

УДК 677.055

ЗДОРЕНКО В.Г., ЗАЩЕПКИНА Н.М.  
Київський національний університет технологій та дизайну

## ВИБІР ПАРАМЕТРІВ ПРИВОДА МЕХАНІЗМУ НАКАТУВАННЯ ПОЛОТНА КРУГЛОВ'ЯЗальної МАШИНИ

**Мета.** Аналіз доцільності удосконалення механізмів накатування полотна круглов'язальних машин та методу вибору параметрів їх привода.

**Методика.** Використані сучасні методи теорії проектування в'язальних машин, зокрема механізмів накатування полотна круглов'язальних машин.

**Результати.** На основі аналізу механізмів накатування полотна круглов'язальних машин запропоновано нову конструкцію механізму, здатного забезпечити процес накатування круглого в'язального полотна в рулон з постійним моментом накатування. Встановлено, що процес накатування полотна з постійним моментом накатування може бути реалізований при наявності в приводі механізму накатування двох лобових фрикційних варіаторів, робоча поверхня дисків яких виконана криволінійною. Запропоновано метод вибору основних параметрів привода механізму накатування полотна (передаточне число привода, необхідний діапазон варіювання швидкості варіатора, профіль робочої поверхні дисків варіатора, умова працездатності привода та ін. ).

**Наукова новизна.** Розвиток наукових основ та інженерних методів проектування механізмів накатування полотна круглов'язальних машин.

**Практична значимість.** Розробка нової конструкції механізму накатування полотна круглов'язальної машини та інженерного методу вибору його раціональних параметрів.

**Ключові слова:** круглов'язальна машина, в'язальне полотно, механізм накатування полотна, привід механізму накатування полотна, лобовий варіатор.

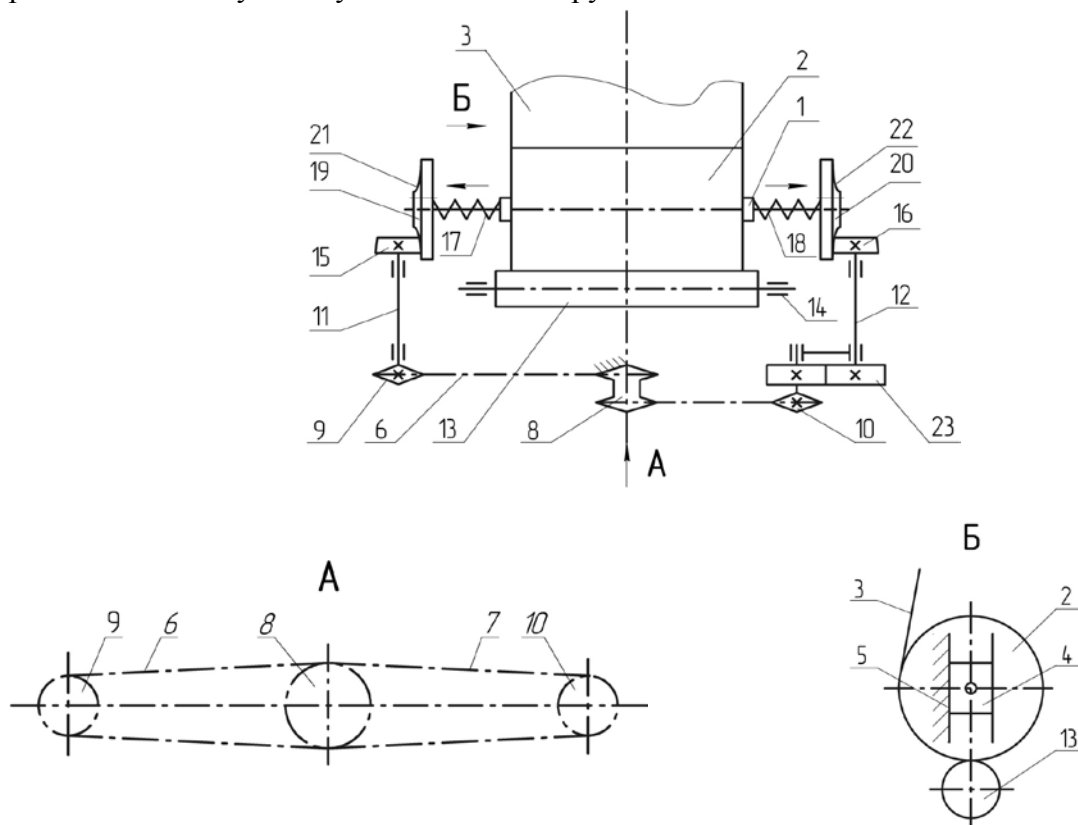
**Вступ.** Одним із факторів, що впливають на продуктивність роботи в'язальних машин та на якість полотна, є процес його відтяжки та накатування в рулони [1]. Тому проблема удосконалення механізмів відтяжки та накатування полотна в'язальних машин, зокрема круглов'язальних, є актуальною та своєчасною. Виходячи з цього, як показують дослідження [2-6], при проектуванні круглов'язальних машин особливу увагу слід приділяти підвищенню ефективності роботи механізмів відтяжки та накатування полотна. Вирішення цієї проблеми без удосконалення конструкцій приводів вказаних механізмів неможливе.

