

видів, отримано математичні моделі цільового призначення. Ці математичні моделі кінематичного аналізу можуть бути використані для розрахунків динаміки механізмів такої структури, розрахунків на міцність кінематичних пар, при синтезі кутів  $\varphi_1$  та  $\varphi_4$  взаємного встановлення кривошипів, що впливають на форму траєкторії крочкових голок, а також для анімації роботи кінематичної схеми механізму машини у режимі реального часу. Результати розрахунку впроваджено в навчальний процес кафедри машин легкої промисловості у таких дисциплінах: «Схемотехнічне проектування машин» та «Основи розрахунку та конструювання типових машин».

#### ЛІТЕРАТУРА

1. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин / И. И. Артоболевский. – М.:– Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит.–1988. – 640 с.
2. Орловський Б. В., Дворжак В. М. Визначення реакцій в кінематичних парах механізмів основ'язальних машин методом векторного перетворення координат // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. – 2009. – № 3. – с. 34–44.
1. Гурвич Л. И., Пейсах Э. Е., Бецман А. М. Конструктивные особенности современных основ'язальных быстроходных машин. – М.: –Легкая индустрия.– 1973. – 184 с.
2. Каценеленбоген А. М., Носакин В. И. Ремонт и монтаж оборудования основ'язального производства. – М.:– Легкая индустрия.– 1972. – 264 с.
3. Дворжак В. М. Удосконалення та синтез механізму прокачки вушкових голок основ'язальних машин: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.10 «Машинаи легкої пром-сті» / В.М. Дворжак. – К.: – 2008. – 24 с.
4. Котов А. В. Математическое моделирование [Електронний ресурс] // Режим доступу: <http://www.androskv.na.by/matm.html>. Загол. з титул. екрану.
5. Пищиков В. О., Орловський Б. В. Доцільні доповнення до структурної класифікації Асура-Артоболевського //Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. – 2009. – № 4.– с. 50–57.

Надійшла 23.02.2010

УДК 677.055

## ДВОПОТОЧНИЙ ЧЕРВ'ЯЧНИЙ ПРИВІД КРУГЛОВ'ЯЗальної МАШИНИ ТА ВИБІР ЙОГО ПАРАМЕТРІВ

Б.Ф. ПІПА, Г.І. ПАВЛЕНКО

Київський національний університет технологій та дизайну

*Представлено результати досліджень по вибору раціональних параметрів нового типу приводу круглов'язальних машин – приводу з двопоточною черв'ячною передачею потужності механізмам товароприйому та в'язання. Наведено метод оцінки працездатності та ефективності роботи такого приводу при використанні його для круглов'язальних машин типу КО*

Аналіз відомих конструкцій приводів круглов'язальних машин показує, що в основному всі вони виконані такими, що обертальний рух передається механізмам в'язання та товароприйому одним потоком за допомогою циліндричних прямозубих передач.

Таке конструктивне виконання приводу призводить до появи значних радіальних та осевих навантажень на механізми та їх опори (для круглов'язальних машин типу КО радіальні навантаження на опори механізму в'язання сягають 1704,5 Н, осеві – 1000 Н [1]).

Все це призводить до інтенсивного зносу опор механізмів і, як наслідок, до їх радіального та осевого зміщень, що негативно впливає на рівномірність петельної структури трикотажного полотна – основного показника його якості.

Існуючий привід круглов'язальної машини [2], де замість циліндричних прямозубих передач використано черв'ячну передачу, не здатен усунути вказаних вище недоліків, оскільки передача потужності, як і раніше, тут здійснюється одним потоком.

Тому і надалі в трикотажному машинобудуванні залишається актуальним питання подальшого удосконалення конструкцій приводів круглов'язальних машин та методів їх проектування, зокрема вибору раціональних параметрів приводу.

#### **Об'єкти та методи дослідження**

Об'єктом досліджень обрано привід круглов'язальних машин з двопоточною черв'ячною передачею потужності механізмам машини та метод вибору його раціональних параметрів, що призводить до підвищення надійності та довговічності роботи як привода, так і круглов'язальної машини в цілому.

