

УДК 677.055

**ЧАБАН В.В., КОРОБЧЕНКО Є.О.**

Київський національний університет технологій та дизайну

### **ЗНИЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ ТОВАРОПРИЙОМНОГО МЕХАНІЗМУ, ЗУМОВЛЕНИХ ГАЛЬМУВАННЯМ КРУГЛОВ'ЯЗАЛЬНОЇ МАШИНИ**

**Мета.** Дослідження впливу конструкції приводу круглов'язальної машини на зниження динамічних навантажень товароприйомного механізму, що виникають при гальмуванні.

**Методика.** Використані сучасні методи теоретичних досліджень, що базуються на теорії динаміки механічних систем з пружними в'язями.

**Результати.** Розроблено нову конструкцію приводу круглов'язальної машини, здатного відключати основні обертові маси від механізмів машини при гальмуванні, та метод дослідження динаміки гальмування круглов'язальної машини з таким приводом. Встановлено, що використання запропонованого приводу в складі круглов'язальної машини КО-2 дозволяє більш ніж в 2 рази знизити динамічні навантаження, які виникають у товароприйомному механізмі при гальмуванні.

**Наукова новизна.** Розроблено метод визначення динаміки гальмування круглов'язальної машини з приводом, здатним відключати основні обертові маси від механізмів машини при гальмуванні.

**Практична значимість.** Розроблено інженерну методiku знаходження максимальних динамічних навантажень, що виникають в товароприйомному механізмі під час гальмування круглов'язальної машини з приводом, здатним відключати основні обертові маси від механізмів машини при гальмуванні.

**Ключові слова:** круглов'язальна машина, товароприйомний механізм, привід круглов'язальної машини, динаміка товароприйомного механізму, динамічні навантаження, зумовлені гальмуванням.

**Вступ.** Динамічні навантаження товароприйомного механізму негативно впливають на ефективність роботи круглов'язальних машин – зниження продуктивності машин та якості полотна [1-4]. Підвищення ефективності роботи круглов'язальних машин не може бути вирішено без розвитку теорії їх проектування і, зокрема, товароприйомних механізмів. Тому розробка методу досліджень динаміки гальмування круглов'язальної машини з метою оцінки впливу конструкції приводу машини на динамічні навантаження товароприйомного механізму є своєчасним та актуальним.

**Постановка завдання.** Враховуючи актуальність питання підвищення ефективності роботи товароприйомних механізмів круглов'язальних машин, завданням стала розробка методу дослідження динаміки гальмування круглов'язальної машини з приводом, здатним відключати основні обертові маси від механізмів машини при гальмуванні, та створення на його основі алгоритму та інженерного методу знаходження максимальних динамічних навантажень, що виникають в товароприйомному механізмі під час гальмування круглов'язальної машини з таким приводом.

**Результати дослідження.** Відомі конструкції приводів круглов'язальних машин [5] мають спільний недолік - велику кількість обертових мас, які знаходяться в кінематичному взаємозв'язку в момент гальмування машини, що обумовлює значні динамічні навантаження товароприйомного механізму і, як наслідок, зниження якості трикотажного полотна [2, 3] та довговічності і надійності роботи механізму.

Для усунення зазначеного недоліку автори пропонують використання приводу круглов'язальної машини з фрикційною зчійною муфтою, здатного при зупинці відключати від механізмів в'язання і товароприйому більшість обертових мас приводу.

Принцип роботи запропонованого приводу (рис. 1) наступний (електрична схема

управління приводом виконана таким чином, що при включенні електродвигуна муфта включається, а гальмо відключається і навпаки - при вимиканні електродвигуна муфта відключається, а гальмо включається). При вмиканні електродвигуна 1 обертання його вала передається ведучому шківу 2 клинопасової передачі і за допомогою клинових пасів 4 веденому шківу 3, жорстко з'єднаному з ним валу 6 і ведучій шестерні 5 зубчастої передачі. Обертальний рух шестерні 5 передається зубчастому колесу 7, напівмуфтам 8, 9 фрикційної зчпної муфти і вертикальному приводному валу 11 з жорстко з'єднаними з ним шестернями 12, 13, обертання яких за допомогою зубчастих коліс 14, 16 передається голковому циліндру 15 механізму в'язання і механізму товароприйому 17, що необхідно для роботи машини.

