

УДК 677.055

ПІПА Б.Ф., ЧАБАН О.В., МУЗИЧИШИН С.В.  
Київський національний університет технологій та дизайну

### **ЗНИЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ ПРИВОДУ РУКАВИЧНОГО АВТОМАТУ**

**Мета.** Розробка методу вибору параметрів пристрою зниження динамічних навантажень приводу рукавичного автомата, зумовлених зворотно-поступальним рухом проміжної та в'язальної кареток.

**Методика.** Використані сучасні методи теорій пружності та динаміки механічних систем з метою розробки пристрою зниження динамічних навантажень приводу рукавичного автомата та методу вибору його параметрів.

**Результати.** На основі аналізу динаміки нестационарних процесів в механічних системах запропоновано нову конструкцію приводу рукавичного автомата з демпфіруючим пристроєм зниження динамічних навантажень, зумовлених зворотно-поступальним рухом проміжної та в'язальної кареток, та метод вибору його раціональних параметрів. Обладнання приводу рукавичного автомата демпфіруючим пристроєм з накопичувачами-компенсаторами енергії, в якості яких використані циліндричні пружини, дозволяє ефективно знизити динамічні навантаження, що виникають в результаті зворотно-поступального руху проміжної та в'язальної кареток. Виконані розрахунки підтверджують працездатність та доцільність використання такого пристрою в приводі рукавичного автомата. Аналіз досліджень показує, що одержані результати можуть бути використані при удосконаленні діючих та розробці нових типів приводів як рукавичних автоматів, так і машин загального призначення.

**Наукова новизна.** Розвиток наукових основ та інженерних методів проектування приводів рукавичних автоматів.

**Практична значимість.** Розробка нової конструкції приводу рукавичного автомата з демпфіруючим пристроєм та інженерного методу вибору його раціональних параметрів.

**Ключові слова:** привід рукавичного автомата, динамічні навантаження приводу, пристрій зниження динамічних навантажень, демпфіруючий пристрій, циліндрична пружина.

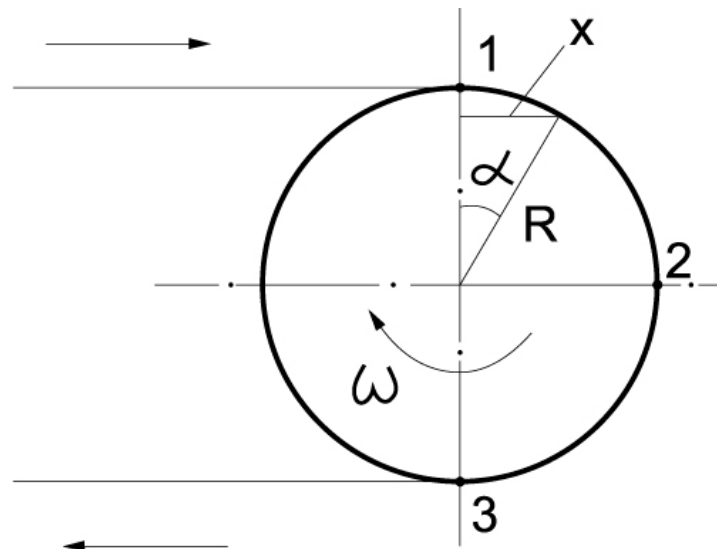
**Вступ.** Перспективним напрямком підвищення ефективності роботи рукавичних автоматів є зниження динамічних навантажень, що виникають під час їх роботи. Дослідження [1-3] показують, що динамічні навантаження суттєво впливають як на довговічність роботи в'язальних машин та автоматів, так і на якість продукції, що випускається. Тому проблема зниження динамічних навантажень в рукавичних автоматах є актуальною та своєчасною. Виходячи з цього, при проектуванні вказаного обладнання в першу чергу слід приділяти увагу зниженню динамічних навантажень в приводі. Вирішення цієї проблеми без удосконалення конструкції приводів рукавичних автоматів неможливе.

**Постановка завдання.** Враховуючи актуальність питання підвищення ефективності роботи рукавичних автоматів, завданням досліджень є розробка нової конструкції приводу рукавичного автомату з пристроєм зниження динамічних навантажень, зумовлених зворотно-поступальним рухом проміжної та в'язальної кареток, та інженерного методу вибору раціональних параметрів такого пристрою.

**Результати дослідження.** Недоліком приводів існуючих конструкцій рукавичних автоматів є зворотно-поступальний рух проміжної та в'язальної кареток [1, 3-5], що призводить до появи значних динамічних навантажень, обумовлених інерційністю кареток.

