

УДК 677.055

ЩЕРБАНЬ В.Ю., ПІПА Б.Ф., ЧАБАН О.В.

Київський національний університет технологій та дизайну

### ДИНАМІЧНІ НАВАНТАЖЕННЯ РУКАВИЧНИХ АВТОМАТІВ ЗІ ЗВОРОТНО-ПОСТУПАЛЬНИМ РУХОМ КАРЕТОК

**Мета.** Аналіз динамічних навантажень в рукавичних автоматах, що виникають при зворотно-поступальному русі кареток та розробка програми для їх розрахунків.

**Методика.** Використані сучасні методи теорії динаміки механічних систем з пружними в'язями та теорії програмування.

**Результати.** На основі аналізу динаміки плосков'язальних машин та рукавичних автоматів, зумовленої зворотно-поступальним рухом в'язальної та проміжної кареток, розроблено метод розрахунку динамічних навантажень, що виникають в рукавичних автоматах, обладнаних пристроєм вимикання кінематичного зв'язку кареток при переході в'язальної каретки на криволінійні траєкторії руху. Враховуючи значну трудомісткість розрахунків, автори пропонують розроблену ними спеціальну програму, за допомогою якої можливо не тільки визначити величину динамічних навантажень рукавичних автоматів, а й оперативно вирішити задачу аналізу впливу їх параметрів на величину динамічних навантажень, зумовлених зворотно-поступальним рухом кареток.

**Наукова новизна.** Запропоновано метод оптимізації зворотно-поступального руху кареток рукавичного автомата для зниження динамічних навантажень.

**Практична значимість.** Розробка програми для розрахунку динамічних навантажень рукавичних автоматів, зумовлених зворотно-поступальним рухом кареток.

**Ключові слова:** рукавичний автомат, в'язальна каретка рукавичного автомата, зворотно-поступальний рух в'язальної каретки, динамічні навантаження рукавичного автомата, програма для розрахунку динамічних навантажень.

**Вступ.** Недоліком приводів існуючих конструкцій рукавичних автоматів є зворотно-поступальний рух в'язальної та проміжної кареток [1-4], що призводить до появи значних динамічних навантажень, обумовлених їх інерційністю [2]. Динамічні навантаження негативно впливають на надійність та довговічність роботи рукавичного автомату та на якість виробів. Зниження цих навантажень є однією із актуальних проблем трикотажного машинобудування. Таким чином, проблема аналізу динамічних навантажень, що виникають в рукавичних автоматах, та розробка програм для їх розрахунку є актуальною та своєчасною.

**Постановка завдання.** Враховуючи актуальність питання підвищення ефективності роботи рукавичних автоматів шляхом зниження динамічних навантажень, завданням досліджень став аналіз динамічних навантажень, зумовлених зворотно-поступальним рухом кареток, та розробка програми для їх розрахунку.

**Результати дослідження.** Передача руху в'язальній каретці в сучасних рукавичних автоматах виконується за допомогою проміжної каретки, жорстко з'єднаної з ланцюгом ланцюгової передачі приводу [2-4]. Сила інерції, що виникає при цьому при зміні швидкості кареток, викликає значні динамічні навантаження в ланцюговій передачі та інших механізмах автомату [2, 5], що негативно впливає на надійність та довговічність роботи рукавичного автомату в цілому і на якість продукції.

Сила інерції кареток автомату, що рухаються поступально, обумовлена переходом з прямолінійної траєкторії їх руху на криволінійну ділянку ланцюга ланцюгової передачі, може бути визначена рівнянням:

$$F_u = mR\omega^2 \sin \omega t, \quad (1)$$

де  $F_u$  - сила інерції;

$m$  – приведена сумарна маса в'язальної та проміжної кареток, що рухаються зворотно-поступально;

$R$  - радіус криволінійної ділянки ланцюга (радіус початкового кола зірочки);

$\omega$  - кутова швидкість зірочки;

$t$  - час.

Приведена сумарна маса кареток визначається з умови:

$$m = m_1 + m_2, \quad (2)$$

де  $m_1, m_2$  - маса в'язальної та проміжної кареток відповідно.

