

УДК 677.055

ПЛЕШКО С.А., КОВАЛЬОВ Ю. А.

Київський національний університет технологій та дизайну

### НАПРУЖЕННЯ В СТЕРЖНІ ГОЛКИ КРУГЛОВ'ЯЗАЛЬНОЇ МАШИНИ ТИПУ КО, ЗУМОВЛЕНІ ІНЕРЦІЙНИМИ НАВАНТАЖЕННЯМИ

**Мета.** Аналіз напружень, що виникають в голках круглов'язальної машини, зумовлених інерційними навантаженнями.

**Методика.** Використані сучасні методи теорії динаміки напружень в стержнях перемінного профілю.

**Результати.** Розроблено метод розрахунку напружень в стержні штампованої голки круглов'язальної машини типу КО, зумовлених інерційними навантаженнями. Запропоновано алгоритм визначення напружень, що виникають у характерних ділянках стержня голки. В результаті виконаних розрахунків та аналізу напружень, що виникають в стержні голки круглов'язальної машини типу КО, встановлено наступне: максимальні напруження в голці від інерційних навантажень виникають на границі ділянок хвостовика та сусіднього з ним стержня; напруження на всіх ділянках стержня голки змінюються зі зміною довжини ділянки стержня лінійно; напруження в зоні гачка голки від інерційних навантажень практично дорівнює нулеві; збільшення величини збурюючої сили, прикладеної до голки в зоні п'ятки, викликає збільшення напружень у всіх ділянках стержня; залежність напружень від збурюючої сили для всіх ділянок стержня голки є лінійною.

**Наукова новизна.** Розробка теорії динаміки напружень в стержні голки в'язальної машини, зумовлених інерційними навантаженнями.

**Практична значимість.** Розробка інженерного методу та алгоритму розрахунку напружень в стержні голки круглов'язальної машини типу КО, що виникають при взаємодії її з клинами механізму в'язання.

**Ключові слова:** голка в'язальної машини, динамічні процеси в голці, інерційні навантаження голки, напруження в голці, зумовлені інерційними навантаженнями.

**Вступ.** В процесі роботи круглов'язальної машини голки піддаються значним навантаженням, що є основної причиною їх відмов [1-5]. Дослідження [1] показують, що ударні явища, що виникають при взаємодії голок з клинами в'язальних систем, є основною причиною руйнувань голок. Ударні навантаження в в'язальних системах можуть бути ліквідовані шляхом використання безударних клинів. Однак, і в цьому випадку в стержні голки виникають напруження, викликані інерційними навантаженнями, зумовленими специфікою роботи в'язальних машин. Тому проблема досліджень напружень в голках в'язальних машин, зумовлених інерційними навантаженнями є актуальною та своєчасною.

**Постановка завдання.** Враховуючи актуальність питання впливу напружень, що виникають в голках в'язальних машин, на довговічність їх роботи, завданням досліджень є розрахунок напружень в голці круглов'язальної машини типу КО, зумовлених інерційними навантаженнями.

**Результати дослідження.** Визначимо напруження, що виникають у голці поз. 0-388 при роботі круглов'язальної машини КО-2.

Вихідні дані:

- діаметр циліндра машини  $D = 0,45$  м;
- лінійна швидкість циліндра  $V = 1,0$  м/с;
- кількість в'язальних систем  $Z = 50$ ;

- розміри голки (рис. 1, 2), м:  $l_1 = 28 \cdot 10^{-3}$ ;  $l_2 = 35 \cdot 10^{-3}$ ;  $l_3 = 22,4 \cdot 10^{-3}$ ;  
 $x_1 = (0 \dots 28) \cdot 10^{-3}$ ;  $x_2 = (0 \dots 35) \cdot 10^{-3}$ ;  $x_3 = (0 \dots 22,4) \cdot 10^{-3}$ ;
- площа перетину ділянок голки, м<sup>2</sup>:  $F_1 = 1,9 \cdot 10^{-6}$ ;  $F_2 = 0,8 \cdot 10^{-6}$ ;  $F_3 = 0,4 \cdot 10^{-6}$ ;
- маса голки  $m = 0,713 \cdot 10^{-3}$  кг.