Визначимо величину динамічних навантажень, обумовлених інерційністю проміжної та в'язальної кареток, що рухаються зворотно-поступально.

Розглянемо момент переходу пальця повзуна проміжної каретки рукавичного автомата типу ПА з прямолінійної ділянки траєкторії руху на криволінійну ділянку 1-2 (рис. 1).



**Рис. 1.** Траєкторія руху повзуна проміжної каретки рукавичного автомату на криволінійній ділянці траси ланцюга

Очевидно: 
$$F_u = -ma, \quad (1)$$

де  $F_u$  - динамічне навантаження (сила інерції), обумовлене зворотно-поступальним рухом в'язальної та проміжної кареток;

$m$  - приведена сумарна маса вузла: палець, повзун, проміжна каретка (надалі проміжна каретка) та в'язальної кареток;

$a$  - прискорення кареток.

Аналізуючи траєкторію руху кареток, приходимо до висновку, що:

$$a = \ddot{X}. \quad (2)$$

Беручи до уваги (рис. 1), що  $X = R \sin \alpha = R \sin \omega t$ , маємо:

$$\ddot{X} = R\omega^2 \sin \alpha = R\omega^2 \sin \omega t, \quad (3)$$

де  $X$  - лінійне переміщення кареток, на ділянці 1-2 сповільнення їх руху (рис. 1);

$R$  - радіус початкового кола зірочки;

$\alpha$  - кут повороту зірочки;

$\omega$  - кутова швидкість обертання зірочки;  $t$  - час.

Враховуючи (3), рівняння (2) приймає вигляд:

$$a = -R\omega^2 \sin \omega t. \quad (4)$$

Тоді рівняння (1) з урахуванням (4) прийме вид:

$$F_u = mR\omega^2 \sin \omega t. \quad (5)$$

Беручи до уваги, що  $\omega = V/R$ , де  $V$  - лінійна швидкість руху кареток, вираз (5)

можна представити у вигляді:  $F_u = \frac{mV^2}{R} \sin \omega t. \quad (6)$

Очевидно, що динамічне навантаження досягає свого максимального значення в момент проходження точки 2 (рис. 1), коли  $\alpha = \omega t = 0,5\pi$ , і буде дорівнювати:

$$F_u = F_{u \max} = \frac{mV^2}{R}. \quad (7)$$

Для рукавичного автомату марки ПА-8-33, для якого  $m = 17,5$  кг [4, 5],  $V=0,84$ м/с;  $R=72,97$  мм [6], максимальна величина динамічного навантаження становить:

$$F_u = F_{u \max} = 169,2H.$$

З метою зниження динамічних навантажень, обумовлених зворотно-поступальним рухом кареток рукавичного автомату, було запропоновано [1] використання в приводі рукавичних автоматів демпфіруючих пристроїв (накопичувачів-компенсаторів енергії), виконаних у вигляді циліндричних пружин.

Однак, встановлення демпфіруючого пристрою в направляючій проміжної каретки не дозволяє повністю ліквідувати динамічні навантаження приводу оскільки в'язальна каретка, маса якої значно більша за масу проміжної каретки, зв'язана з проміжною кареткою консольно і встановлена на направляючих, що віддалені від направляючої проміжної каретки, тобто від демпфіруючого пристрою, що призводить до зниження надійності та довговічності роботи приводу рукавичного автомата.

В основу розробки більш ефективної конструкції приводу рукавичного автомату типу ПА авторами покладена задача створити такий привід, в якому введенням нових елементів та їх зв'язків, забезпечилось би підвищення довговічності його роботи.

Поставлена задача вирішена тим, що запропонований привід, схема якого представлена на рис. 2, додатково обладнаний двома пружинами стиску, встановленими на направляючих в'язальної каретки по різні її боки з можливістю взаємодії з в'язальною кареткою.

Обладнання приводу двома пружинами стиску, встановленими на направляючих в'язальної каретки, дозволяє практично повністю ліквідувати динамічні навантаження приводу, зумовлені зворотно-поступальним рухом кареток, що забезпечує підвищення довговічності роботи приводу та рукавичного автомата в цілому.