**Постановка завдання.** Враховуючи актуальність питання підвищення ефективності роботи круглов'язальних машин, завданням досліджень є розробка нової конструкції привода механізму накатування полотна круглов'язальної машини, здатного забезпечити постійність моменту накатування полотна, що стабілізує його напружено-деформований стан в рулоні та інженерного методу вибору раціональних параметрів такого привода.

**Результати дослідження.** Аналіз показує [1, 4], що ефективність роботи механізму накатування полотна круглов'язальних машин залежить від досконалості його привода. Враховуючи це, автори пропонують нову конструкцію механізму накатування

полотна з ланцюговим привода, схема якого представлена на рис. 1. На відміну від існуючих приводів, запропонований привід обладнаний двома лобовими фрикційними варіаторами, робочі поверхні дисків яких виконані криволінійними, та зубчастою циліндричною передачею, яка з'єднує один із котків варіатора з ланцюговою передачею.

Додаткове обладнання привода механізму накатування полотна круглов'язальної машини зубчастою циліндричною передачею, яка з'єднує один із котків з ланцюговою передачею, дозволяє розташувати лобові фрикційні варіатори симетрично відносно товарного валика, що знижує його навантаження і, відповідно, підвищує довговічність роботи механізму накатування полотна круглов'язальної машини.



**Рис. 1.** Кінематична схема механізму накатування полотна круглов'язальної машини:

1 – товарний валик; 2 – рулон полотна; 3 – полотно; 4 – опори-повзуни; 5 – направляючі; 6, 7 – ланцюгові передачі; 8 – ведуча зірочка; 9, 10 – ведені зірочки; 11, 12 вертикальні валі; 13 – опорний валик; 14 – опори; 15, 16 – котки; 17, 18 – пружини; 19, 20 – диски; 21, 22 – робочі поверхні дисків; 23 – циліндрична зубчаста передача

Принцип роботи механізму накатування полотна такий. При вмиканні круглов'язальної машини механізм накатування полотна починає обертатися. При цьому ланцюги ланцюгових передач 6, 7 обертаються навколо подвійної нерухомої ведучої зірочки 8, передаючи обертальний рух веденим зірочкам 9, 10, вертикальному валу 11 та за допомогою циліндричної зубчастої передачі 23 вертикальному валу 12. Обертальний рух вертикальних валів 11, 12 передається коткам 15, 16. Сила тертя, що виникає в зоні притиску під дією пружин 17, 18 дисків 19, 20 до котків 15, 16 приводить в обертальний рух диски 19, 20 та товарний валик 1, на якому вони встановлені. Обертання товарного валика 1 зумовлює накатування 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 диски 19, 20 також переміщуються відносно котків 15, 16, змінюючи автоматично передаточне число лобових фрикційних варіаторів, що призводить до зміни частоти обертання товарного валика 1 з рулоном 2, забезпечуючи сталість швидкості накатування полотна на товарний валик 1. Наявність криволінійних робочих поверхонь 21, 22 дисків 19, 20 відповідно автоматично забезпечує необхідну, згідно з законом напружено-деформовано стану полотна в рулоні, зміну сили натягу полотна в зоні накатування в рулон.