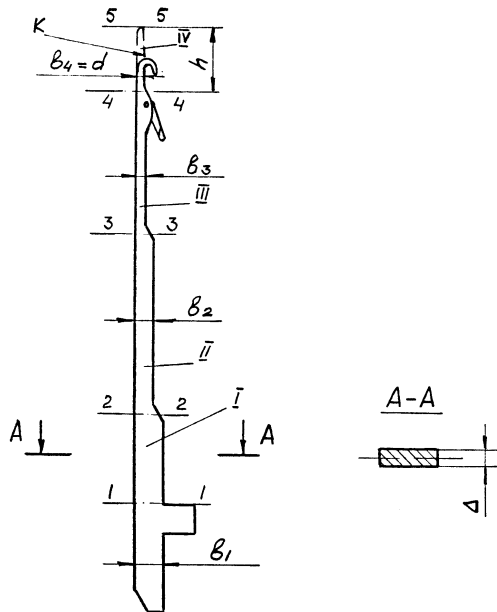


Рис. 1. Схема штампованої голки (позиція 0-388) круглов'язальної машини типу КО:  $b_i$  – ширина  $i$  – ої ділянки стержня;  $\Delta$  – товщина голки

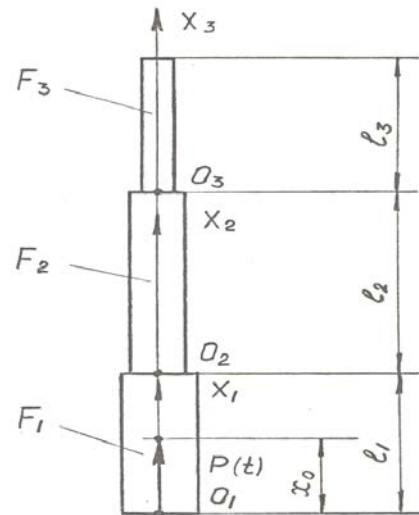


Рис. 2. Розрахункова схема до визначення напружень у голці поз. 0388, зумовлених інерційними навантаженнями

Визначаємо циклічну частоту збурюючої сили, що діє на голку:

$$\omega = \frac{nz}{60} = \frac{vz}{\pi D} = \frac{1,0 \cdot 50}{3,14 \cdot 0,45} = 35,38 \text{ c}^{-1}.$$

Враховуючи, що для матеріалу голки  $E = 2,1 \cdot 10^5$  МПа,  $\rho = 0,795 \cdot 10^4$  кг/м<sup>3</sup>,

знаходимо [5]:  $\alpha^2 = 26,41 \cdot 10^6 \text{ м}^2/\text{с}^2$ .

Використовуючи рівняння (2) [5], маємо:

$$Q(t) = \frac{d^2 s_0}{dt^2} m = \omega m,$$

де  $\omega$  - прискорення голки.

З огляду на те, що конструкція клинів машини МС-9 близька до конструкції клинів з ділянками профілю, обкресленими по дугах кіл, можна прийняти  $w = 200 \text{ g}$  [1].

Тоді:  $Q(t) = 200 \cdot 9,81 \cdot 0,713 \cdot 10^{-3} = 1,4 \text{ Н}$ .

Враховуючи (12) [5], можна записати:

$$P = 1,4 \text{ Н}; \quad P(t) = 1,4 \cos 35,38t.$$

З виразу (16) [5] знаходимо:

$$\alpha = 6,885 \cdot 10^{-3} \text{ м}^{-1}; \quad c = 0,0743 \cdot 10^{-3} \text{ м}^{-1}; \quad b = 0,0035 \cdot 10^{-3}.$$

Використовуючи (21) [5], одержимо:

$$\Delta = 1,552 \cdot 10^{-3}; \quad \Delta_1 = -2,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