При зупинці машини, коли відключаються електродвигун і зчпна муфта та включається гальмо, основна частина обертових мас привода (ротор електродвигуна, клинопасова передача, зубчаста передача та напівмуфта 8) від'єднується від вертикального приводного валу, що призводить до скорочення часу гальмування голкового циліндра - необхідної умови зниження наробітку бракованого трикотажного полотна та зниження динамічних навантажень товароприйомного механізму. Процес гальмування машини здійснюється за допомогою гальма.

Аналіз конструкції круглов'язальної машини з модернізованим приводом показує, що при розгляді динамічного процесу гальмування її можна представити у вигляді тримасової динамічної моделі із середньою ведучою масою (рис. 2).

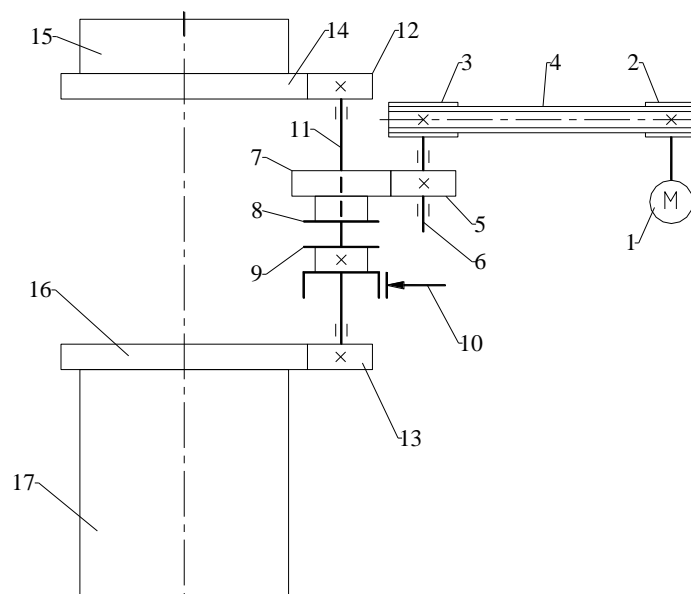


Рис. 1. Кінематична схема круглов'язальної машини з приводом з фрикційною зчпною муфтою:  
 1 - електродвигун; 2 - ведучий шків; 3 - ведений шків; 4 - клинові паси; 5 - шестерня; 6 - вал; 7 - зубчасте колесо; 8, 9 - напівмуфти; 10 - гальмо; 11 - вертикальний приводний вал; 12, 13 - шестерні; 14 - зубчасте колесо; 15 - голковий циліндр; 16 - зубчасте колесо; 17 - механізм товароприйому.

