

УДК 685.31

В.Ю. ЩЕРБАНЬ, Н.І. МУРЗА, А.М. КИРИЧЕНКО, М.І. ШОЛУДЬКО

Київський національний університет технологій та дизайну

## ЕФЕКТИВНІСТЬ РОБОТИ КОМПЕНСАТОРІВ НАТЯГУ НИТКИ ТРИКОТАЖНИХ МАШИН

*В роботі наведені результати досліджень з визначення ефективності роботи компенсаторів натягу нитки за умови змінного вхідного натягу з урахуванням її реальних фізико-механічних властивостей. В роботі досліджувалися компенсатори з пружним елементом. Отримані результати використовувалися для удосконалення технологічних процесів трикотажної промисловості.*

*Ключові слова: нитка, компенсатор натягу нитки, тертя, пружний елемент, коефіцієнт тертя.*

V.YU. SHERBAN, N.I. MURZA, A.N. KIRICHENKO, M.I. SHOLUDKO

Kyiv National University of Technologies and Design

### OVERALL PERFORMANCE OF COMPENSATORS OF THE TENSION OF THE FILAMENT OF KNITTED CARS

*Imperfection of a design of compensators of a tension of a filament does not allow to carry out stabilisation of a tension in the course of work of the knitted car. Oscillation of an entrance tension speaks deficiencies of a design of compensators, oscillations of an entrance tension, irregularity to diameter a filament cross-section. The solution of this problem has great value for development of processes of the knitted industry on the basis of raise of productivity of the process equipment and quality of released products. Thus, the theme of given paper is actual which has great value for development of a design of existing compensators of a tension and working out of the new. Installations and research methods. Tension compensators are a component of a feeding system of a filament of the process equipment of the knitted industry. Imperfection of a design of compensators of a tension does not allow to carry out its stabilisation in the course of work of the process equipment and leads to infringement of a technological regime. First of all, it is influenced by irregularity of a filament to diameter that irregularity of an entrance tension speaks its structure and a material, specificity of manufacturing of a filament, in the length of separate elementary elements and their mutual bracing rather to each other, and also. A theoretical basis at the solution of a scientific and technical problem are works of leading scientists in branches of production engineering of textile and knitted manufactures, textile materials technology, mechanics of a filament, theory of elasticity, mathematical modelling. In theoretical researches methods of theoretical mechanics, a strength of materials, design of experiments and statistical machining of results of researches are used. Practical value. Development of a design of compensators of a tension of a filament of knitted cars allows to stabilise their tension, to reduce filament breakages that has great value for development of processes textile and clothing industry from a position of raise of productivity of the process equipment and quality of released products.*

*Keywords: a thread, the jack of a tension of a thread, a friction, an elastic element, friction factor.*

### Вступ

*Актуальність.* Недосконалість конструкції компенсаторів натягу нитки не дозволяє здійснювати стабілізацію натягу в процесі роботи трикотажної машини [1]. Коливання вихідного натягу пояснюється недоліками конструкції компенсаторів, коливаннями вхідного натягу, нерівномірністю по діаметру поперечного перетину нитки. Вирішення цієї задачі має важливе значення для удосконалення технологічних процесів трикотажної промисловості з позиції підвищення продуктивності технологічного устаткування та якості готової продукції [1–3]. Таким чином, тема даної статті є актуальною, яка має важливе значення для удосконалення конструкції існуючих компенсаторів натягу та розробки нових.

*Об'єкти і методи дослідження.* Компенсатори натягу є складовою частиною системи ниткоподачі технологічного устаткування трикотажної промисловості. Недосконалість конструкції компенсаторів натягу не дозволяє здійснювати його стабілізацію в процесі роботи технологічного устаткування і призводить до порушення технологічного режиму [2]. В першу чергу, на це впливає нерівномірність нитки по діаметру, що зумовлено її структурою і матеріалом, специфікою виготовлення нитки, довжиною окремих філаментів та їх взаємним розташуванням відносно один до одного, а також нерівномірність вхідного натягу. Теоретичною основою при вирішенні науково-технічної проблеми є праці провідних вчених в галузях технології текстильного та трикотажного виробництва, текстильного матеріалознавства, механіки нитки, теорії пружності, математичного моделювання. У теоретичних дослідженнях використано методи теоретичної механіки, опору матеріалів, планування експерименту та статистичної обробки результатів досліджень.