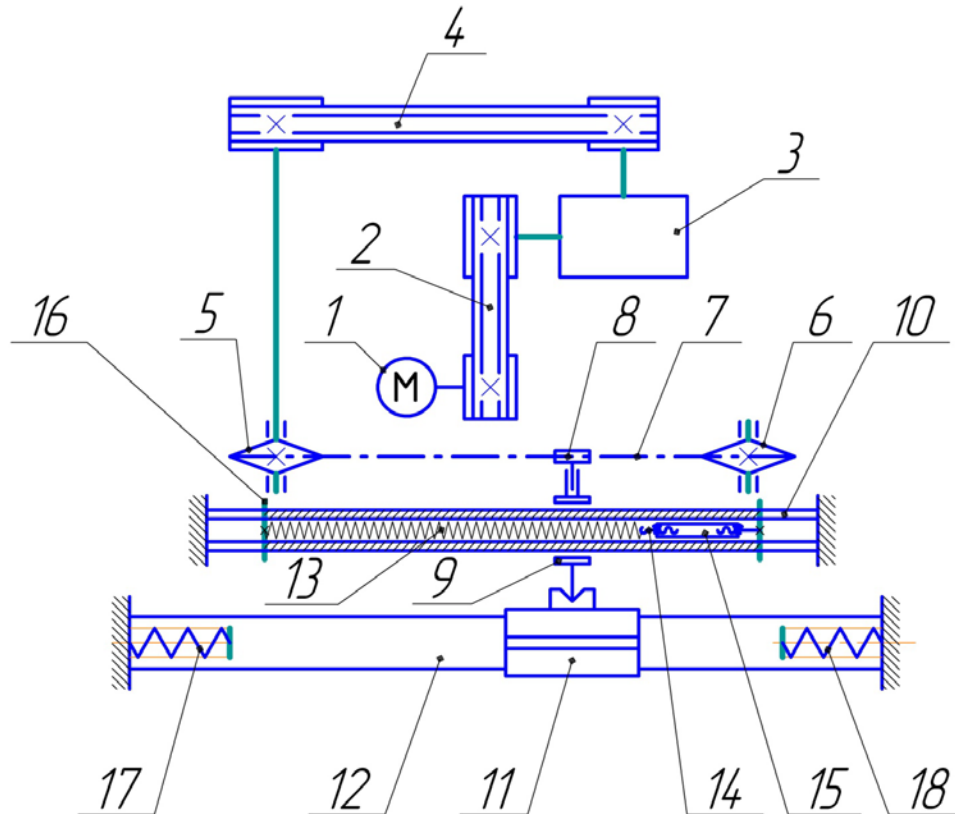


Рис. 2. Кінематична схема привода рукавичного автомата

Запропонований привід рукавичного автомата містить електродвигун 1, на валу якого закріплений шків клинопасової передачі 2, редуктор 3 із клинопасовою передачею 4, ланцюгову передачу, що містить ведучу 5 і ведену 6 зірочки та ланцюг 7. До ланцюга 7 кріпиться палець 8, що з'єднує ланцюг із проміжною кареткою 9, встановлену на направляючій 10. Проміжна каретка 9 з'єднана з в'язальною кареткою 11, встановленою на направляючих 12. У направляючій 10 встановлено демпфіруючий пристрій, виконаний у вигляді пружини розтягу 13 із сергою 14, загвинченою в стержень 15, що має виступаючий за межі направляючої 10 штифт 16. Такий же штифт кріпиться до другого кінця пружини 13. Обидва штифти служать упорами для обмеження руху проміжної каретки 9. Привід обладнаний також двома пружинами стиску 17, 18, встановленими на направляючих 12 в'язальної каретки 11 по різні її боки з можливістю взаємодії з в'язальною кареткою.

Принцип роботи приводу рукавичного автомата такий. При вмиканні електродвигуна 1 його рух за допомогою клинопасових передач 2, 4 і редуктора 3 передається приводному валу, на якому жорстко закріплена зірочка 5. Обертання зірочки 5 надає рух ланцюгу 7 і веденій зірочці 6. Жорстко закріплений на ланцюзі палець 8 надає рух проміжній каретці 9, що рухається по направляючій 10. Проміжна каретка 9 з'єднана з в'язальною кареткою 11 і приводить її в зворотно-поступальний рух. В'язальна каретка рухається по направляючим 12. У момент часу, коли палець 8, жорстко закріплений на ланцюзі 7, переходить із прямолінійної на криволінійну ділянку ланцюга, що характеризує сповільнення руху проміжної та в'язальної кареток, проміжна каретка, в залежності від напрямку переміщення, вступає у взаємодію із тим чи іншим штифтами 16, а в'язальна каретка 11 вступає у взаємодію з пружиною стиску 17 або 18. Сили інерції, обумовлені сповільненням руху кареток, розтягують пружину розтягу 13 та одночасно стискають одну із пружин стиску 17 або 18, накопичуючи в них енергію. При виведенні кареток зі стану спокою й до моменту досягнення сталого режиму їх руху пружина розтягу 13 та пружини стиску 17, 18 віддають накопичену енергію, переборюючи сили інерції мас кареток, що розганяються.