При вирішенні задач, що поставлені у даній роботі, були використані сучасні методи теоретичних досліджень, які базуються на теорії деталей машин та опору матеріалів.

#### **Постановка завдання**

Враховуючи підвищення ефективності роботи круглов'язальних машин, шляхом удосконалення конструкцій приводів, статтю присвячено дослідженням щодо вибору раціональних параметрів нового типу приводу круглов'язальних машин – приводу з двопоточною черв'ячною передачею потужності механізмам товароприйому та в'язання.

#### **Результати та їх обговорення**

У результаті проведеного аналізу авторами запропонована принципово нова конструкція приводу круглов'язальних машин (рис. 1), яка позбавлена вказаних вище недоліків.

Привід круглов'язальної машини містить електродвигун 1, за допомогою муфти 2 з'єднаний з черв'яком 3, другий електродвигун 4, за допомогою муфти 5 з'єднаний з другим черв'яком 6, причому черв'як 3 та другий черв'як 6 встановлені діаметрально протилежно один одному та кінематично зв'язані з черв'ячним колесом 7, яке за допомогою обгінної муфти 8 з'єднано з механізмом товароприйому 9, та два водила 10, 11, які з'єднують механізм товароприйому 9 з голковим циліндром 12 механізму в'язання. Крім цього, привід оснащено засобом розриву з'єднання черв'ячного колеса 7 з механізмом товароприйому 9 – обгінною муфтою 8, що містить дві обойми – внутрішню 13, жорстко з'єднану з механізмом товароприйому 9, і зовнішню 14, жорстко з'єднану з черв'ячним колесом 7, та ролики 15, що розташовані між внутрішньою 13 та зовнішньою 14 обоймами.

Обгінна муфта дозволяє розірвати зв'язок черв'ячного колеса 7 з механізмом товароприйому 9 при використанні ручного привода (на рис. 1 не показаний) під час наладки та заправки машини.

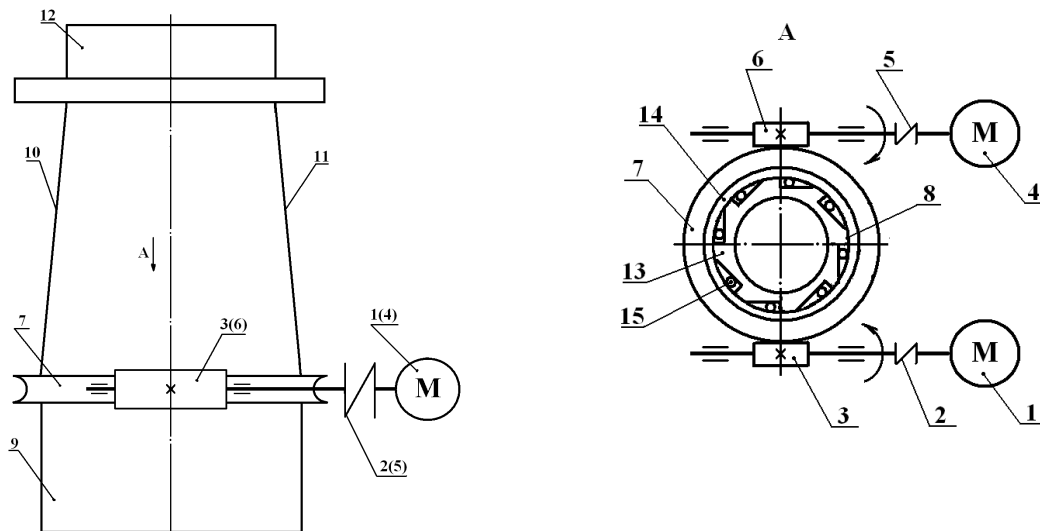


Рис. 1. Кінематична схема приводу круглов'язальної машини з двопоточною черв'ячною передачею