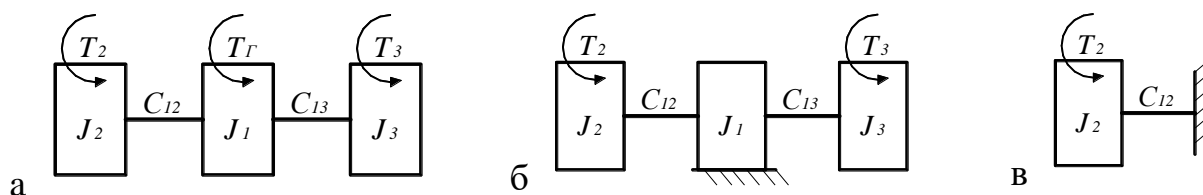


Рис. 2. Динамічна модель круглов'язальної машини з приводом з фрикційною зчпною муфтою: а - перший етап гальмування; б - другий етап гальмування; в - третій етап гальмування;  $J_1$  - момент інерції (тут і далі приведені значення) обертових мас муфти (гальма);  $J_2$  - момент інерції обертових мас механізму товароприйому;  $J_3$  - момент інерції обертових мас механізму в'язання;  $T_G$  - момент гальма;  $T_2$  - момент сил опору механізму товароприйому;  $T_3$  - момент сил опору механізму в'язання;  $C_{12}$  - жорсткість ділянки вертикального приводного вала між гальмом і шестернею привода механізму товароприйому;  $C_{13}$  - жорсткість ділянки вертикального приводного вала між гальмом і шестернею привода механізму в'язання

Критерієм черговості зупинки мас приводу є параметр  $\lambda$  (першою зупиняється та маса, для якої параметр  $\lambda$  менший) [3]: 
$$\lambda = \frac{J_i}{T_i}, \quad (1)$$

де  $J_i$  - момент інерції  $i$ -ої обертової маси;  
 $T_i$  - момент опору, прикладений до  $i$ -ої маси.

З огляду на те, що для круглов'язальних машин характерним є  $\lambda_1 < \lambda_3 < \lambda_2$  [2, 3] процес гальмувань буде відбуватися в три етапи: перший етап: обертаються всі три маси (рис. 2, а); другий етап: перша (середня) маса нерухома, крайні маси продовжують обертатися (рис. 2, б); третій етап: перша і третя маси нерухомі, друга маса продовжує обертатися до повної зупинки (рис. 2, в).

Оскільки максимальні динамічні навантаження при гальмуванні виникають на першому етапі гальмування [6], в подальшому будемо розглядати динаміку лише цього етапу гальмування.

Рівняння руху мас системи (рис. 2, а) мають вид:

$$J_1\ddot{\varphi}_1 = T_G + T_{12} + T_{13}; \quad J_2\ddot{\varphi}_2 = T_2 - T_{12}; \quad J_3\ddot{\varphi}_3 = T_3 - T_{13}. \quad (2)$$

Визначивши  $\ddot{\varphi}_1$ ,  $\ddot{\varphi}_2$ ,  $\ddot{\varphi}_3$  з рівнянь (2) і підставивши їх у вирази

$$\ddot{T}_{12} = C_{12}(\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2); \quad \ddot{T}_{13} = C_{13}(\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_3), \quad (3)$$

одержуємо:

$$\begin{cases} \ddot{T}_{12} = \frac{C_{12}}{J_1 J_2} [(J_1 + J_2)T_{12} + J_2 T_{13} + J_2 T_2 - J_1 T_2]; \\ \ddot{T}_{13} = \frac{C_{13}}{J_1 J_3} [J_3 T_{12} + (J_1 + J_3)T_{13} + J_3 T_3 - J_1 T_3]. \end{cases} \quad (4)$$

Моменти сил пружності  $T_{12}$ ,  $T_{13}$ , які виникають у пружних в'язях  $C_{12}$  і  $C_{13}$  при гальмуванні машини, знаходимо, розв'язуючи систему диференціальних рівнянь (4). При цьому рішення можна представити у вигляді [6]:

$$T_{ij} = Y_{ij} + a_{ij}, \quad (5)$$

де  $Y_{ij}$  - загальне рішення однорідного рівняння,

$$Y_{ij} = A_{ij} \cos \beta t + B_{ij} \sin \beta t ;$$

$A, B$  - постійні інтегрування;

$\beta$  - частота коливання системи;

$a_{ij}$  - частинне рішення неоднорідного рівнянні (постійна складова).