Постійні інтегрування знаходимо з рівняння (20) [5]:

$$A_i = \frac{\Delta_1}{\Delta} = \frac{2,4 \cdot 10^{-3}}{1,55^2 \cdot 10^{-3}} = -1,546 \text{ м};$$

$$B_1 = 0; \quad A_2 = -1,546 \text{ м}; \quad B_2 = -0,502 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

$$A_3 = -1,546 \text{ м}; \quad B_3 = -0,26 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

Напруження, що виникають у голці, згідно з (23) [5] та з урахуванням (24) [5], становлять:

для першої ділянки стержня голки:

а) для  $x_1 \leq x_0$   $\sigma_1 = -EA_1 \alpha \sin \alpha x_1 \cos \omega t$ ;

після підстановки вихідних даних маємо:

$$\sigma_{1max} = 22,35 \cdot 10^8 \sin 6,885 \cdot 10^{-3} x_1 \text{ Па};$$

при  $x_1 = 0$   $\sigma_{1max} = 0$ ;

при  $x_1 = x_0 = 13 \cdot 10^{-3}$   $\sigma_{1max} = 19,89 \cdot 10^4 \text{ Па};$

б) для  $x_1 > x_0$   $\sigma_{1max} = -E[\alpha A_1 \sin \alpha x_1 + b \cos \alpha(x_1 - x_0)]$ ;

оскільки  $x_1 - x_0 = (0 \dots 15) 10^{-3} \text{ м}$ ,  $\alpha = 6,885 \cdot 10^{-3} \text{ м}^{-1}$ ,  $\cos(x_1 - x_0) \approx 1$ , маємо:

$$\sigma_{1max} = 73,5 \cdot 10^4 - 22,35 \cdot 10^8 \sin 6,885 \cdot 10^{-3} x_1 \text{ Па};$$

при  $x_1 = 13 \cdot 10^{-3} \text{ м}$   $\sigma_{1max} = 53,61 \cdot 10^4 \text{ Па};$

при  $x_1 = 28 \cdot 10^{-3} \text{ м}$   $\sigma_{1max} = 30,37 \cdot 10^4 \text{ Па};$

для другої ділянки голки:

$$\sigma_{2max} = \alpha E(-A_2 \sin \alpha x_2 + B_2 \cos \alpha x_2);$$

підставляючи вихідні дані та враховуючи, що  $\cos \alpha x_2 \approx 1$ , одержуємо:

$$\sigma_{2max} = 72,57 \cdot 10^4 - 22,35 \cdot 10^8 \sin 6,885 \cdot 10^{-3} x_2 \text{ Па};$$

при  $x_2 = 0$ ;  $\sigma_{2max} = 72,57 \cdot 10^4 \text{ Па};$

при  $x_2 = 35 \cdot 10^{-3} \text{ м};$   $\sigma_{2max} = 18,71 \cdot 10^4 \text{ Па};$

для третьої ділянки стержня голки:

$$\sigma_{3max} = \alpha E(-A_3 \sin \alpha x_3 + B_3 \cos \alpha x_3);$$

підставивши вихідні дані, маємо:

$$\sigma_{3max} = 37,6 \cdot 10^4 - 22,35 \cdot 10^8 \sin 6,885 \cdot 10^{-3} x_3 \text{ Па};$$

при  $x_3 = 0$   $\sigma_{3max} = 37,6 \cdot 10^4 \text{ Па};$

при  $x_3 = 22,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}$   $\sigma_{3max} = 3,2 \cdot 10^4 \text{ Па}.$

Як алгоритм визначення напружень, що виникають у характерних ділянках стержня голки, можна рекомендувати :

Вихідні дані:

- діаметр циліндра машини  $D$ , м;
- лінійна швидкість циліндра машини  $V$ , м/с;
- кількість в'язальних систем  $Z$ ;
- параметри голки (рис. 2)  $l_1, l_2, l_3$ , м;  $x_0$ ;  $x_1 = 0 \dots l_1$ ;  $x_2 = 0 \dots l_2$ ;  $x_3 = 0 \dots l_3$ , м;
- площа перетину ділянок голки  $F_1, F_2, F_3$ , м<sup>2</sup>;
- маса голки  $m$ , кг;
- модуль пружності матеріалу голки  $E$ , Н/м<sup>2</sup>;
- масова погонна щільність матеріалу голки  $\rho$ , кг/м<sup>3</sup>;
- прискорення голки  $w$ , м/с<sup>2</sup>.