*Практичне значення.* Удосконалення конструкції компенсаторів натягу нитки трикотажних машин дозволяє стабілізувати їх натяг, зменшити обриви нитки, що має важливе значення для удосконалення технологічних процесів текстильної та швейної промисловості з позиції підвищення продуктивності технологічного устаткування та якості готової продукції [1, 3].

### Постановка завдання

Оцінити ефективність роботи компенсаторів натягу нитки трикотажних машин з урахуванням реальних фізико-механічних властивостей, структури та матеріалу нитки, зокрема її нерівномірності по діаметру поперечного перетину при умові змінного значення вхідного натягу.

### Основна частина

Урахування реальних фізико-механічних властивостей, структури та матеріалу нитки, зокрема її нерівномірності по діаметру поперечного перетину  $d_n$  та умови змінного значення вхідного натягу  $P_0$  можна представити наступними поліномами [1]

$$d_n = 2r_n = \sum_{i=1}^n (a_i \sin \omega_i t + b_i \cos \omega_i t), P_o = \sum_{i=1}^{n_1} (c_i \sin \omega_i t + d_i \cos \omega_i t), \quad (1)$$

де  $a_i, b_i$  – амплітуди зміни  $i$ -ї гармоніки поперечного перетину;  $\omega_i$  – частота зміни поперечного перетину  $i$ -ї гармоніки;  $n$  – число гармонік для поперечного перетину;  $c_i, d_i$  – амплітуди зміни  $i$ -ї гармоніки вхідного натягу;  $\omega_i$  – частота зміни вхідного натягу  $i$ -ї гармоніки;  $n_1$  – число гармонік для вхідного натягу  $t$  – час.

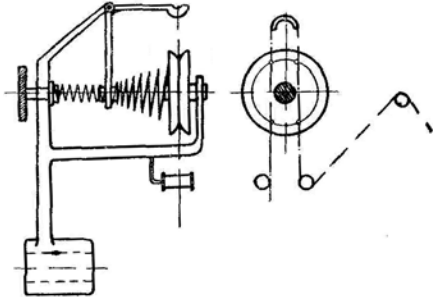


Рис. 1. Шайбовий компенсатор натягу нитки

На рис. 1 представлено загальний вигляд шайбового компенсатора натягу нитки. Нитка проходить між двома шайбами, огинає рухомий фігурний важіль, знову проходить між двома шайбами та поступає в зону в'язання. Важіль має можливість здійснювати обертальний рух навколо вісі. Друге плече важеля фіксується за допомогою двох пружин стискання. Необхідний тиск в зоні контакту нитки з шайбами забезпечується деформацією пружин стискання. Визначимо значення вихідного натягу нитки  $P_1$  з урахуванням нерівномірності нитки по діаметру, що зумовлено її структурою і матеріалом, специфікою виготовлення нитки, довжиною окремих філаментів та їх взаємним розташуванням відносно один до одного при умові змінного значення вхідного натягу. Зростання натягу нитки відбувається за рахунок контакту (рис.1) нитки з верхньою та нижньою шайбами в точках 1–4 та контактом нитки з направляючим стрижнем по дузі. Сили стискання пружин можна визначити з наступних рівнянь

$$N_1 = c_1(\lambda_1 + d_n), N_2 = c_2(\lambda_2 + d_n), p_1 = p_2 = p_3 = p_4 = \frac{N_1}{4} = \frac{c_1(\lambda_1 + d_n)}{4}, \quad (2)$$

де  $N_1, N_2$  – сили стискання першої та другої пружин;  $c_1, c_2$  – коефіцієнти жорсткості першої та другої пружин;  $\lambda_1, \lambda_2$  – початкова деформація першої та другої пружин;  $d_n$  – поточне значення діаметру нитки;  $p_1, p_2, p_3, p_4$  – сила нормального тиску в точках.

Необхідно зазначити, що у виразі (2) необхідно враховувати деформацію поперечного перетину нитки в точках 1–4 з урахуванням ширини площини контакту, модуля пружності нитки на зминання [1,3]. Але в умовах нашої задачі цим можна знехтувати і використовувати безпосередньо величину поперечного перетину  $d_n$ .