Постійні складові моментів сил пружності визначаються шляхом рішення системи

$$\text{рівнянь: } \begin{cases} (J_1 + J_2)a_{12} - J_2a_{13} = J_1T_2 - J_2T_\Gamma; \\ J_3a_{12} + (J_2 + J_3)a_{13} = J_1T_3 - J_3T, \end{cases} \quad (6)$$

отриманої на основі рівнянь (4):

$$a_{12} = \frac{\Delta a_{12}}{\Delta a}; \quad a_{13} = \frac{\Delta a_{13}}{\Delta a}, \quad (7)$$

$$\Delta a = \begin{vmatrix} J_1 + J_2 & J_2 \\ J_3 & J_1 + J_3 \end{vmatrix} = (J_1 + J_2)(J_1 + J_3) - J_2J_3; \quad (8)$$

$$\Delta a_{12} = \begin{vmatrix} J_1T_2 - J_2T_\Gamma & J_2 \\ J_1T_3 - J_3T_\Gamma & J_1 + J_3 \end{vmatrix} = (J_1T_2 - J_2T_\Gamma)(J_1 + J_3) - J_2(J_1T_3 - J_3T_\Gamma); \quad (9)$$

$$\Delta a_{13} = \begin{vmatrix} J_1 + J_2 & J_1T_2 - J_2T_\Gamma \\ J_3 & J_1T_3 - J_3T_\Gamma \end{vmatrix} = (J_1 + J_2)(J_1T_3 - J_3T_\Gamma) - J_3(J_1T_2 - J_2T_\Gamma). \quad (10)$$

Частотне рівняння коливань мас системи має вид [6]:

$$\beta^4 - (C_{12} \frac{J_1 + J_2}{J_1J_2} + C_{13} \frac{J_1 + J_3}{J_1J_3} + )\beta^2 + C_{12}C_{13} \frac{J_1 + J_2 + J_3}{J_1J_2J_3} = 0. \quad (11)$$

Розв'язуючи рівняння (11), знаходимо:

$$\beta_{1,2}^2 = \frac{C_{12}(J_1 + J_2)}{2J_1J_2} + \frac{C_{13}(J_1 + J_3)}{2J_1J_3} \pm \sqrt{\left[ \frac{C_{12}(J_1 + J_2)}{2J_1J_2} + \frac{C_{13}(J_1 + J_3)}{2J_1J_3} \right]^2 - C_{12}C_{13} \frac{J_1 + J_2 + J_3}{J_1J_2J_3}}. \quad (12)$$

З огляду на початкові умови гальмування: при  $t = 0$   $T_{(12)0} = T_2$ ;  $\dot{T}_{(12)0} = 0$ ;  $T_{(13)0} = T_3$ ;  $\dot{T}_{(13)0} = 0$ , приходимо до висновку, що постійні інтегрування  $B$  дорівнюють нулю. Тоді рішення системи рівнянь (4) можна представити у вигляді:

$$\begin{aligned} T_{12} &= A_{(12)1} \cos \beta_1 t + A_{(12)2} \cos \beta_2 t + a_{12}; \\ T_{13} &= A_{(13)1} \cos \beta_1 t + A_{(13)2} \cos \beta_2 t + a_{13}. \end{aligned} \quad (13)$$

Постійні інтегрування  $A_{(12)1}$ ,  $A_{(12)2}$  знаходимо, використовуючи систему рівнянь (4), (13) і початкові умови:

$$\begin{cases} A_{(12)1} + A_{(12)2} = T_{(12)0} - a_{12}; \\ -\beta_1^2 A_{(12)1} - \beta_2^2 A_{(12)2} = \beta_1^2 T_{(12)0} - C_{12} \left( \frac{T_{(23)0}}{J_2} + \frac{T_2}{J_2} + \frac{T_\Gamma}{J_1} \right); \end{cases} \quad (14)$$

Для знаходження постійних інтегрування  $A_{(13)1}$ ,  $A_{(13)2}$  алогічно можна одержати:

$$\begin{cases} A_{(13)1} + A_{(13)2} = T_{(13)0} - a_{13}; \\ -\beta_1^2 A_{(13)1} - \beta_2^2 A_{(13)2} = \beta_1^2 T_{(13)0} + C_{13} \left( \frac{T_{(12)0}}{J_1} + \frac{T_\Gamma}{J_1} - \frac{T_3}{J_3} \right). \end{cases} \quad (15)$$