Порядок розрахунку:

1. З рівняння  $\omega = \frac{nz}{60} = \frac{vz}{\pi D}$  знаходимо циклічну частоту збурюючої сили.

2. Знаходимо параметр  $a^2$  з умови  $a^2 = \frac{E}{\rho}$ .

3. Використовуючи рівняння  $P(t) = Q(t) = mw$ , знаходимо максимум збурюючої сили  $P$ .

4. По (16) [5] знаходимо параметри  $\alpha, b$  і  $c$ .

5. Використовуючи умови (21) [5], визначаємо параметри  $\Delta$ ,  $\Delta_1$ .

6. Знаходимо з рівнянь (20) [5] постійні інтегрування  $A_1, B_1, A_2, B_2, i A_3, B_3$ .

7. По рівнянню (23) [5] визначаємо напруження в характерних перетинах ділянок стержня голки:

перша ділянка стержня голки:

а) для  $x_1 \leq x_0$   $\sigma_1 = -EA_1 \alpha \sin \alpha x_1$ ;

б) для  $x_1 \geq x_0$   $\sigma_1 = -E[\alpha A_1 \sin \alpha x_1 + b \cos \alpha(x_1 - x_0)]$ ;

друга ділянка стержня голки:

$$\sigma_2 = \alpha E(-A_2 \sin \alpha x_2 + B_2 \cos \alpha x_2);$$

третья ділянка стержня голки:

$$\sigma_3 = \alpha E(-A_3 \sin \alpha x_3 + B_3 \cos \alpha x_3);$$

Рішення задачі по знаходженню напружень, що виникають у стержні голки, доцільно виконувати за допомогою ПК.

Розглянемо питання визначення величини напружень, що виникають у характерних ділянках стержня голки поз. 0-388 круглов'язальної машини КО-2, а також вплив основних параметрів в'язальної системи (величина збурюючої сили, швидкість в'язання) на величину напружень у голці.

Завдання розрахунку полягає в наступному:

1. Одержати результати:

$\sigma_1 = f(x_1); \sigma_2 = f(x_2); \sigma_3 = f(x_3)$  при кроці варіювання  $\Delta x_1 = 2,8 \cdot 10^{-3};$   
 $\Delta x_2 = 3,5 \cdot 10^{-3}; \Delta x_3 = 2,24 \cdot 10^{-3}$  м для вихідних параметрів з урахуванням, що  $P = 1,4$  Н.

2. Одержати результати:

$\sigma_1 = f(x_1); \sigma_2 = f(x_2); \sigma_3 = f(x_3)$  при наступних значеннях збурюючої сили  $P =$   
 (5...50) Н при кроці варіювання  $\Delta P = 5$  Н.

3. Одержати результати:

$\sigma_1 = f(x_1); \sigma_2 = f(x_2); \sigma_3 = f(x_3)$  при різних значеннях циклічної частоти  
 (швидкість машини) збурюючої сили; межа зміни частоти  $\omega = 20...60 \text{ c}^{-1}$ , інтервал  
 варіювання  $\Delta \omega = 5 \text{ c}^{-1}$ .

Взаємозв'язок між параметрами  $\omega$  в  $v$  (швидкість машини) виражається умовою:  
 $\omega = 35,386 v$ .

Результати розрахунку напружень, що виникають у голці поз. 0-388 при роботі  
 круглов'язальної машини КО-2, виконані на ПК, представлені на рис. 3. Як видно з  
 отриманих результатів, максимальні напруження в голці виникають на ділянці  $l_2$  при  $x_2 =$   
 0. При цьому  $\sigma_2 = \sigma_{2max} = 71,98 \cdot 10^4$  Па. Залежності  $\sigma_1 = f(x_1); \sigma_2 = f(x_2); \sigma_3 = f(x_3)$  є  
 лінійними. На ділянці I при  $x_1 \leq x_0$  напруження  $\sigma_1$  зростає від 0 до кінцевої величини; на  
 ділянці I при  $x_1 \geq x_0$  і на ділянках II, III напруження зі збільшенням параметрів відповідно  
 $x_1, x_2, x_3$  убуває.