Аналіз показує, що раціональним вирішенням проблеми зменшення сили інерції є зменшення величини мас рукавичного автомату (кареток), жорстко з'єднаних з ланцюгом привода, що рухаються поступально.

Автори пропонують [5] наступний варіант вирішення цього питання. Конструкцію вузла з'єднання в'язальної каретки з проміжною кареткою необхідно виконати таким чином, щоб в момент переходу проміжної каретки з прямолінійної ділянки траєкторії ланцюга відбулося б її відключення від в'язальної каретки. Значне зменшення досягнутої при цьому маси, жорстко з'єднаної з ланцюгом (для рукавичного автомату ПА-8-33  $m_1 / m_2 = 17,5 / 5 = 3,5$  [6]), забезпечить зниження інерційних навантажень на ланцюг та інші деталі й вузли рукавичного автомату. В'язальна каретка в момент відключення від проміжної каретки вступає у взаємодію з пружним елементом, виконаним у вигляді пружини стиску. Сила інерції в'язальної каретки, зумовлена уповільненням її руху, гаситься пружним елементом, накопичена енергія якого в подальшому забезпечує зупинку в'язальної каретки і зміну напрямку її руху. При цьому швидкість в'язальної каретки буде зростати від нуля до величини, що залежить від жорсткості пружного елемента та інших параметрів (початкова швидкість каретки, її маса та ін.). Проміжна каретка, жорстко з'єднана з ланцюгом, також змінює напрямок свого руху і починає з підвищеною швидкістю (від нуля до заданої швидкості в'язання) рухатися в зворотному напрямку. В момент, коли швидкість проміжної каретки дорівнює швидкості в'язальної каретки, повинно відбутися їх з'єднання. Подальший рух в'язальної каретки відбувається примусово від проміжної каретки.

Проаналізуємо ефективність такого рішення для зниження інерційних навантажень в рукавичному автоматі типу ПА. При цьому розглянемо лише одну ділянку криволінійної траєкторії руху кареток. На другій ділянці ланцюга процес буде проходити аналогічно.

Рівняння руху в'язальної каретки в момент відключення її від проміжної каретки (рис.

1) має вид:

$$F - F_n - F_T = 0, \quad (3)$$

де  $F$  - сила інерції в'язальної каретки;

$F_n$  - сила пружини стиску;

$F_T$  - сила опору руху в'язальної каретки (сила тертя).

Беручи до уваги:  $F = -m_1 a = -m_1 \ddot{X}$ ;  $F_n = C \cdot X$ ,  
 де  $a$  – прискорення в'язальної каретки;  
 $X$  – стиск пружини (переміщення в'язальної каретки);  
 $C$  – жорсткість пружини,

отримаємо:  $m_1 \ddot{X} = -C \cdot X - F_T$ ,

або:  $\ddot{X} + \frac{C}{m_1} X = -\frac{F_T}{m_1}$ . (4)

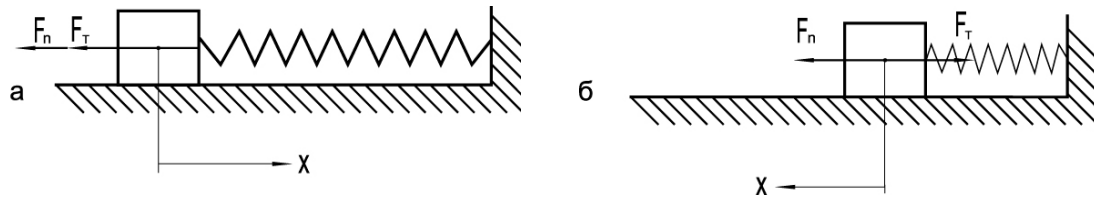


Рис. 1. Модель руху в'язальної каретки: а – рух в момент відключення в'язальної каретки від проміжної каретки; б – рух в'язальної каретки, обумовлений силою пружини стиску

Рівняння (4) представляє собою диференціальне рівняння 2-го порядку. В якості його рішення можна прийняти [2]:

$$X = A_1 \cos \beta t + B_1 \sin \beta t + a_1, \quad (5)$$

де  $A_1, B_1$  - постійні інтегрування;

$\beta$  - частота коливання в'язальної каретки;

$a_1$  - частинне рішення неоднорідного рівняння руху в'язальної каретки.