При зміні режиму роботи рукавичного автомата (зміна швидкості в'язання та ін.) з метою досягнення максимального ефекту зниження динамічних навантажень пружина розтягу 13 має можливість регулювання. З цією метою для зміни сили її пружності за допомогою гвинтової пари серга 14 - стержень 15 передбачена можливість регулювання початкового зусилля пружини розтягу. Можливість регулювання жорсткості пружин стиску 17, 18 також передбачена в приводі рукавичного автомата.

Визначимо необхідну жорсткість пружин, що виконують роль накопичувачів-компенсаторів енергії. Очевидно, при введенні до складу приводу рукавичного автомата пружин, навантаження, що діє зі сторони пальця на ланцюг, може бути визначено з умови:

$$F = F_u - F_{np} - F_{mp}, \quad (8)$$

де  $F$  - сила, що діє на палець (динамічне навантаження);

$F_{np}$  - сила пружин (накопичувачів-компенсаторів енергії);

$F_{mp}$  - сумарні сили тертя руху кареток рукавичного автомата по направляючим.

З метою спрощення вирішення поставленого завдання силами тертя  $F_{mp}$  нехтуємо (заміри показали, що для рукавичного автомата типу ПА  $F_{mp} \leq 25,0H$ , що становить приблизно 14 % від максимальної величини сили інерції). Тоді рівняння (8) приймає вид:

$$F = F_u - F_{np}. \quad (9)$$

Очевидно максимальний ефект використання накопичувачів-компенсаторів енергії буде досягнуто при виконанні умови:

$$F_u = F_{np}. \quad (10)$$

Оскільки в якості накопичувачів-компенсаторів використовуються циліндричні пружини, маємо:

$$F_{np} = CX = CR \sin \alpha = CR \sin \omega t. \quad (11)$$

Підставляючи (5) і (11) в рівняння (10), отримуємо:

$$mR\omega^2 \sin \omega t = CR \sin \omega t.$$

Звідки визначаємо необхідну жорсткість  $C$  пружин:

$$C = m\omega^2 = \frac{mV^2}{R^2}. \quad (12)$$

Згідно з (12):

$$C_1 = \frac{m_1V^2}{R^2}; \quad C_2 = \frac{m_2V^2}{R^2}, \quad (13)$$

де  $C_1, C_2$  - жорсткість пружини розтягу демпфіруючого пристрою проміжної каретки та кожної пружини стиску демпфіруючого пристрою в'язальної каретки відповідно.

$m_1, m_2$  - сумарна маса проміжної каретки з пальцем та повзуном та маса в'язальної каретки відповідно.

При використанні пружин, що виконують роль демпфіруючих пристроїв, в приводі рукавичного автомату ПА-8-33, для якого  $m_1 = 5$  кг;  $m_2 = 12,5$  кг [3], жорсткість пружин буде дорівнювати (при роботі рукавичного автомату в режимі в'язання):  $C_1 = 0,66$  Н/мм;  $C_2 = 1,66$  Н/мм.

**Висновки.** Виконані дослідження показують наступне:

- специфіка конструкції приводу рукавичних автоматів типу ПА обумовлює появу в них значних динамічних навантажень, зумовлених інерційністю проміжної та в'язальної кареток, що рухаються зворотно-поступально (в рукавичному автоматі ПА-8-33 максимальна величина динамічних навантажень досягає 169,2 Н);

- зниження динамічних навантажень може бути досягнуто шляхом встановлення в приводі рукавичного автомату накопичувачів-компенсаторів енергії, в якості яких доцільно використовувати циліндричні пружини;

- отримана динамічна залежність, що дозволяє визначити необхідну жорсткість пружин накопичувачів-компенсаторів енергії, при використанні яких динамічні навантаження, обумовлені інерційністю рухомих мас, можуть бути практично повністю ліквідовані;

- для рукавичного автомату ПА-8-33 жорсткість пружини розтягу проміжної каретки та кожної пружини стиску в'язальної каретки, необхідна для практично повного усунення динамічних навантажень приводу, повинна дорівнювати 0,66 Н/мм та 1,66 Н/мм відповідно.