Враховуючи особливості запропонованої конструкції механізму та технологічні вимоги, що ставляться до механізмів накатування полотна круглов'язальних машин, основними параметрами приводу механізму є: передаточне число привода; діапазон регулювання варіаторів; розміри роликів та дисків варіаторів; профіль робочих поверхонь дисків для забезпечення постійності моменту накатування полотна.

Необхідне передаточне число ланцюгових передач  $u$  знаходиться із умови:

$$u = n_u / n_k, \quad (1)$$

де  $n_u, n_k$  - частота обертання відповідно голкового циліндра машини та котка варіатора,

$$n_u = \frac{60V_u}{\pi D_u}; \quad (2)$$

$V_u$  - лінійна швидкість голкового циліндра;

$D_u$  - діаметр голкового циліндра.

Частота обертання котка варіатора знаходиться із залежності:

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

де  $V_n$  - швидкість накатування полотна;

$d_1$  - діаметр котка.

Як відомо [1]:

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

де  $V_g$  - швидкість в'язання полотна;

$q$  - кількість в'язальних систем машини;

$B$  - висота петельного ряду полотна.

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

$$V_n = \frac{qV_u B}{\pi D_u}. \quad (5)$$

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

$$u = \frac{\pi d_1}{qB}. \quad (6)$$

Діапазон варіювання швидкості варіатора  $D_{var}$  знаходиться із умови:

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

де  $d_{2min}$ ,  $d_{2max}$  - мінімальний та максимальний діаметри диску варіатора.

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

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

де  $d_{pmin}$  - мінімальний діаметр рулону полотна (початок накатування);

$d_g$  - діаметр товарного валика;

$d_p$  - максимальний діаметр рулону полотна (кінець накатування);

$d_2$  - максимальний робочий діаметр диску варіатора.

Підставивши (8) в (7), знаходимо:

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

Прийнятий із умови  $d_1 = d_g$  діаметр котка перевіряється на контактну міцність:

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

де  $\sigma_H$ ,  $[\sigma_H]$  - дійсне та допустиме напруження в зоні взаємодії котка з диском;

$E$  - приведений модуль пружності матеріалів котка та диска;

$T_2$  - крутний момент на виході варіатора (момент накатування полотна),

$$T_2 = 0,5 F_{min} d_{2max} = 0,5 F_i z d_p; \quad (11)$$

$F_{min}$  - мінімальне зусилля накатування полотна;

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

$z$  - кількість петельних стовпчиків полотна;

$\psi$  - коефіцієнт відносної ширини котка;

$u_g$  - мінімальне передаточне число варіатора,

$$u_g = d_{2min} / d_1 = 1; \quad (12)$$

Вибір профілю робочих поверхонь дисків варіаторів здійснюється із умови:

$$T = 0,5 Q_i d_{2i} f = const, \quad (13)$$

де  $T$  - крутний момент на веденому валу;

$Q_i$  - сила пружини, що притискує диск до котка при  $i$ -му положенні котка відносно диска;

$d_{2i}$  - робочий діаметр диску при  $i$ -му положенні котка відносно диска;

$f$  - коефіцієнт тертя фрикційної пари коток-диск.

Необхідна сила пружини  $Q_i$  в разі коли коток займає  $i$ -е положення знаходиться із умови:

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

де  $Q_0$  - сила пружини, зумовлена її попереднім напруженням, при  $d_{2i} = d_2$ ,

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

$d_2$  - максимальний робочий діаметр диску;

$C$  - жорсткість пружини;

$X$  - координата кривої профілю кулачка, зумовлена додатковим стисненням пружини при переміщенні котка в процесі варіювання швидкості веденого вала.