Для визначення постійних інтегрування (амплітуда коливань в'язальної каретки) приймемо початкові умови: при  $t = 0$   $X = X_0 = 0$ ,  $\dot{X} = \dot{X}_0 = V$ , де  $V$  - швидкість в'язальної каретки в момент відключення її від проміжної каретки (швидкість в'язання).

Тоді:  $X_0 = A_1 + a_1 = 0$ ;  $A_1 = -a_1$ . (6)

$$\dot{X} = -A_1 \beta \sin \beta t + B_1 \beta \cos \beta t; X_0 = B_1 \beta = V; B_1 = \frac{V}{\beta}. \quad (7)$$

Частота коливання в'язальної каретки визначається з умови:  $\beta = \sqrt{\frac{C}{m_1}}$ . (8)

Для визначення частинного рішення неоднорідного рівняння руху в'язальної каретки, використовуючи (4), запишемо:  $\frac{C}{m_1} \left( a_1 + \frac{F_T}{C} \right) = 0$ .

Звідки:  $a_1 = -\frac{F_T}{C}$ . (9)

Для спрощення знаходження параметру  $X$  зробимо складання коливань однакової частоти. Тоді рівняння (5) прийме вид:  $X = D \sin(\beta t + \gamma) + a_1$ , (10)

де  $D = \sqrt{A_1^2 + B_1^2}$ ;  $\gamma = \arctg \frac{A_1}{B_1}$ . (11)

Очевидно: 
$$X_{max} = X_1 = D + a_1 = D - \frac{F_T}{C}. \quad (12)$$

Розглянемо рух в'язальної каретки під дією сили пружини. Рівняння руху каретки при цьому має вид:

$$F = F_n - F_T$$

або: 
$$m_1 \ddot{X} = C(X_1 - X) - F_T, \quad (13)$$

де  $X_1$  - максимальне переміщення в'язальної каретки вправо (для нашого випадку) під дією сили інерції (стиск пружини).

Рівняння (13) запишемо у виді: 
$$m_1 \ddot{X} + CX = K, \quad (14)$$

де 
$$K = CX_1 - F_T.$$

Звідки: 
$$\ddot{X} + \frac{C}{m_1} X = \frac{K}{m_1}. \quad (15)$$

Рішенням рівняння (15) аналогічно (4) буде:

$$X = A_2 \cos \beta t + B_2 \sin \beta t + a_2, \quad (16)$$

Використовуючи початкові умови:  $t = 0, X = 0, \dot{X} = 0$ , знаходимо:

$$A_2 = -a_2; B_2 = 0.$$

Тоді рівняння руху в'язальної каретки при русі її вправо має вид:

$$X = -a_2 \cos \beta t + a_2 = a_2(1 - \cos \beta t). \quad (17)$$

Частинне рішення неоднорідного рівняння (15), аналогічно вищевказаному, буде дорівнювати:

$$a_2 = \frac{K}{C}. \quad (18)$$

Диференціюючи рівняння (17), можна знайти швидкість руху в'язальної каретки  $V_1$ , зумовлену дією сили пружини: 
$$\dot{X} = V_1 = a_2 \beta \sin \beta t. \quad (19)$$

Враховуючи (18), маємо: 
$$V_{1max} = a_2 \beta = \frac{K}{C} \beta. \quad (20)$$

Час  $t_2$ , за який швидкість в'язальної каретки досягає свого максимуму, можна визначити із умови:

$$\sin \beta t_2 = 1.$$

Звідки: 
$$\beta t_2 = 0,5\pi; t_2 = \frac{0,5\pi}{\beta}. \quad (21)$$

Визначимо переміщення в'язальної каретки, при якому досягається  $V_{1max}$ .

Підставляючи (19) в (17), отримаємо: 
$$X_2 = a_2(1 - \cos 0,5\pi) = a_2 = \frac{K}{C}. \quad (22)$$

Визначимо час  $t_1$  руху в'язальної каретки під дією сили інерції, що відповідає максимальному стиску пружини.