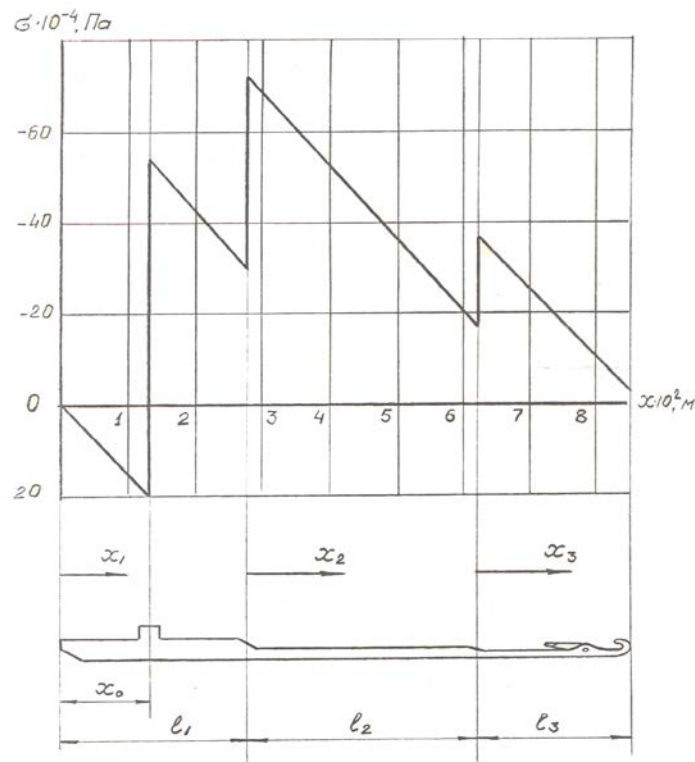


Рис. 3. Епюра напружень, що виникають у голці поз. 0-388 від інерційних навантажень

Результати обчислень впливу збурюючої сили на величину напружень у стержні голки поз. 0-388 (діапазон варіювання величини сили  $P$  в межах 5...50 Н; інтервал варіювання 5 Н) представлені на (рис. 4).

Аналізуючи отримані результати, приходимо до висновку, що збільшення збурюючої сили  $P$  приводить до зростання напружень у голці. На (рис. 4) представлена графічна залежність впливу сили  $P$  на величину напружень в характерних перетинах стержня голки:

