



УКРАЇНА

(19) UA (11) 15416 (13) U  
(51) МПК  
D04B 15/94 (2006.01)

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ  
І НАУКИ УКРАЇНИ

ДЕРЖАВНИЙ ДЕПАРТАМЕНТ  
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ  
ВЛАСНОСТІ

## ОПИС

ДО ДЕКЛАРАЦІЙНОГО ПАТЕНТУ  
НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

видається під  
відповідальність  
власника  
патенту

## (54) ПРИВІД КРУГЛОВ'ЯЗАЛЬНОЇ МАШИНИ

1

2

(21) 20040503871

(22) 24.05.2004

(24) 17.07.2006

(46) 17.07.2006, Бюл. № 7, 2006 р.

(72) Піпа Борис Федорович, Коньков Георгій Ігорович, Павленко Георгій Іванович

(73) КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
ТЕХНОЛОГІЙ ТА ДИЗАЙНУ

(57) 1. Привід круглов'язальної машини, що містить вертикальний привідний вал з закріпленою на ньому шестірнею, кінематично зв'язаною з зубчастим колесом голкового циліндра механізму в'язання, який **відрізняється** тим, що додатково обладнаний компенсатором навантаження, що містить ролик, кінематично зв'язаний з голковим циліндром механізму в'язання, двоплечий важіль, на одному кінці якого шарнірно встановлено ролик, та циліндричну пружину розтягу, кінематично зв'язану з другим кінцем двоплечого важеля.

2. Привід за п.°1, який **відрізняється** тим, що двоплечий важіль має довжину пліч, яка вибирається із співвідношень:

$$\frac{l_1}{l_2} = \frac{F}{F_n},$$

де  $l_1, l_2$  - довжина пліч двоплечого важеля;  $F$  - сила тиску на голковий циліндр, зумовлена зубчастим зачепленням шестірні з зубчастим колесом,  $F = \sqrt{F_t^2 + F_r^2}$ ;  $F_t, F_r$  - відповідно колова та радіальні сили зубчастого зачеплення;  $F_n$  - сила циліндричної пружини розтягу.

3. Привід за п.°1, який **відрізняється** тим, що лінії центрів пар шестірня - зубчасте колесо і зубчасте колесо - ролик утворюють кут  $\beta$ , який задовольняє умові:

$$\beta = \alpha + 90^\circ,$$

де  $\alpha$  - кут профілю зуба шестірні і зубчастого колеса.

Корисна модель відноситься до області трикотажного машинобудування, а саме, до приводів круглов'язальних машин.

Відомий привід круглов'язальної машини, що містить електродвигун і вертикальний приводний вал, на кінцях якого жорстко закріплені циліндричні шестерні, верхня з яких кінематично зв'язана з зубчастим колесом голкового циліндра механізму в'язання, а нижня - з зубчастим колесом механізму товароприйому [Гарбарук В.Н. Проектирование трикотажных машин. - Л.: Машиностроение, 1980 - С.77 - Рис.4.10]. Наявність одного вертикального приводного вала, верхня циліндрична шестерня якого кінематично зв'язана з зубчастим колесом голкового циліндра механізму в'язання, призводить до появи значних радіальних навантажень на опору голкового циліндра, що знижує довговічність роботи привода.

Відомий також привід круглов'язальної машини, що містить вертикальний приводний вал з закріпленою на ньому шестернею кінематично зв'язаною з зубчастим колесом голкового циліндра механізму в'язання [Хомяк О.Н., Піпа Б.Ф. Повы-

шение эффективности работы вязальных машин. - М.: Легпромбытиздат, 1990. - С.113. - Рис.1.68]. Відомий привід містить також другу циліндричну шестерню, кінематично зв'язану з зубчастим колесом голкового циліндра механізму в'язання. Наявність двох циліндричних шестерень, кінематично зв'язаних з зубчастим колесом голкового циліндра механізму в'язання, дозволяє зменшити радіальні навантаження на опору голкового циліндра. Але неможливість ідеально точного виконання зубчастого зачеплення циліндричних шестерень з зубчастим колесом голкового циліндра не дає змоги урівноважити радіальні навантаження на опору голкового циліндра (коефіцієнт розподілу зусиль в зубчастому зачепленні двох циліндричних шестерень з зубчастим колесом голкового циліндра досягає 1,5 і більше - [Сигов І.В. Планетарні редуктори. - К.: Техніка, 1964. - С.94], що знижує довговічність роботи привода і призводить до зниження його ККД.