### Список використаних джерел

1. Хомяк О.Н., Пипа Б.Ф. Повышение эффективности работы вязальных машин. – М.: Легпромбытиздат, 1990. – 208 с.
2. Пипа Б.Ф., Хомяк О.М., Павленко Г.І. Динаміка круглов'язальних машин. – К: КНУТД, 2005. – 294 с.
3. Хомяк О.М. Динаміка плосков'язальних машин та автоматів. – К: КНУТД, 2008. – 250 с.
4. Шляхова Э.Н., Иванов Н.А., Исопенко Р.Н. Новое оборудование перчаточного производства. – Л.: Легкая индустрия, 1978. – 96с.
5. Присяжнюк П.А. Наладка и эксплуатация плосковязальных трикотажных машин. – К.: Техніка, 1983. – 136 с.
6. Автомат перчаточный марки ПА–8–33. Техническое описание и инструкция по эксплуатации.– Черновцы: 1987, 89 с.

### СНИЖЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК ПРИВОДА ПЕРЧАТОЧНОГО АВТОМАТА

ПИПА Б.Ф., ЧАБАН А. В., МУЗЫЧИШИН С.В.

*Киевский национальный университет технологий и дизайна*

**Цель.** Разработка метода выбора параметров устройства снижения динамических нагрузок привода перчаточного автомата, вызванных возвратно-поступательным движением промежуточной и вязальной кареток.

**Методика.** Используются современные методы теорий упругости и динамики механических систем с целью разработки устройства снижения динамических нагрузок привода перчаточного автомата и метода выбора его параметров.

**Результаты.** На основе анализа динамики нестационарных процессов в механических системах предложена новая конструкция привода перчаточного автомата с демпфирующим устройством снижения динамических нагрузок, вызванных возвратно-поступательным движением промежуточной и вязальной кареток, и метод выбора его рациональных параметров. Оснащение привода перчаточного автомата демпфирующим устройством с накопителями-компенсаторами энергии, в качестве которых использованы цилиндрические пружины, позволяет эффективно снизить динамические нагрузки, возникающие в результате возвратно-поступательного движения промежуточной и вязальной кареток. Выполненные расчеты подтверждают работоспособность и целесообразность использования такого устройства в приводе перчаточного автомата. Анализ исследований показывает, что полученные результаты могут быть использованы при усовершенствовании действующих и разработке новых типов приводов как перчаточных автоматов, так и машин общего назначения.

**Научная новизна.** Развитие научных основ и инженерных методов проектирования приводов перчаточных автоматов.

**Практическая значимость.** Разработка новой конструкции привода перчаточного автомата с демпфирующим устройством и инженерного метода выбора его рациональных параметров.

**Ключевые слова:** *привод перчаточного автомата, динамические нагрузки привода, устройство снижения динамических нагрузок, демпфирующее устройство, цилиндрическая пружина.*

## DECLINE OF RUN-TIME LOADING OF DRIVE GLOVE AUTOMAT

PIPA B.F., CHABAN A.V., MUSITHISEN S.W.

*Kyiv National University of Technologies and Design*

**Purpose.** Development of method of choice of parameters of device of decline of the run-time loading of drive of glove automat, caused by recurrently-forward motion intermediate and knitting carriages.

**Methodology.** The modern methods of theories of resiliency and dynamics of the mechanical systems are used with the purpose of development of device of decline of the run-time loading of drive of glove automat and method of choice of its parameters.

**Findings.** On the basis of analysis of dynamics of transients the new construction of drive of glove automat with the snubber of decline of the run-time loading, caused by recurrently-forward motion intermediate and knitting carriages, and method of choice of its rational parameters is offered in the mechanical systems. Equipment of drive of glove automat by a snubber with the bysraies of energy, which cylindrical springs are used as, allows effectively to reduce the run-time loading, arising up as a result of recurrently-forward motion intermediate and knitting carriages. The executed calculations confirm a capacity and expediency of the use of such device in the drive of glove automat. The analysis of researches shows that the got results can be drawn on at the improvement of operating and development of new types of drives of both glove automats and machines of general purpose.

**Originality.** Development of scientific bases and engineering methods of planning of drives of glove automats.

**Practical value.** Development of new construction of drive of glove automat with a демпфіруючим device and engineering method of choice of its rational parameters.

**Keywords:** *drive of glove automat, run-time loading of drive, device of decline of the run-time loading, snubber, cylindrical spring.*