У системі рівнянь (14), (15) прийнято:

$$\beta_{12}^2 = \frac{C_{12}(J_1 + J_2)}{J_1J_2}; \quad \beta_{13}^2 = \frac{C_{13}(J_1 + J_3)}{J_1J_3}. \quad (16)$$

Використовуємо наступну заміну в рівняннях (14), (15):

$$A_1 = \beta_{12}^2 T_{(12)0} + C_{12} \left( \frac{T_{(13)0}}{J_1} + \frac{T_T}{J_1} - \frac{T_2}{J_2} \right);$$

$$A_2 = \beta_{13}^2 T_{(13)0} - C_{13} \left( \frac{T_{(12)0}}{J_1} + \frac{T_T}{J_1} - \frac{T_3}{J_3} \right). \quad (17)$$

З огляду на (16) і початкові умови ( $T_{(12)0} = T_2$ ,  $T_{(13)0} = T_3$ ), знаходимо:

$$A_1 = \frac{C_{12}}{J_1} (T_2 + T_3 + T_T); \quad A_2 = \frac{C_{13}}{J_1} (T_2 + T_3 + T_T). \quad (18)$$

Тоді розв'язок системи рівнянь (14), (15) можна представити у вигляді:

$$A_{(12)1} = \frac{\Delta A_{(12)1}}{\Delta A_{12}}; \quad A_{(12)2} = \frac{\Delta A_{(12)2}}{\Delta A_{12}}; \quad (19)$$

$$A_{(13)1} = \frac{\Delta A_{(13)1}}{\Delta A_{13}}; \quad A_{(13)2} = \frac{\Delta A_{(13)2}}{\Delta A_{13}}; \quad (20)$$

де

$$\Delta A_{12} = \begin{vmatrix} 1 & 1 \\ -\beta_1^2 & -\beta_2^2 \end{vmatrix} = \beta_1^2 - \beta_2^2; \quad (21)$$

$$\Delta A_{(12)1} = \begin{vmatrix} T_2 - a_{12} & 1 \\ A_1 & -\beta_2^2 \end{vmatrix} = -(T_2 - a_{12})\beta_2^2 - A_1; \quad (22)$$

$$\Delta A_{(12)2} = \begin{vmatrix} 1 & T_2 - a_{12} \\ -\beta_1^2 & A_1 \end{vmatrix} = A_1 + (T_2 - a_{12})\beta_1^2; \quad (23)$$

$$\Delta A_{13} = \begin{vmatrix} 1 & 1 \\ -\beta_1^2 & -\beta_2^2 \end{vmatrix} = \beta_1^2 - \beta_2^2; \quad (24)$$

$$\Delta A_{(13)1} = \begin{vmatrix} T_3 - a_{13} & 1 \\ A_2 & -\beta_2^2 \end{vmatrix} = -(T_3 - a_{13})\beta_2^2 - A_2; \quad (25)$$

$$\Delta A_{(13)2} = \begin{vmatrix} 1 & T_3 - a_{13} \\ -\beta_1^2 & A_2 \end{vmatrix} = A_2 + (T_3 - a_{13})\beta_1^2. \quad (26)$$

Максимальні величини моментів сил пружності  $T_{12max}$ ,  $T_{13max}$ , що виникають у механізмах круглов'язальної машини при гальмуванні, визначаються із умов [6]:

$$T_{12max} = |A_{(12)1}| + |A_{(12)2}| + |a_{12}|; \quad T_{13max} = |A_{(13)1}| + |A_{(13)2}| + |a_{13}|. \quad (27)$$

Коефіцієнти динамічних перевантажень механізмів машини при гальмуванні визначаються з рівнянь:

$$K_{12} = \frac{T_{12max}}{T_2}; \quad K_{13} = \frac{T_{13max}}{T_3}, \quad (28)$$

де  $K_{12}$ - коефіцієнт динамічних перевантажень товароприйомного механізму;

$K_{13}$ - коефіцієнт динамічних перевантажень механізму в'язання.