Після проходження точки 4 натяг нитки на виході з шайбового компенсатора натягу буде визначатися за формулою

$$P_{11} = \sum_{i=1}^{n_1} (c_i \sin \omega_i t + d_i \cos \omega_i t) + \mu_1 (c_1 (\lambda_1 + \sum_{i=1}^n (a_i \sin \omega_i t + b_i \cos \omega_i t))) / 2, \\ P_1 = [\sum_{i=1}^{n_1} (c_i \sin \omega_i t + d_i \cos \omega_i t) + \mu_1 (c_1 (\lambda_1 + \sum_{i=1}^n (a_i \sin \omega_i t + b_i \cos \omega_i t))) / 2] x \\ x [1 - (r + 0,5 \sum_{i=1}^n (a_i \sin \omega_i t + b_i \cos \omega_i t) / r) (1 - e^{-\mu_2 \alpha})] + \mu_1 c_1 (\lambda_1 + \sum_{i=1}^n (a_i \sin \omega_i t + b_i \cos \omega_i t)) / 2, \quad (3)$$

де  $\mu_1$  – коефіцієнт тертя між поверхнями верхньої та нижньої шайб та ниткою;  $\mu_2$  – коефіцієнт тертя між поверхнею циліндричної направляючої рухомого фігурного важеля та ниткою;  $\alpha$  – кут охоплення циліндричної направляючої рухомого фігурного важеля;  $r$  – радіус циліндричної направляючої рухомого фігурного важеля.

В процесі руху нитки скрізь шайбовий компенсатор натягу, з урахуванням нерівномірності нитки по діаметру та змінного значення вхідного натягу, рухомий фігурний важіль буде обертатися навколо нерухомої вісі деформуючі дві пружини стискання. Для визначення поточного натягу нитки на виході з компенсатора необхідно визначити цей куб оберту.

Диференційне рівняння обертання рухомого фігурного важеля буде мати вигляд

$$I \frac{d^2 \gamma}{dt^2} = \{ [\sum_{i=1}^{n_1} (c_i \sin \omega_i t + d_i \cos \omega_i t) + \mu_1 (c_1 (\lambda_1 + r_2 \gamma + \sum_{i=1}^n (a_i \sin \omega_i t + b_i \cos \omega_i t))) / 2] x \\ x [2 - (r + 0,5 \sum_{i=1}^n (a_i \sin \omega_i t + b_i \cos \omega_i t) / r) (1 - e^{-\mu_2 \alpha})] \} r_1 + \\ + c_1 [\lambda_1 + r_2 \gamma + \sum_{i=1}^n (a_i \sin \omega_i t + b_i \cos \omega_i t)] r_2 - c_2 [\lambda_2 - r_2 \gamma + \sum_{i=1}^n (a_i \sin \omega_i t + b_i \cos \omega_i t)] r_2, \quad (4)$$

де  $r_2$  – довжина вертикальної штанги рухомого фігурного важеля;  $\gamma$  – кут обертання рухомого фігурного важеля;  $I$  – момент інерції рухомого фігурного важеля;  $r_1$  – довжина горизонтальної штанги рухомого фігурного важеля.

Диференційне рівняння складно проінтегрувати в елементарних функціях, тому в роботі використовувалися чисельний метод Рунге-Кутта-Мерсона з автоматичним обранням шагу інтегрування, для чого була розроблена спеціальна програма для ЕОМ з використанням мови Object Pascal в середовищі Delphi. Отримані дискретні значення кута обертання рухомого фігурного важеля як функції часу апроксимувалися ступеневим поліномом. Для чого в роботі була розроблена друга програма для ЕОМ з використанням мови Object Pascal в середовищі Delphi.