Таким чином, в основу корисної моделі покладена задача створити такий привід круглов'язальної машини, в якому шляхом введення нових еле-

(13) U

(11) 15416

(19) UA

ментів та їх зв'язків, забезпечилось би підвищення довговічності роботи привода.

Поставлена задача вирішена тим, що привід круглов'язальної машини, що містить вертикальний приводний вал з закріпленою на ньому шестернею, кінематично зв'язаною з зубчастим колесом голкового циліндра механізму в'язання, згідно з корисною моделлю, додатково обладнаний компенсатором навантаження, що містить ролик, кінематично зв'язаний з голковим циліндром механізму в'язання, двоплечий важіль, на одному кінці якого шарнірно встановлено ролик, та циліндричну пружину розтягу, кінематично зв'язану з другим кінцем двоплечого важеля.

При цьому двоплечий важіль має довжину плеч, яка вибирається із співвідношень:

$$\frac{l_1}{l_2} = \frac{F}{F_n},$$

де  $l_1, l_2$  - довжина плеч двоплечого важеля;

$F$  - сила тиску на голковий циліндр, зумовлена зубчастим зачепленням шестерні з зубчастим колесом,

$$F = \sqrt{F_t^2 + F_r^2};$$

$F_t, F_r$  - відповідно колова та радіальні сили зубчастого зачеплення;  $F_n$  - сила циліндричної пружини розтягу.

Доцільно, щоб лінії центрів пар шестерня - зубчасте колесо і зубчасте колесо - ролик утворювали кут  $\beta$ , який задовольняє умові:

$$\beta = \alpha + 90^\circ,$$

де  $\alpha$  - кут профілю зуба шестерні і зубчастого колеса. Обладнання привода компенсатором навантаження, кінематично з'єднаним з голковим циліндром механізму в'язання призводить до того, що радіальні навантаження на опору голкового циліндра, зумовлені силами, що виникають в зубчастому зачепленні пари шестерня - зубчасте колесо урівноважуються силою тиску ролика компенсатора навантаження на голковий циліндр, що створюється циліндричною пружиною розтягу, що забезпечує підвищення довговічності роботи привода.

Виконання двоплечого важеля з довжиною плеч, яка вибирається із заявлених співвідношень, дозволяє здійснити оптимальну силу тиску ролика на голковий циліндр, що також забезпечує підвищення довговічності роботи привода.

Розташування шестерні, зубчастого колеса та ролика таким чином, щоб лінії центрів пар шестерня - зубчасте колесо і зубчасте колесо - ролик утворювали кут  $\beta$ , який задовольняє умові -  $\beta = \alpha + 90^\circ$ , також забезпечує підвищення довговічності роботи привода.

ності роботи привода.

На Фіг.1 представлена кінематична схема привода круглов'язальної машини. На Фіг.2 представлено вид А привода круглов'язальної машини.

Привід круглов'язальної машини містить вертикальний приводний вал 1 з закріпленою на ньому шестернею 2, кінематично зв'язаною з зубчастим колесом 3 голкового циліндру 4 механізму в'язання. Привід також містить компенсатор навантаження 5, що містить ролик 6, кінематично зв'язаний з голковим циліндром 4, двоплечий важіль 7, на одному кінці якого шарнірно встановлено ролик 6, та циліндричну пружину розтягу 8, кінематично зв'язану з другим кінцем двоплечого важеля 7. Двоплечий важіль 7 встановлено з можливістю повороту на опорі 9. При цьому двоплечий важіль має довжину плеч, яка вибирається із співвідношень:  $\frac{l_1}{l_2} = \frac{F}{F_n}$ , а лінії центрів пар шестерня - зуб-

часте колесо і зубчасте колесо - ролик утворюють кут  $\beta$ , який задовольняє умові:  $\beta = \alpha + 90^\circ$ . Наприклад, в заявленому приводі кут  $\beta$  дорівнює  $120^\circ$ .

