпові механізми 8, 9, кільце 10 з гірками 11 та два, розташовані діаметрально протилежно, важелі 12, 13, один кінець кожного з яких з'єднаний з відповідним храповим механізмом, а другий має ролик 14 (15), який знаходиться у взаємодії з кільцем 10.

Принцип роботи механізму відтяжки полотна такий. При вмиканні круглов'язальної машини рама 7 з відтяжними валиками 1, 2, 3 починає обертатися. При цьому ролик 14, 15 набігають поперемінно на гірки 11 нерухомого кільця 10 і змушують важелі 12, 13 здійснювати коливальний рух, який за допомогою храпових механізмів 8, 9 приводить в обертальний рух ведучий відтяжний валик 1. Ведучий відтяжний валик за допомогою циліндричних шестерень 4, 5, 6 приводить в обертальний рух ведені відтяжні валики 2, 3. Обертальний рух відтяжних валиків зумовлює відтяжку полотна 16, заправленого між ними.

Враховуючи конструктивні особливості механізму відтяжки полотна круглов'язальних машин типу КО (сила відтяжки полотна створюється за рахунок його пружних властивостей) [2, 5], умовою його працездатності є:

$$v_e = b v_n, \quad (1)$$

- де v_e – швидкість відтяжки полотна;
 v_n – швидкість в'язання полотна;
 b - коефіцієнт впливу пружних властивостей полотна на силу його відтяжки.

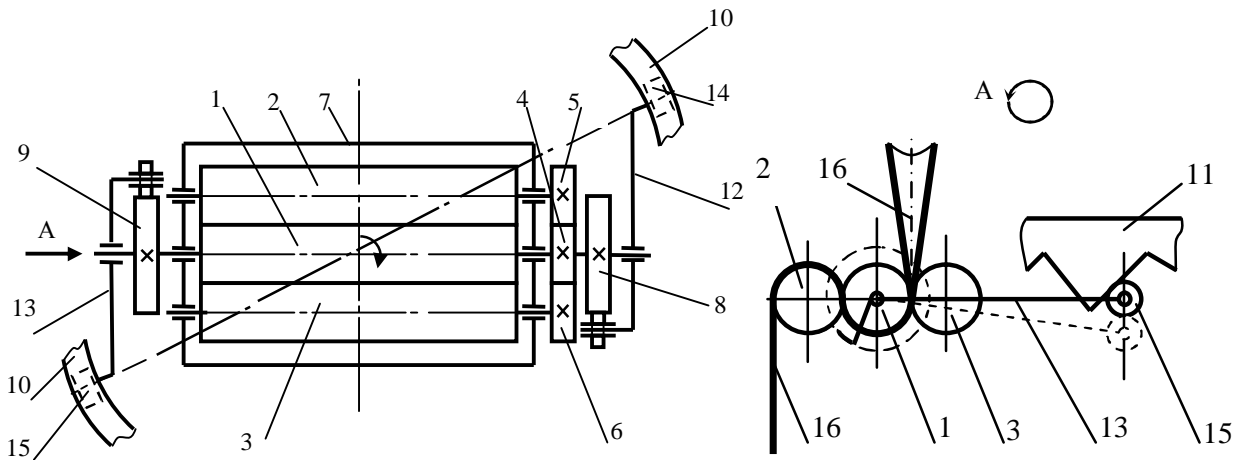


Рис. 1. Кінематична схема механізму відтяжки полотна круглов'язальної машини

Використовуючи положення теорії пружності [6], можемо записати:

$$\frac{v_e}{v_n} = \frac{L + \Delta L}{L} = 1 + \frac{\Delta L}{L} = 1 + e, \quad (2)$$

- де L , ΔL - довжина полотна в зоні відтяжки та деформація його розтягу, зумовлена силою відтяжки;
 e - відносна деформація розтягу полотна.

Величина відносної деформації полотна дорівнює відноській деформації кожної його петлі:

$$e = \frac{F_i}{ES}, \quad (3)$$

- де F_i – сила відтяжки петлі;
 E – модуль пружності полотна;
 S – площа перерізу ниток петлі.