Принцип роботи привода такий. При одночасному вмиканні електродвигунів 1, 4 (електродвигуни для забезпечення працездатності привода повинні обертатися в різні боки) обертальний рух їх валів за допомогою муфт 2, 5 передається черв'якам 3, 6 відповідно. Обертальний рух черв'яків призводить до обертання черв'ячне колесо 9, жорстко з'єднане з зовнішньою обоймою 14 обгінної муфти 8. Поворот зовнішньої обойми 14 призводить до заклинювання роликів 15 між зовнішньою 14 та внутрішньою 13 обоймами, що забезпечує зв'язок черв'ячного колеса 7 з механізмом товароприйому 9 та його обертання. Оскільки механізм товароприйому 9 за допомогою водил 10, 11, що зв'язаний з голковим циліндром 12 механізму в'язання, останній також починає, синхронно з механізмом товароприйому 9, обертатися, що необхідно для роботи круглов'язальної машини. Сили, що виникають у зчепленнях черв'яків з черв'ячним колесом 7, взаємно урівноважуються в наслідок чого не викликають додаткових навантажень на механізми круглов'язальної машини.

При обертанні машини за допомогою ручного привода обертальний рух голкового циліндра 12 механізму в'язання за допомогою водил 10, 11 передається жорстко з'єднаній з ними внутрішній обоймі 13 та механізму товароприйому 9, жорстко з'єднаному з нею. Поворот внутрішньої обойми 13 призводить до розклинювання роликів 15 і, в наслідок цього, до розриву з'єднання механізму товароприйому 9 з черв'ячним колесом 7. Черв'яки 3, 6, муфти 2, 5 та електродвигуни 1, 4 автоматично відключаються від механізмів в'язання та товароприйому, що призводить до зниження непродуктивних затрат потужності та підвищення довговічності роботи привода.

Вибір параметрів, окрім черв'ячних передач та обгінної муфти, здійснюється за відомими методикам [3, 4]. Особливості вибору параметрів черв'ячних передач і обгінної муфти та перевірки їх працездатності розглянемо нижче.

При виборі розмірів черв'ячного колеса слід виходити з такої умови:

$$d_2 = mZ_2 \geq d, \quad (1)$$

де  $d_2$ ,  $d$  – дільний діаметр відповідно черв'ячного колеса та зовнішній діаметр механізму товароприйому;  $m$  – модуль черв'ячного зачеплення;  $Z_2$  – число зубів черв'ячного колеса.

При виборі розмірів черв'яка доцільно виходити з такої умови (розвантаження опор механізмів від осьових навантажень):

$$2F_{a2} = 2F_{t1} \leq Q - F, \quad (2)$$

де  $2$  – коефіцієнт, що враховує наявність двох черв'ячних передач в приводі;  $F_{a2}$  – осьова сила черв'ячного колеса;  $F_{t1}$  – колова сила черв'яка.

$$F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1}; \quad (3)$$

де  $T_1$  – крутний момент на валу черв'яка;  $d_1$  – дільний діаметр черв'яка;  $Q$  – вага механізму товароприйому з урахуванням ваги голкового циліндру механізму в'язання;  $F$  – сила натягу полотна в зоні накатування його в рулон.

Підставивши (3) в умову (2) знаходимо такий вираз:

$$d_1 \geq \frac{4T_1}{Q - F} = \frac{2P}{(Q - F)\omega}, \quad (4)$$

де  $P$  – загальна потужність приводу;  $\omega$  – колова швидкість голкового циліндру механізму в'язання.

Перевірку працездатності черв'ячної передачі (зачеплення одного черв'яка з черв'ячним колесом) доцільно здійснювати з використанням такої умови:

$$T_{max} \geq T_2, \quad (5)$$

де  $T_{max}$  – максимально можливий крутний момент черв'ячної передачі;  $T_2$  – крутний момент на валу черв'ячного колеса, зумовлений взаємодією з одним черв'яком,  $T_2 = T_1 u \eta$ ;  $u$  – передаточне число черв'ячної передачі;  $\eta$  – коефіцієнт корисної дії черв'ячної передачі.