Тоді, з урахуванням (3)-(4), вираз для визначення натягу нитки після компенсатора натягу буде мати вигляд

$$P_1 = \left[ \sum_{i=1}^n (c_i \sin \omega_i t + d_i \cos \omega_i t) + \mu_1 (c_1 (\lambda_1 + r_2 (\gamma_0 + \sum_{i=1}^n \gamma_i t^i) + \sum_{i=1}^n (a_i \sin \omega_i t + b_i \cos \omega_i t)) / 2) \right] x \quad (5)$$

$$x \left[ 1 - (r + 0,5 \sum_{i=1}^n (a_i \sin \omega_i t + b_i \cos \omega_i t) / r) (1 - e^{-\mu_2 \alpha}) \right] + \mu_1 c_1 (\lambda_1 + r_2 (\gamma_0 + \sum_{i=1}^n \gamma_i t^i) + \sum_{i=1}^n (a_i \sin \omega_i t + b_i \cos \omega_i t)) / 2 ,$$

де  $\gamma_0, \dots, \gamma_n$  – коефіцієнти ступеневого поліному.

На рис. 2 представлені загальний вигляд пальцевого компенсатора натягу. Нитка послідовно проходить скрізь отвір у правому диску, огинає поверхню направляючого циліндру(пальця) та виходить скрізь отвір у лівому диску та огинає підпружинений важіль, який має можливість обертатися навколо вісі направляючого циліндру.

Формула для визначення вихідного натягу нитки  $P_1$  після пальцевого компенсатора натягу визначаємо з рівняння

$$P_1 = \left\{ \left[ \sum_{i=1}^n (c_i \sin \omega_i t + d_i \cos \omega_i t) \right] \left[ 1 - (r_3 + 0,5 \sum_{i=1}^n (a_i \sin \omega_i t + b_i \cos \omega_i t) / r_3) x \right] \right. \quad (6)$$

$$\left. x (1 - e^{-\mu_3 \beta_1}) \right\} e^{2\pi k \mu_4 \sin \varphi} \left[ 1 - (r_3 + 0,5 \sum_{i=1}^n (a_i \sin \omega_i t + b_i \cos \omega_i t) / r_3) (1 - e^{-\mu_3 \beta_2}) \right] \left\} x$$

$$x \left[ 1 - (r_4 + 0,5 \sum_{i=1}^n (a_i \sin \omega_i t + b_i \cos \omega_i t) / r_4) (1 - \exp(\mu_5 \arcsin(c_3 (\lambda_3 + r_5 (\gamma_{10} + \sum_{i=1}^n \gamma_{1i} t^i)) / P_{11}))) \right] ,$$

де  $\mu_3, \mu_4$  – коефіцієнти тертя відповідно між ниткою та поверхнею отворів та направляючого циліндру(пальця);  $\beta_1, \beta_2$  – кути огинання ниткою направляючих поверхонь отворів на вході та виході з нитконатягувача;  $k$  – кількість повних обертів нитки навколо направляючого циліндру;  $\varphi$  – кут нахилу вісі нитки до утворюючій направляючого циліндру;  $r_3$  – радіус кривизни поверхні отвору у бокових дисках;  $\mu_5$  – коефіцієнт тертя між ниткою та напрямним отвором підпружиненого важеля;  $\beta_3$  – кут охоплення ниткою поверхні отвору підпружиненого важеля;  $r_4$  – радіус кривизни поверхні отвору підпружиненого важеля;  $\lambda_3$  – статична деформація пружини компенсатора;  $c_3$  – коефіцієнт жорсткості пружини;  $r_5$  – довжина важеля;  $\gamma_1$  – кут повороту важеля відносно вісі направляючого циліндру;  $\gamma_{10}, \dots, \gamma_{1n}$  – коефіцієнти ступеневого поліному.

На рис.3 представлені загальний вигляд трубчатого компенсатора натягу. Нитка послідовно огинає направляючий ролик, поверхню трубчатого компенсатора з пружного матеріалу, направляючий ролик встановлений на рухомому опорі. Натяг нитки  $P_1$  після трубчатого компенсатора натягу визначаємо з рівняння

$$P_1 = \left[ \sum_{i=1}^n (c_i \sin \omega_i t + d_i \cos \omega_i t) \right] e^{\mu_2 \alpha_1} , \quad (7)$$

де  $\mu_2$  – коефіцієнт тертя між трубчатою поверхнею постійного радіусу кривизни та ниткою;  $\alpha_1$  – кут охоплення ниткою трубчатої поверхні постійного радіусу кривизни.