Для кулірного покривного трикотажного полотна (одного із основних переплетень) [8]:

$$S = 2 \left(\frac{p d_1^2}{4} + \frac{p d_2^2}{4} \right) = 0,5 p (d_1^2 + d_2^2); \quad (4)$$

- де d_1, d_2 – діаметр (товщина) відповідно ґрунтової та покривної ниток, знаходиться із умови [8]:

$$d = \frac{l \sqrt{T}}{31,6}; \quad (5)$$

- l – коефіцієнт, що враховує вид матеріалу нитки;
 T – лінійна щільність нитки.

Враховуючи залежність (2), вираз (1) набуває вигляду:

$$v_e = (1 + e) v_n. \quad (6)$$

Як відомо [2]:

$$v_n = \frac{q n_y B}{60} = \frac{q v_y B}{p D}, \quad (7)$$

- де q – кількість в'язальних систем машини;
 n_y – частота обертання голкового циліндра;
 B – висота петельного ряду полотна;
 v_y – лінійна швидкість голкового циліндра;
 D – діаметр голкового циліндра.
Передаточне число між голковим циліндром та відтяжними валиками знаходиться із умови:

$$u = \frac{n_u}{n_e} = \frac{60 v_u p^2 d D}{p D 60 (1+e) q v_u B} = \frac{p d}{(1+e) q B}, \quad (8)$$

де

$$n_u = \frac{60 v_u}{p D}; \quad (9)$$

$$n_e = \frac{60 v_e}{p d} = \frac{60 (1+e) q v_u B}{p^2 d D}; \quad (10)$$

n_e – частота обертання відтяжних валиків.

При одержанні виразу (10) враховано залежності (6), (7).

Кількість гірок кільця знаходиться із умови (повинна бути парним числом, враховуючи наявність двох діаметрально протилежно розташованих важелів):

$$Z = \frac{2p}{2ua} = \frac{p}{ua}, \quad (11)$$

де Z – кількість гірок;

$\frac{2p}{u}$ – кут повороту відтяжних валиків за один оберт голкового циліндра (сумарний кут повороту обох важелів);

$2a$ – кут повороту відтяжних валиків за один цикл повороту важелів (прохід роликів важелів одної гірки),

$$a = \arcsin \frac{h}{l}; \quad (12)$$

h – висота гірки;

l – робоча довжина важеля.

Використовуючи запропоновану методику, знайдемо необхідні параметри приводу механізму відтяжки полотна стосовно круглов'язальної машини КО-2, для якої: 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 18,5x1 текс, покривна нитка – віскоза 22,2 текс [5].

Враховуючи, що $I_1 = 1,25$ (бавовна); $I_2 = 1,3$ (віскоза) [8], із (5) 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 (4), знаходимо:

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

Враховуючи, що для покривного трикотажного полотна вказаної заправки $E = 1,524$ МПа [9] та прийнявши $F_i = 7 \cdot 10^{-2} H$ [2], із виразу (3) знаходимо:

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

Враховуючи, що для круглов'язальних машин типу КО $d = 51$ мм, із (8) знаходимо необхідне передаточне число приводу механізму відтяжки полотна:

$$u = \frac{51p}{(1+0,439)50 \cdot 1} = 2,227.$$

Прийнявши із конструктивних міркувань $a = 10^\circ$ (при проектуванні механізмів відтяжки полотна даного типу доцільно приймати $a = (8 \dots 12)^\circ$ [2]), із виразу (11) знаходимо:

$$Z = \frac{180^\circ}{2,227 \cdot 10^\circ} = 8,08.$$

Приймаємо $Z = 8$. Тоді:

$$a = \frac{180^\circ}{Zu} = \frac{180^\circ}{8 \cdot 2,227} = 10,103^\circ.$$

Прийнявши висоту гірки $h = 40$ мм, із (12) знаходимо необхідну робочу довжину важеля:

$$l = \frac{40}{\sin 10,103^\circ} = 228 \text{ мм.}$$

Аналізуючи результати досліджень, можемо зробити наступні висновки:

- працездатність та ефективність роботи механізму відтяжки полотна круглов'язальної машини залежать від раціонально вибраних кінематичних його параметрів;
- запропонований метод кінематичного аналізу механізму відтяжки полотна може бути використаний як при удосконаленні діючих, так і при проектуванні нових більш ефективних конструкцій круглов'язальних машин.