$$\sigma_{2max}; \sigma_{1(x=14 \cdot 10^{-3} \text{ м})}; \sigma_{3max}.$$

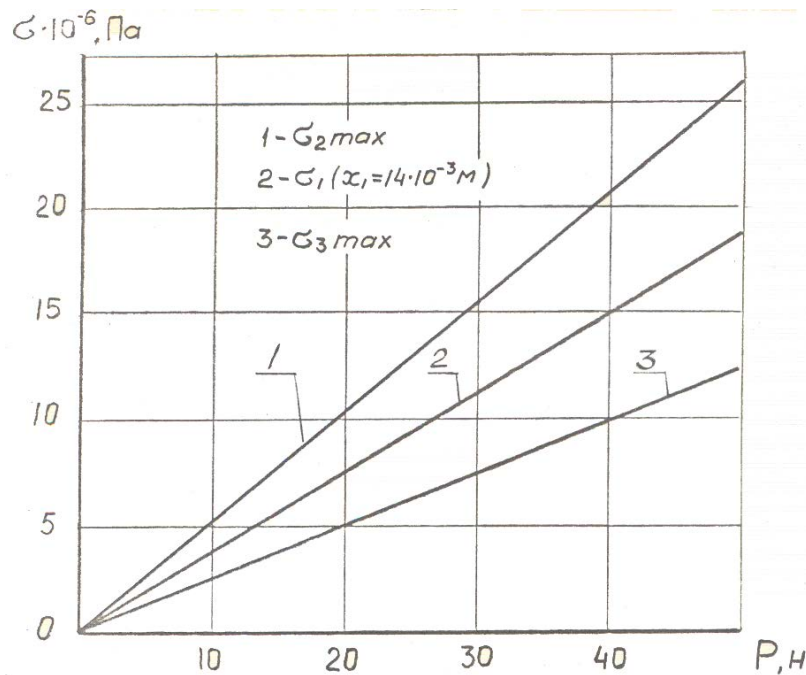


Рис. 4. Вплив збурюючої сили на напруження в голці

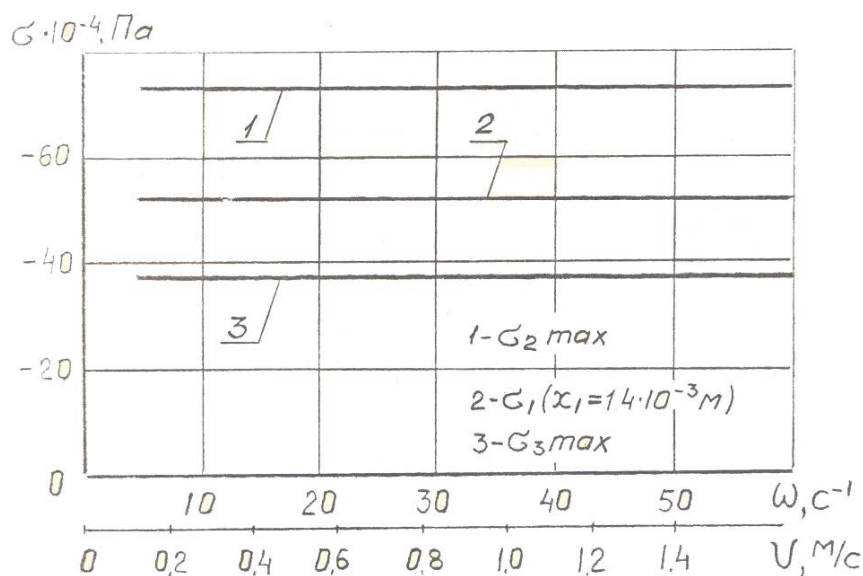


Рис. 5. Вплив циклічної частоти  $\omega$  збурюючої сили ( $v$  - швидкість циліндра машини) на напруження в голці

Як видно з (рис. 4), залежність напружень в стержні голки від збурюючої сили для всіх ділянок голки є лінійною.

Результати обчислень по визначенню впливу циклічної частоти збурюючої сили (швидкості машини) на напруження в голці представлені на (рис. 5).

Як показує аналіз, частота збурювання (швидкість машини) у межах досліджуваного інтервалу параметра  $\omega$  практично не впливає на напруження в стержні голки.

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

- максимальні напруження в голці від інерційних навантажень виникають на границі ділянок стержнів I і II (рис. 3);
- напруження на всіх ділянках стержня голки змінюються зі зміною довжини ділянки стержня лінійно;
- напруження в зоні гачка голки від інерційних навантажень практично дорівнює нулеві;
- збільшення величини збурюючої сили, прикладеної до голки в зоні п'ятки, викликає збільшення напружень у всіх ділянках стержня;
- залежність напружень від збурюючої сили для всіх ділянок стержня голки є лінійною;
- циклічна частота збурюючої сили (швидкість машини) практично не впливає на напруження в стержні голки, обумовлені інерційними явищами.