Використовуючи (10), (12), можна записати:

$$\sin(\beta t_1 + \gamma) = 1.$$

Відповідно: 
$$\beta t_1 + \gamma = 0,5\pi..$$

Звідки: 
$$t_1 = \frac{0,5\pi - \gamma}{\beta}. \quad (23)$$

Сумарний час руху в'язальної каретки  $t$  дорівнює:

$$t = t_1 + t_2 = \frac{\pi - \gamma}{\beta}. \quad (24)$$

Умова вмикання з'єднання в'язальної і проміжної кареток, як було сказано раніше, має вид:

$$V_{1max} = V_2, \quad (25)$$

де  $V_2$  - швидкість проміжної каретки в момент з'єднання її з в'язальною кареткою.

Підставляючи в (20) значення (8) та (14), знаходимо:

$$V_{1max} = \frac{CX_1 - F_T}{C} \beta = \left( X_1 - \frac{F_T}{C} \right) \sqrt{\frac{C}{m_1}}. \quad (26)$$

Використовуючи (6), (7), (9), (11) і (12), можна отримати:

$$X_1 = \sqrt{\left( \frac{F_T}{C} \right)^2 + \frac{V^2 m_1}{C}} - \frac{F_T}{C}. \quad (27)$$

Підставляючи (27) в (26), знаходимо:

$$V_{1max} = \left[ \sqrt{\left( \frac{F_T}{C} \right)^2 + \frac{V^2 m_1}{C}} - \frac{2F_T}{C} \right] \sqrt{\frac{C}{m_1}}. \quad (28)$$

Швидкість проміжної каретки на криволінійній ділянці визначається залежністю:

$$V_2 = R\omega \cos \beta t, \quad (29)$$

Використовуючи (6)...(8), (11), із рівняння (24) отримаємо:

$$t = \frac{\pi - \arctg \frac{F_T}{V\sqrt{m_1 C}}}{\sqrt{\frac{C}{m_1}}}. \quad (30)$$

Підставляючи (30) в (29) і беручи до уваги, що  $R\omega = V$ , знаходимо:

$$V_2 = V \cos \left[ \omega \frac{\pi - \arctg \frac{F_T}{V\sqrt{m_1 C}}}{\sqrt{\frac{C}{m_1}}} \right]. \quad (31)$$

Використовуючи отримані рівняння (28), (30) і зважаючи на умову з'єднання кареток (25), можна визначити необхідну жорсткість пружини стиску  $C$  для даного рукавичного автомату з заданими параметрами  $m_1, \omega, F_T$  і швидкістю в'язання  $V$ .

В якості прикладу знайдемо жорсткість пружин стиску при використанні їх в рукавичному автоматі ПА-8-33, вихідними даними якого є [6]: маса в'язальної каретки  $m_1 = 12,5$  кг; маса проміжної каретки  $m_2 = 5,0$  кг; сила опору руху в'язальної каретки  $F_T = 25$  Н; швидкість в'язання  $V = 0,84$  м/с; радіус початкового кола зірочки ланцюгової передачі  $R = 72,97$  мм; кутова швидкість зірочки  $\omega = 11,51$  с<sup>-1</sup>.

Використовуючи вихідні дані, залежності (8), (28), (30), (31) та беручи до уваги, що для забезпечення надійної роботи автомата повинна виконуватись умова  $V_{1max} = V_2$ , знаходимо необхідну величину жорсткості пружин:  $C = 2705$  Н/м.

Визначимо ефективність використання запропонованого технічного рішення управління процесом взаємодії в'язальної і проміжної кареток рукавичного автомата ПА-8-33 для зниження інерційних навантажень при умові використання пружини стиску.