Із рівняння (2), враховуючи (1) та (3), знаходимо:

$$X = \frac{2T(d_2 - d_{2i})}{Cfd_2d_{2i}} = A \frac{d_2 - d_{2i}}{d_{2i}}, \quad (16)$$

$$\text{де} \quad A = \frac{2T}{Cfd_2} = \text{const}. \quad (17)$$

Рівняння (16) являє собою криву профілю робочих поверхонь дисків  $X = f(d_2)$ .

Знайдемо параметри привода механізму накатування полотна в разі використання його в складі круглов'язальної машини КО-2 з діаметром голкового циліндра  $D_{\text{ц}} = 450$  мм, лінійною швидкістю голкового циліндра  $V = 1,1$  м/с, кількістю в'язальних систем  $q = 50$  та висотою петельного ряду  $B = 1,0$  мм [7].

При цьому за вихідні дані приймаємо: мінімальне зусилля накатування полотна, що діє на один петельний стовпчик полотна в кінці накатки рулону  $F_i = 1 \cdot 10^{-2}$  Н; кількість петельних стовпчиків полотна  $z = 1224$ ; максимальний діаметр рулону полотна  $q_p = 500$  мм; діаметр товарного валика  $d_g = 50$  мм; приведений модуль пружності котка та диска (Сталь ШХ 15)  $E = 2,15 \cdot 10^5$  МПа; допустиме напруження в зоні взаємодії котка з диском  $[\sigma]_H = 800$  МПа; коефіцієнт тертя пари коток-диск  $f = 0,15$ ; коефіцієнт відносної ширини котка  $\psi = 0,2$ .

Приймаємо згідно з умовою (8):  $d_1 = 50$  мм;  $d_2 = 500$  мм. При цьому діапазон варіювання швидкості варіатора згідно (9) становить  $D_{\text{var}} = 10$ . Необхідне передаточне число ланцюгової передачі привода механізму накатки полотна згідно (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 котка варіатора. Підставивши вихідні дані в вираз (10) та враховуючи (11), (12), знаходимо:  $\sigma_H = 431,48 \leq [\sigma]_H = 800$  МПа, що підтверджує працездатність запропонованого механізму накатування полотна.

Мінімальна та максимальна сила пружини, згідно з умовою (13), становить  $Q_{\text{min}} = Q_0 = 81,6$  Н;  $Q_{\text{max}} = 816$  Н. Такий діапазон зміни сили може забезпечити циліндрична пружина стиску III класу 2-го розряду з характеристикою [1]:  $Q_{\text{np}} = 900$  Н (гранична сила пружини);  $D_{\text{np}} = 34$  мм (зовнішній діаметр пружини);  $d = 4$  мм (діаметр дроту, з якого виготовлена пружина);  $C_0 = 94,81$  Н/мм (жорсткість одного витка пружини).

Прийнявши робочий хід стиску пружини  $h = 40$  мм, знаходимо її жорсткість:

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

**Висновки.** На основі аналізу механізмів накатування полотна круглов'язальних машин запропоновано нову конструкцію механізму з приводом, здатним забезпечити процес накатування полотна в рулон з постійним моментом накатування.

Встановлено, що процес накатування полотна з постійним моментом накатування може бути реалізований при наявності в приводі механізму накатування лобових фрикційних варіаторів, робоча поверхня дисків яких виконана криволінійною.

Запропоновано метод вибору раціональних параметрів привода запропонованого механізму накатування полотна круглов'язальної машини.