По результатам розрахунків за формулами (5)–(7), для капронової комплексної нитки 28 текс, бавовняної пряжі 27,6 текс, вовняної пряжі 29,9 текс, були отримані значення нерівномірності натягу шайбового, пальцевого та трубчатого компенсаторів натягу, які представлені в таблиці 1 залежно від швидкості руху нитки. Аналіз даних таблиці 1 показує, що найбільшу нерівномірність натягу має шайбовий

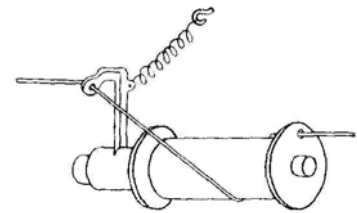


Рис. 2. Пальцевий компенсатор натягу нитки

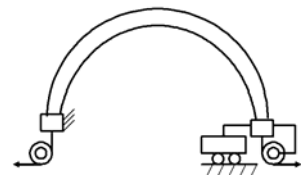


Рис. 3. Трубчатий компенсатор натягу нитки

компенсатор 71.21–88.12%, що майже в вісім разів більше ніж у трубчатого компенсатора. Пальцевий компенсатор має нерівномірність натягу в межах 68.53–83.20%. Це пояснюється тим, що в конструкціях шайбового та пальцевого компенсаторів присутні рухомі інерційні елементи, які при збільшенні швидкості руху нитки не встигають реагувати на зміни натягу.

Таблиця 1

### Результати експериментального визначення натягу для різних типів нитконатягувачів

Тип компенсатору	Вид нитки	Нерівномірність натягу нитки $(P_{\max} - P_{\min}) / P_{\text{сеп}}$ , %					
		Швидкість руху нитки, см/с					
		20	40	60	80	100	120
Шайбовий	Капронова	62.14	63.11	65.28	68.73	69.35	71.21
	Бавовняна	71.14	74.62	76.34	78.45	80.50	82.43
	Вовняна	79.10	82.32	84.24	86.44	87.20	88.12
Пальцевий	Капронова	60.41	62.11	63.93	65.35	66.82	68.53
	Бавовняна	65.90	67.31	69.30	72.12	72.70	74.33
	Вовняна	75.31	76.82	77.55	79.12	80.41	83.20
Трубчатий	Капронова	4.62	5.21	6.30	6.90	7.43	8.77
	Бавовняна	7.91	8.12	8.53	9.31	10.44	11.58
	Вовняна	8.87	9.35	10.81	11.50	11.71	12.45

### Висновки

Найбільшу нерівномірність натягу має шайбовий компенсатор 71.21–88.12%, що майже в вісім разів більше ніж у трубчатого компенсатора. Пальцевий компенсатор має нерівномірність натягу в межах 68.53–83.20%. Це пояснюється тим, що в конструкціях шайбового та пальцевого компенсаторів присутні рухомі інерційні елементи, які при збільшенні швидкості руху нитки не встигають реагувати на зміни натягу. Також в даних компенсаторах присутні ділянки, де відбувається контакт нитки з напрямними великої кривизни, а при цьому виникає додаткове зростання натягу завдяки зминанню.

Встановлена залежність впливу структури та матеріалу нитки на умови її взаємодії з компенсаторами натягу. Найбільшу нерівномірність натягу отримали для вовняної пряжі, а найменше для капронової комплексної нитки.

### Література

1. Щербань В.Ю. Механика нити / В.Ю. Щербань, О.Н. Хомяк, Ю.Ю. Щербань. – К. : Бібліотека офіційних видань, 2002. – 196 с.
2. Калашник В.Ю. Исследование поперечного скольжения нити по направляющей поверхности малой кривизны с учетом анизотропии трения / В.Ю. Калашник, В.Ю. Щербань // Вісник ХНУ. – 2013. – № 1. – С. 57–60.
3. Щербань В.Ю. Оптимізація процесу взаємодії нитки з напрямними з урахуванням анізотропії фрикційних властивостей / В.Ю. Щербань, М.І. Шолудько, О.З. Колиско, В.Ю. Калашник // Вісник ХНУ. – 2015. – № 3. – С. 30–33.

Рецензія/Peer review : 5.11.2016 р.

Надрукована/Printed :5.2.2017 р.  
Рецензент : д.т.н., проф. В.Г.Здоренко