Оцінимо вплив привода з фрикційною зчипною муфтою (рис. 1) на динамічні навантаження товароприйомного механізму, що виникають при гальмування круглов'язальної машини КО-2, вихідними параметрами (приведені до вертикального приводного валу) якої є [3]:  $T_T = 5,85$  Нм;  $T_2 = 7,48$  Нм;  $T_3 = 30,09$  Нм;  $J_1 = 0,014$  кгм<sup>2</sup>;  $J_2 = 0,075$  кгм<sup>2</sup>;  $J_3 = 0,061$  кгм<sup>2</sup>;  $C_{12} = 44246$  Нм/рад;  $C_{13} = 8849$  Нм/рад.

Виконавши розрахунки згідно з приведеним вище методом одержуємо:  
 $T_{12max} = 35,97$  Нм;  $T_{13max} = 30,9$  Нм. При цьому динамічні перевантаження механізмів машини становлять:  $K_{12} = 4,8$ ;  $K_{13} = 1,03$ .

Як видно з отриманих результатів, використання запропонованого привода в складі круглов'язальної машини КО-2 дозволяє в 2,2 рази знизити динамічні навантаження, які виникають у товароприйомному механізмі при гальмуванні [3].

**Висновки.** Виконані дослідження дозволяють зробити наступні висновки:

- конструкція приводу круглов'язальної машини суттєво впливає на динамічні навантаження товароприйомного механізму, що виникають в процесі гальмування;
- використання приводу круглов'язальної машини КО-2 з фрикційною зчпною муфтою дозволяє більш ніж в 2 рази знизити динамічні навантаження, що виникають у товароприйомному механізмі при гальмуванні;
- проблему зниження динамічних навантажень товароприйомного механізму, зумовлених гальмуванням, можна і доцільно вирішувати шляхом удосконалення приводів круглов'язальних машин.

#### Література

1. Хомяк О.Н. Повышение эффективности работы вязальных машин /О.Н. Хомяк, Б.Ф. Пипа. – М.: Легпромбытиздат, 1990. – 208 с.
2. Пипа Б.Ф. Механізми відтяжки та накатування полотна круглов'язальних машин /Б.Ф. Пипа, О.М. Хомяк, О.Ю. Олійник. – К: КНУТД, 2009. – 234 с.
3. Пипа Б.Ф. Наукові основи проектування та удосконалення систем гальмування круглов'язальних машин /Б.Ф. Пипа, О.М. Хомяк, Г.І. Павленко. – К: КНУТД, 2003. – 208 с.
4. Пипа Б.Ф. Динаміка круглов'язальних машин /Б.Ф. Пипа, О.М. Хомяк, Г.І. Павленко. – К: КНУТД, 2005. – 294 с.
5. Пипа Б.Ф. Приводи круглов'язальних машин (нові розробки та елементи розрахунку) /Б.Ф. Пипа, О.М. Хомяк, А.І. Марченко. – К: КНУТД, 2007. – 400 с.
6. Кожевников С.Н. Динамика машин с упругими звеньями. – К.: Изд-во АН УССР, 1961. – 190 с.