Для існуючої конструкції рукавичного автомата ПА-8-33 величина максимального інерційного навантаження, зумовленого наявністю криволінійних ділянок траєкторії руху кареток, за умови (2) буде дорівнювати:

$$F_{max} = (m_1 + m_2)R\omega^2 = (12,5 + 5,0)72,97 \cdot 10^{-3} \cdot 11,51^2 = 169,17 \text{ Н.}$$

Після модернізації механізму управління взаємодії кареток відповідно запропонованому рішенню будемо мати:

$$F_1 = m_2 R \omega^2 = 5,0 \cdot 72,97 \cdot 10^{-3} \cdot 11,51^2 = 48,33 \text{ Н};$$

$$F_2 = ma = m \frac{V - V_2}{t} = \frac{m\omega(V - V_2)}{\alpha} = \frac{17,5 \cdot 11,51(0,84 - 0,579)}{0,81} = 64,9 \text{ Н,}$$

де  $F_1$  - максимальне інерційне навантаження, що діє на ланцюг та інші деталі рукавичного автомата, зумовлене зміною швидкості проміжної каретки;

$F_2$  - інерційне навантаження, зумовлене підвищенням швидкості руху з'єднаних між собою в'язальної і проміжної кареток (від 0,579 до 0,84 м/с [6]).

Враховуючи значну трудомісткість розрахунків знаходження величини жорсткості пружини  $C$ , необхідної для забезпечення працездатності привода рукавичного автомата, автори пропонують розроблену ними спеціальну програму, за допомогою якої можливо розв'язати цю проблему. Сумісне рішення рівнянь (28) та (31) приведе до трансцендентного рівняння. Для його розв'язання в роботі використано метод дихотомії. Програмна реалізація цього алгоритму здійснювалася на Object Pascal в середовищі Delphi. Програма включає два основні модулі і може бути уніфікована за рахунок включення транслятора Synt Scherban та модуля реєстрації помилок Errors Scherban. На рис. 2 представлені основні форми програми.

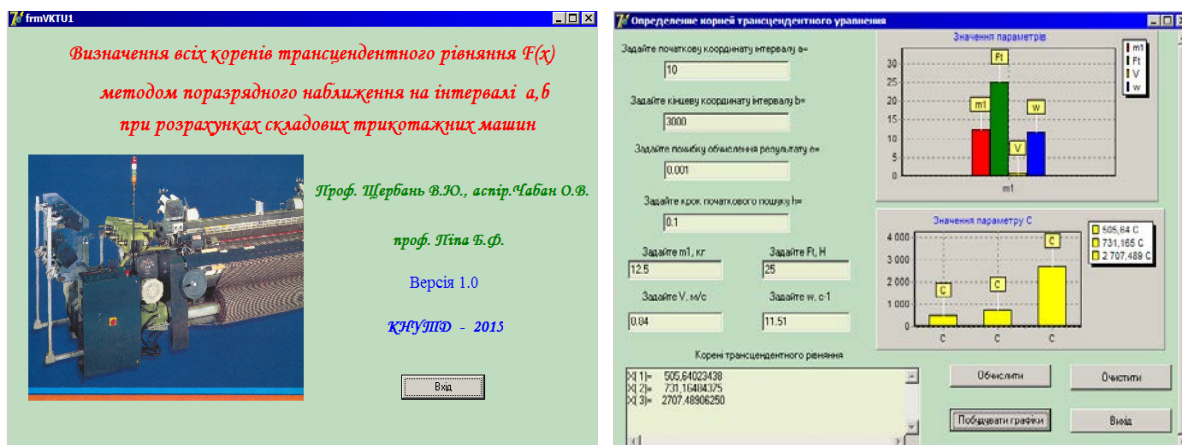


Рис. 2. Основні форми програми для визначення жорсткості пружини

**Висновки.** Аналізуючи результати досліджень, приходимо до висновку, що запропоноване технічне рішення управління процесом взаємодії в'язальної та проміжної кареток призводить до зниження динамічних навантажень, що діють на деталі та вузли рукавичного автомата ПА-8-33, в 3,5 рази при переході проміжної каретки з прямолінійної

ділянки ланцюга на криволінійну і в 2,6 рази при переході проміжної каретки разом з в'язальною кареткою з криволінійної ділянки ланцюга на прямолінійну. Це підтверджує ефективність і доцільність використання запропонованого рішення по удосконалюванню рукавичних автоматів типу ПА.