#### Список використаної літератури

1. Піна Б.Ф. Динаміка механізмів в'язання круглов'язальних машин. – К: КНУТД, 2008. – 416 с.
2. Піна Б.Ф., Місяць В.П. Зниження динамічних напружень у голці в'язальної машини // Вісник КНУТД. – 2011. – № 2. – С. 36-39.
3. Плешко С.А., Піна Б.Ф. Підвищення довговічності роботи голок в'язальних машин // Вісник КНУТД. – 2014. – № 4 (78). – С. 221-226.
4. Плешко С.А., Піна Б.Ф. Вплив жорсткості пари голка-клин на напруження, що виникають в стержні в'язальної голки при ударі об клин // Вісник ХНУ. – 2015. – № 2. – С. 41-44.
5. Піна Б.Ф., Плешко С.А., Ковальов Ю.А. Динамічні процеси в голці в'язальної машини, зумовлені інерційними навантаженнями // Вісник КНУТД. – 2016. – № 2 (84). – С. 32-41.

#### НАПРЯЖЕНИЯ В СТЕРЖНЕ ИГЛЫ КРУГЛОВЯЗАЛЬНОЙ МАШИНЫ ТИПА КО, ВЫЗЫВАЕМЫЕ ИНЕРЦИОННЫМИ НАГРУЗКАМИ

ПЛЕШКО С.А., КОВАЛЕВ Ю.А.

Киевский национальный университет технологий и дизайна

**Цель.** Анализ напряжений, возникающих в иглах кругловязальной машины, вызываемые инерционными нагрузками.

**Методика.** Используются современные методы теории динамики напряжений в стержнях переменного профиля.

**Результаты.** Разработан метод расчета напряжений в стержне штампованной иглы кругловязальные машины типа КО, вызванных инерционными нагрузками. Предложен

алгоритм определения напряжений, возникающих в характерных участках стержня иглы. В результате выполненных расчетов и анализа напряжений, возникающих в стержне иглы кругловязальной машины типа КО, установлено следующее: максимальные напряжения в игле от инерционных нагрузок возникают на границе участков хвостовика и соседнего с ним стержня; напряжения на всех участках стержня иглы меняются с изменением длины участка стержня линейно; напряжение в зоне крючка иглы от инерционных нагрузок практически равно нулю; увеличение величины возмущающей силы, приложенной к игле в зоне пятки, вызывает увеличение напряжений во всех участках стержня; зависимость напряжений от возмущающей силы для всех участков стержня иглы является линейной.

**Научная новизна.** Разработка теории динамики напряжений в стержне иглы вязальной машины, обусловленных инерционными нагрузками.

**Практическая значимость.** Разработка инженерного метода и алгоритма расчета напряжений в стержне иглы кругловязальной машины типа КО, возникающих при взаимодействии ее с клиньями механизма вязания.

**Ключевые слова:** *игла вязальной машины, динамические процессы в игле, инерционные нагрузки иглы, напряжения в игле, вызываемые инерционными нагрузками.*

## **STRESSES IN THE ROD NEEDLES CIRCULAR KNITTING MACHINES KO TYPE CAUSED INERTIAL LOADS**

PLESHKO S.A., KOVALEV Y.A.

*Kiev National University of Technology and Design*

**The Aim.** Analysis of stresses in the circular machine needles, caused by inertial loads.

**Methods.** The use of modern methods of the theory of the dynamics of stress in the bars of variable profile.

**The Results.** A stress analysis method in the rod pressed needle circular knitting machines such as KO caused by inertial loads. An algorithm for determining the stresses arising in specific areas of the needle bar. As a result of the calculations and analysis of the stresses arising in the rod-type circular knitting machine needle QoS set as follows: the maximum stresses in the tip of inertial loads occur at the boundary portions of the shank and the adjoining rod; stress in all areas of the needle bar vary with the length of the linear portion of the rod; voltage in the region from the needle hook inertial loads almost equal to zero; increase of the exciting force applied to the needle in the heel area, causes an increase in stress in all parts of the rod; dependence of the stress from the disturbing force to all parts of the needle bar is linear.

**Scientific novelty.** The development of the theory of the dynamics of stress in the rod of the needle knitting machine, due to inertia loads.

**The practical significance.** Development of the engineering method and stress analysis algorithm in the needle shaft circular machine type KO, arising from its interaction with wedges of knitting machinery.

**Key words:** *needle knitting machine, dynamic processes in the needle, the needle inertial load, the voltage at the needle caused by inertial loads.*