Згідно з [5]:

$$T_{max} = \left(\frac{a}{61}\right)^3 [\sigma_H]^2, \quad (7)$$

де  $a$  – міжосьова відстань черв'ячної передачі,  $a = 0,5(d_1 + d_2)$ ;  $[\sigma_H]$  – допустиме контактне напруження у парі черв'як – черв'ячне колесо.

Працездатність обгінної муфти забезпечується виконанням умови [6]:

$$p_{max} \leq [p], \quad (8)$$

де  $p_{max}$ ,  $[p]$  – відповідно максимальний діючий та допустимий тиск в зоні взаємодії роликів обгінної муфти з обоймами.

Згідно з виразом [7], а саме:

$$p_{max} = 0,418 \sqrt{\frac{T_2 E \operatorname{ctg} 0,5\alpha}{K R l d_p}}, \quad (9)$$

де  $E$  – модуль пружності матеріалу обойм муфти;  $\alpha$  – кут заклинювання роликів;  $K$  – кількість роликів;  $R$  – радіус робочої поверхні зовнішньої обойми;  $l$ ,  $d_p$  – відповідно довжина та діаметр ролика.

**Висновки**

Аналіз проведених досліджень дає можливість зробити такі висновки:

- запропонований привід круглов'язальної машини з двопоточною черв'ячною передачею потужності механізмам товароприйому та в'язання працездатний та надійний в роботі;
- конструкція привода дозволяє повністю компенсувати як радіальні, так і осьові навантаження механізмів круглов'язальної машини і тим самим підвищити надійність та довговічність її роботи;
- запропоновані конструкція двопоточної черв'ячної передачі потужності механізмам та методика оцінки її працездатності й ефективності можуть бути використані також для інших типів машин.

**ЛІТЕРАТУРА**

1. Хомяк О.Н., Пипа Б.Ф. Повышение эффективности работы вязальных машин. – М.:– Легпромбытиздат.– 1990. – 208 с.
2. Пипа Б.Ф., Хомяк О.М., Павленко Г.І. Пат. 74723 України. D 04 B 15/94. Привід круглов'язальної машини /(Україна). – № 20040604349 Заявл. 04.06.2004; Опубл. 16.01.2006.– Бюл. № 1.– 2 с.
3. Гарбарук В.Н. Проектирование трикотажных машин. – Л.: –Машиностроение.– 1980. – 472 с.
4. Пипа Б.Ф., Хомяк О.М., Павленко Г.І. Динаміка круглов'язальних машин. – К: КНУТД.– 2005. – 294 с.
5. Чернавский С.А., Снесарев Г.А., Козинцов Б.С. и др. Проектирование механических передач. – М.: –Машиностроение.– 1984. – 560 с.
6. Поляков В.С., Барабаш И.Д., Ряховский О.А. Справочник по муфтам. – 2-е изд. – Л.:– Машиностроение.– 1979. – 351 с.
7. Добровольский В.А. и др. Детали машин. – М.–К.: –Машгиз.– 1962. – 604 с.

Надійшла 04.02.2010

УДК 677.055

**ВПЛИВ ДЕФОРМАЦІЇ ВІДТЯЖНИХ ВАЛИКІВ КРУГЛОВ'ЯЗАЛЬНОЇ  
МАШИНИ НА РІВНОМІРНІСТЬ РОЗПОДІЛУ СИЛИ ВІДТЯЖКИ ПОЛОТНА**

Б.Ф. ПІПА, О.Ю. ОЛІЙНИК

Київський національний університет технологій та дизайну

*Представлено результати досліджень впливу деформації відтяжних валиків круглов'язальної машини на рівномірність розподілу сили відтяжки полотна по його ширині. Наведено приклад розрахунку впливу деформації відтяжних валиків круглов'язальної машини типу КО на рівномірність розподілу сили відтяжки полотна*

Одним із механізмів круглов'язальної машини, що впливають на ефективність її роботи, зокрема на якість трикотажного полотна, є механізм відтяжки полотна. Рівномірність розподілу сили відтяжки круглого полотна по його ширині, що зумовлює рівномірність петельної структури (якість) трикотажу, залежить від взаємодії відтяжних валиків з полотном.