### Список використаних джерел

1. Піпа Б. Ф. Механізми відтяжки та накатування полотна круглов'язальних машин / Б. Ф. Піпа, О. М. Хомяк, О. Ю. Олійник. – К. : КНУТД, 2009. – 234 с.
2. Здоренко В. Г. Підвищення ефективності роботи механізму відтяжки полотна круглов'язальної машини шляхом використання ультразвукового пристрою контролю якості полотна / В. Г. Здоренко, Н. М. Зацепкіна, Б. Ф. Піпа // Вісник КНУТД. – 2013. - № 2(70). – С. 21–26.
3. Зацепкіна Н. М. Підвищення стабільності відтяжки полотна круглов'язальної машини / Н. М. Зацепкіна, Б. Ф. Піпа // Вісник ХНУ. – 2013. - № 3. – С. 84–86.
4. Здоренко В. Г. Підвищення ефективності роботи механізму накатування полотна круглов'язальної машини / В. Г. Здоренко, О. Ю. Олійник, Б. Ф. Піпа // Вісник КНУТД. – 2014. - № 1(75). - С. 30–35.
5. Здоренко В. Г. Аналіз впливу тертя кочення пари накатний валик-рулон на процес накатування круглов'язального полотна / В. Г. Здоренко, О. Ю. Олійник, Б. Ф. Піпа // Вісник Херсонського національного технічного університету. – 2014. - № 2(49). - С. 68–72.
6. Піпа Б. Ф. Вплив параметрів механізму товароприйому круглов'язальної машини на зусилля знімання рулону полотна з товарного валика / Б. Ф. Піпа, В. Г. Здоренко, Ю. А. Ковальов // Вісник КНУТД. – 2014. - № 3(77). - С. 215–220.
7. Машины кругловязальные типа КО-2. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. – Черновцы, 1992. – 86 с.

### ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ПРИВОДА МЕХАНИЗМА НАКАТКИ ПОЛОТНА КРУГЛОВЯЗАЛЬНОЙ МАШИНЫ

ЗДОРЕНКО В.Г., ЗАЦЕПКИНА Н.Н.

*Киевский национальный университет технологий и дизайна*

**Цель.** Анализ целесообразности совершенствования механизмов накатки полотна кругловязальных машин и метода выбора параметров их привода.

**Методика.** Используются современные методы теории проектирования вязальных машин, в том числе механизмов накатки полотна кругловязальных машин.

**Результаты.** На основе анализа механизмов накатки полотна кругловязальных машин предложена новая конструкция механизма, способного обеспечить процесс накатки круглого вязального полотна в рулон с постоянным моментом накатки.

Установлено, что процесс накатки полотна с постоянным моментом накатки может быть реализован при наличии в приводе механизма накатки двух лобовых фрикционных вариаторов, рабочая поверхность дисков которых выполнена криволинейной. Предложен метод выбора основных параметров привода механизма накатки полотна (передаточное число привода, необходимый диапазон варьирования скорости вариатора, профиль рабочей поверхности дисков вариатора, условие работоспособности привода и др.).

**Научная новизна.** Развитие научных основ и инженерных методов проектирования механизмов накатки полотна кругловязальных машин.

**Практическая значимость.** Разработка новой конструкции механизма накатки полотна кругловязальной машины и инженерного метода выбора его рациональных параметров.

**Ключевые слова:** кругловязальная машина, вязальное полотно, механизм накатки полотна, привод механизма накатки полотна, лобовой вариатор.

## SETTING THE DRIVE MECHANISM KNURLED LEAF ROUND KNITTING MACHINES

SDORENKO V.G., ZASCHEPKINA N.N.

*Kiev National University of Technology and Design*

**The Aim.** Analysis of the feasibility of improving the mechanisms for rolling cloth circular knitting machines and the method of choosing the parameters of the drive.

**Methods.** The use of modern methods of design theory knitting machines, including mechanisms for rolling cloth circular knitting machines.

**Results.** Based on the analysis of mechanisms rolling blade circular knitting machines offered a new design mechanism capable of ensuring the process rolling circular knitting fabric roll with constant torque rolling. It was found that the process of rolling the web rolling constant torque can be implemented if the drive mechanism for rolling two frontal frictional CVTs, the disc surface which is curved. The method of selection of basic drive parameters rolling mechanism blade (gear ratio of the drive, the desired range of variation of speed variator, the profile of the working surface of the variator discs, the condition of efficiency of the drive and others.).

**Scientific novelty.** Development of scientific principles and methods of engineering design mechanisms rolling blade circular knitting machines.

**The practical significance.** Development of a new design of the mechanism rolling blade circular knitting machine and engineering method of rational choice of its parameters.

**Keywords:** *knitting machine, knitting cloth, fabric rolling mechanism, the drive mechanism for rolling cloth, front variator.*