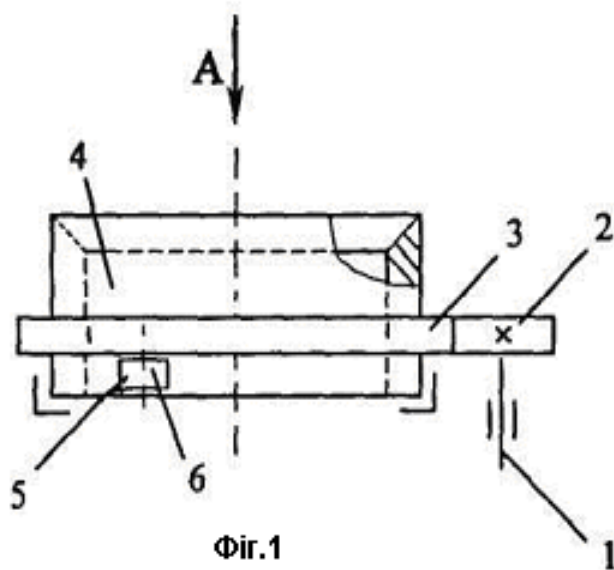
Принцип роботи привода такий. При вмиканні електродвигуна (на Фіг.1, 2 не показано) обертальний рух його вала передається вертикальному приводному валу 1 з закріпленою на ньому шестернею 2. Обертальний рух шестерні 2 приводять в обертальний рух зубчасте колесо 3 голкового циліндра 4, що необхідно для роботи круглов'язальної машини. Під дією сили циліндричної пружини розтягу 8 двоплечий важіль 7 повертається навколо опори 9 і притискує ролик 6 компенсатора навантаження 5 до голкового циліндру 4. Радіальні навантаження на опору голкового циліндра 4, зумовлені силами, що виникають при цьому в зубчастому зачепленні пари шестерня 2 - зубчасте колесо 3 урівноважуються силою тиску ролика 6 на голковий циліндр 4, яка створюється циліндричною пружиною розтягу 8, завдяки чому підвищується довговічність роботи привода.

Використання запропонованої конструкції привода в складі круглов'язальної машини дозволяє:

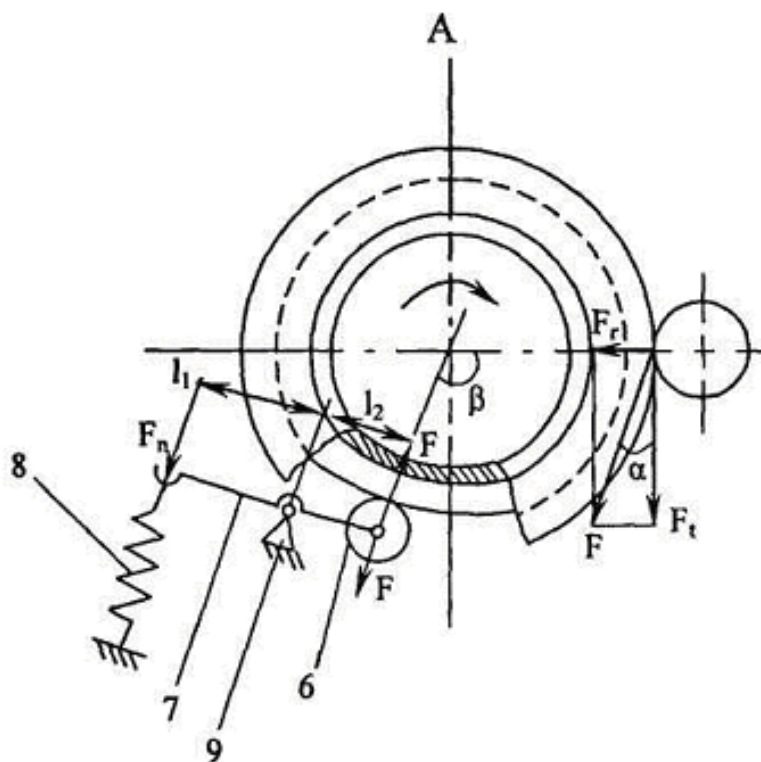
розширити асортимент приводів круглов'язальних машин;

підвищити довговічність роботи привода і круглов'язальної машини в цілому за рахунок компенсації радіальних навантажень на опору голкового циліндра;

підвищити продуктивність круглов'язальної машини за рахунок підвищення довговічності роботи привода.



Фіг.1



Фіг.2