Література

1. Мильченко И. С. Основы проектирования трикотажных машин / Мильченко И. С. – М. : Ростехиздат, 1962. – 226 с.
2. Гарбарук В. Н. Проектирование трикотажных машин / Гарбарук В. Н. – Л. : Машиностроение, 1980. – 472 с.
3. Мойсеєнко Ф. А. Проектування в'язальних машин / Мойсеєнко Ф. А. – Харків : Основа, 1994. – 336 с.
4. Піпа Б. Ф. Механізми відтяжки та накатування полотна круглов'язальних машин / Піпа Б. Ф., Хомяк О. М., Олійник О. Ю. – К. : КНУТД, 2009. – 234 с.
5. Машины кругловязальные типа КО-2. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. – Черновцы, 1992. – 86 с.
6. Писаренко Г. С. Справочник по сопротивлению материалов / Писаренко Г. С., Яковлев А. П., Матвеев В. В. – К. : Наукова думка, 1975. – 704 с.
7. Далидович А. С. Основы теории вязания / Далидович А. С. – М. : Легкая индустрия, 1970. – 432 с.
8. Крассий Г. Г. Справочник трикотажника / Крассий Г. Г. – К. : Техніка, 1975. – 320 с.
9. Хомяк О. Н. Повышение эффективности работы вязальных машин / О. Н. Хомяк, Б. Ф. Піпа. – М. : Легпромбытиздат, 1990. – 208 с.

Надійшла 20.8.2011 р.

УДК 677.055

В.В. ЧАБАН

Київський національний університет технологій та дизайну

ДИНАМІКА ПРИВОДУ ОСНОВОВ'ЯЗАЛЬНОЇ МАШИНИ ТИПУ ОВ

Розглянуто динаміку приводу основов'язальних машин типу ОВ. Встановлено залежність параметрів приводу на динамічні навантаження, що виникають під час пуску основов'язальної машини. Приведено приклад розрахунку динамічних навантажень в приводі основов'язальної машини ОВ-7.

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: основов'язальна машина, привід основов'язальної машини, динамічні навантаження в приводі, пуск основов'язальної машини.

Вступ

Аналіз показує що відомі конструкції приводів основов'язальних машин мають ряд недоліків, основним із яких є відсутність ефективного засобу зниження динамічних навантажень, які виникають під час пуску, що негативно впливає на продуктивність основов'язальної машини та на якість трикотажного полотна [1, 2]. Тому в трикотажному машинобудуванні все ще залишається актуальним питання подальшого удосконалення методів розрахунку приводу основов'язальних машин, зокрема методу динамічного розрахунку, з метою удосконалення конструкції приводу.

Об'єктом досліджень обрано привід основов'язальної машини та метод динамічного його розрахунку. При вирішенні задач, поставлених у даній роботі, були використані сучасні методи теоретичних досліджень, що базуються на теорії проектування в'язальних машин та на наукових основах динаміки механічних систем з пружними в'язями.

Враховуючи доцільність підвищення ефективності основов'язальних машин шляхом підвищення надійності та довговічності роботи приводу, стаття присвячена дослідженням динамічних процесів, що виникають в приводі основов'язальних машин під час пуску..

Основний розділ

Аналіз сучасних конструкцій основов'язальних машин показує, що з метою дослідження динамічних процесів, які відбуваються в приводі під час пуску, реальну конструкцію машини доцільно замінити двомасовою динамічною моделлю (рис. 1).