#### References

1. Khomyak O.N. & Pipa B.F. (1990). *Povyshenie effektivnosti raboty vyazal'nykh mashin [Increase the efficiency of knitting machines]*. Moscow: Legprombytizdat
2. Pipa B.F., Khomiak O.M. & Oliinyk O. Iu. (2009). *Mekhanizmy vidtiazhky ta nakatuvannia polotna kruhlov'iazalnykh mashyn [Mechanisms of drawing and rolling of canvases of circular knitting machines]*. Kiev: KNUTD [in Ukraine].
3. Pipa B.F., Khomiak O.M. & H.I. Pavlenko (2003). *Naukovi osnovy proektuvannia ta udoskonalennia system halmuvannia kruhlov'iazalnykh mashyn [Scientific fundamentals of designing and improving braking systems of circular knitting machines]*. Kiev: KNUTD [in Ukraine].
4. Pipa B.F., Khomiak O.M. & H.I. Pavlenko (2005). *Dynamika kruhlov'iazalnykh mashyn [Dynamics of circular knitting machines]*. Kiev: KNUTD [in Ukraine].
5. Pipa B.F., Khomiak O.M. & Marchenko A.I. (2007). *Pryvody kruhlov'iazalnykh mashyn (novi rozrobky ta elementy rozrakhunku [Circular knife drives (new developments and calculation elements)]* . Kiev: KNUTD [in Ukraine].
6. Kozhevnikov S.N. (1961). *Dinamika mashin s uprugimi zven'yami [Dynamics of machines with elastic links]*. Kiev: Izd-vo AN USSR

**СНИЖЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК ТОВАРОПРИЙОМНОГО  
МЕХАНИЗМА, ВЫЗВАННЫХ ТОРМОЖЕНИЕМ КРУГЛОВАЗЬАЛЬНОЙ МАШИНЫ  
ЧАБАН В.В., КОРОБЧЕНКО Е.А.**

*Киевский национальный университет технологий и дизайна*

**Цель.** Исследование влияния конструкции привода кругловязальной машины на снижение динамических нагрузок товароприёмного механизма, возникающих при торможении.

**Методика.** Используются современные методы теоретических исследований, основанные на теории динамики механических систем с упругими связями.

**Результаты.** Разработана новая конструкция привода кругловязальной машины, способного отключать основные вращающиеся массы от механизмов машины при торможении, и метод исследования динамики торможения кругловязальной машины с таким приводом. Установлено, что использование предложенного привода в составе кругловязальной машины КО-2 позволяет более чем в 2 раза снизить динамические нагрузки, возникающие в товароприёмном механизме при торможении.

**Научная новизна.** Разработан метод определения динамики торможения кругловязальной машины с приводом, способным отключать основные вращающиеся массы от механизмов машины при торможении.

**Практическая значимость.** Разработан алгоритм и инженерный метод нахождения максимальных динамических нагрузок, возникающих в товароприёмном механизме при торможении кругловязальной машины с приводом, способным отключать основные вращающиеся массы от механизмов машины при торможении.

**Ключевые слова:** кругловязальная машина, товароприёмный механизм, привод кругловязальной машины, динамика товароприёмного механизма, динамические нагрузки, вызванные торможением.

**REDUCTION FOSTER THE MECHANISM DYNAMIC LOADS, DUE TO THE  
DECELERATION CIRCULAR KNITTING MACHINES**

**CHABAN V.V., KOROBCHENKO E.A.**

*Kiev National University of Technologies and Design*

**Purpose.** Research of influence of design drive the circular machine to reduce dynamic loads foster the mechanism occurring during braking.

**Methodology.** The use of modern methods of theoretical research, based on the theory of the dynamics of mechanical systems with elastic connections.

**Findings.** A new drive design circular knitting machine that can turn off the main rotating mass of the mechanisms of the machine under braking and braking dynamics research method circular knitting machine with a drive. It was found that the use of the proposed drive as a part of the circular machine КО-2 allows for more than 2 times to reduce the dynamic loads arising foster the mechanism braking.

**Originality.** A study of the dynamics of braking method circular knitting machine with a drive that can turn off the main rotating mass of the machine under braking mechanisms.

**Practical value.** The algorithm and the engineering method for finding the maximum dynamic loads occurring in braking foster the mechanism circular knitting machine with a drive that can turn off the main rotating mass of the machine under braking mechanisms.

**Key words:** knitting machine, foster the mechanism, drive the circular machine, the dynamics foster the mechanism, the dynamic loads caused by braking.