### Список використаної літератури

1. Хомяк О.Н., Пипа Б.Ф. Повышение эффективности работы вязальных машин. - М.: Легпромбытиздат, 1990. - 209 с.
2. Хомяк О.М. Динаміка плосков'язальних машин та автоматів. – К: КНУТД, 2008. – 250 с.
3. Шляхова Э.Н., Иванов Н.А., Исопенко Р.Н. Новое оборудование перчаточного производства. – Л.: Легкая индустрия, 1978. – 96 с.
4. Присяжнюк П.А. Наладка и эксплуатация плосковязальных трикотажных машин. – К.: Техніка, 1983. – 136 с.
5. Пипа Б.Ф., Чабан О.В., Музичишин С.В. Приводи в'язальних машин і автоматів з пристроями зниження динамічних навантажень (наукові основи і інженерні методи проектування). – К.: КНУТД, 2015. – 280 с.
6. Автомат перчаточный марки ПА–8–33. Техническое описание и инструкция по эксплуатации.– Черновцы: 1987, 89 с.

### ДИНАМИЧЕСКИЕ НАГРУЗКИ ПЕРЧАТОЧНЫХ АВТОМАТОВ С ВОЗВРАТНО-ПОСТУПАТЕЛЬНЫМ ДВИЖЕНИЕМ КАРЕТОК

ЩЕРБАНЬ В. Ю., ПИПА Б. Ф., ЧАБАН А. В.

*Киевский национальный университет технологий и дизайна*

**Цель.** Анализ динамических нагрузок перчаточных автоматов, возникающих при возвратно-поступательном движении кареток и разработка программы для их расчетов.

**Методика.** Используются современные методы теории динамики механических систем с упругими связями и теории программирования.

**Результаты.** На основе анализа динамики плосковязальных машин и перчаточных автоматов, обусловленной возвратно-поступательным движением вязальной и промежуточной кареток, разработан метод расчета динамических нагрузок, возникающих в перчаточных автоматах, оборудованных устройством выключения кинематической связи кареток при переходе вязальной каретки на криволинейные траектории движения. Учитывая значительную трудоемкость расчетов, авторы предлагают разработанную ими специальную программу, с помощью которой можно не только определить величину динамических нагрузок перчаточных автоматов, но и оперативно решить задачу анализа влияния их параметров на величину динамических нагрузок, обусловленных возвратно-поступательным движением кареток.

**Научная новизна.** Предложен метод оптимизации возвратно-поступательного движения каретки перчаточного автомата для снижения динамических нагрузок.

**Практическая значимость.** Разработка инженерного метода и программы для расчета динамических нагрузок перчаточных автоматов, обусловленных возвратно-поступательным движением кареток.

**Ключевые слова:** перчаточный автомат, вязальная каретка перчаточного автомата, возвратно-поступательное движение вязальной каретки, динамические нагрузки перчаточного автомата, программа для расчета динамических нагрузок.

## DYNAMIC LOAD GLOVE MACHINES WITH RECIPROCATING TRAFFIC CARRIAGES

SHCHERBAN V.J., PIPA B.F., CHABAN A.V.

*Kiev National University of Technology and Design*

**The Aim.** Analysis of dynamic loads glove machines arising from the reciprocating movement of carriages and development programs for their calculations.

**Methods.** The use of modern methods of the theory of the dynamics of mechanical systems with elastic ties and the theory of programming.

**The Results.** By analyzing the dynamics of glove knitting machines and machines due reciprocating knitting and the intermediate carriages, developed a method of calculating the dynamic loads encountered in glove machines equipped device off kinematic link the carriages at the transition of the knitting carriage into curvilinear trajectory. Considering the complexity of large calculations, the authors propose a special program developed by them, which can be used not only to determine the magnitude of dynamic loads glove machines, and quickly solve the problem of analysis of the impact of parameters on the dynamic loads caused by reciprocating carriages.

**Scientific novelty.** Development of scientific principles and methods of engineering design knitting machines and machines.

**The practical significance.** The development of engineering methods and programs for the calculation of dynamic loads glove machines due to reciprocating carriages.

**Key words:** *glove machine, knitting machine carriage glove, reciprocating knitting carriage dynamic loads glove machine, a program for calculating the dynamic loads.*