

УДК 677.055

ПЛЕШКО С.А.

Київський національний університет технологій та дизайну

ЗНИЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ В ПАРІ ГОЛКА-КЛИН В'ЯЗАЛЬНОЇ МАШИНИ ШЛЯХОМ УДОСКОНАЛЕННЯ ГОЛОК

Мета. Оцінка впливу голки в'язальної машини з потоншенням стержня в зоні п'ятки на динамічні навантаження в парі голка-клин.

Методика. Використані сучасні методи теорії пружності та контактної взаємодії пружного тіла (голки в'язальної машини) з клином.

Результати. На основі аналізу взаємодії голок в'язальних машин з клинами встановлено, що зниження динамічних навантажень, що виникають в зоні удару голки об клин, можна досягти шляхом удосконалення конструкції самої голки. При цьому, як показують дослідження, удосконалення голок доцільно підпорядкувати двом напрямкам.

Наукова новизна. Вперше розроблено нову конструкцію голки в'язальної машини з потоншенням стержня в зоні п'ятки.

Практична значимість. Розроблена нова конструкція голки в'язальної машини зменшує динамічні навантаження в парі голка-клин.

Ключові слова: в'язальна машина, голка в'язальної машини, клин в'язальної машини, жорсткість пари голка-клин в'язальної машини, динамічні навантаження в парі голка-клин.

Вступ. Суттєвим недоліком в'язальних машин є динамічні навантаження, що виникають в зоні ударної взаємодії голок з клинами в'язальних систем [1-5]. Ударна взаємодія голок з клинами призводить до зниження надійності та довговічності роботи голок [4], що негативно впливає як на ефективність роботи в'язальних машин, так і на якість продукції, що виготовляється.

Тому проблема зниження динамічних навантажень, що виникають в парі голка-клин в'язальної машини, шляхом удосконалення голок є актуальною та своєчасною.

Постановка завдання. Враховуючи актуальність питання підвищення ефективності роботи в'язальних машин шляхом зниження динамічних навантажень в парі голка-клин, завданням досліджень є удосконалення конструкції голки та оцінка впливу голки з потоншенням стержня в зоні п'ятки на зниження динамічних навантажень в парі голка-клин в'язальних машин типу КО.

Результати дослідження. Зниження динамічних навантажень в парі голка-клин в'язальної машини можна досягти шляхом зниження її жорсткості (збільшення податливості голки) [2]. При цьому доцільно існуючу конструкцію штампованої голки замінити голкою з потоншенням стержня в зоні п'ятки [3]. Параметрами потоншення голки (рис. 1) є товщина стержня голки в зоні потоншення Δ та довжина ділянки потоншення l . Оскільки сила удару прикладена ексцентрично відносно осей X і Y , в якості розрахункової можна прийняти схему, де здійснено перенос сили удару голки об клин в точку C (рис. 1, а). Тоді на стержень голки в зоні потоншення будуть діяти сила P , прикладена в точці C , і моменти m_1 , m_2 , що діють відповідно відносно осей X і Y . Аналізуючи умову роботи голки з потоншенням стержня, приходимо до висновку, що основною деформацією голки в зоні удару її п'ятки об клин є деформація зумовлена горизонтальною складовою сили удару P (сила, що діє в напрямку перпендикулярному осі стержня голки). Деформація голки з потоншенням стержня складається з: деформації вигину стержня в зоні потоншення δ_1 ; деформації скручування стержня голки в зоні потоншення δ_2 ; деформації скручування п'яти голки δ_3 . Визначимо деформацію вигину стержня голки δ_1 . Оскільки зона голки в місці потоншення являє собою

ступінчатий стержень перемінного перетину з моментами інерції J_1, J_2, J_3 , за розрахункову схему приймаємо ступінчасту балку, навантажену зосередженою силою P і крутним моментом m_1 (рис. 1). Для розв'язання поставленої задачі замінимо ступінчасту балку еквівалентною балкою постійного перетину з моментом інерції J_0 , що дорівнює моментів інерції одної з ділянок балки, наприклад другої. Тоді коефіцієнти приведення β для ділянок балки визначаються із умови [6]:

$$\beta_1 = J_0 / J_1; \beta_2 = 0; \beta_3 = J_0 / J_3. \quad (1)$$

Розглянута система відноситься до статично невизначеної. З метою спрощення розв'язання задачі по визначенню опорних реакцій і згинальних моментів використовуємо метод сил і принцип незалежності дії сил [6, 7]. Тоді прийнята схема (рис. 1, а) може бути замінена двома незалежними системами (рис. 1, б, в), розв'язуючи які знаходимо:

$$R_A = R'_A + R''_A; \quad R_B = R'_B + R''_B,$$

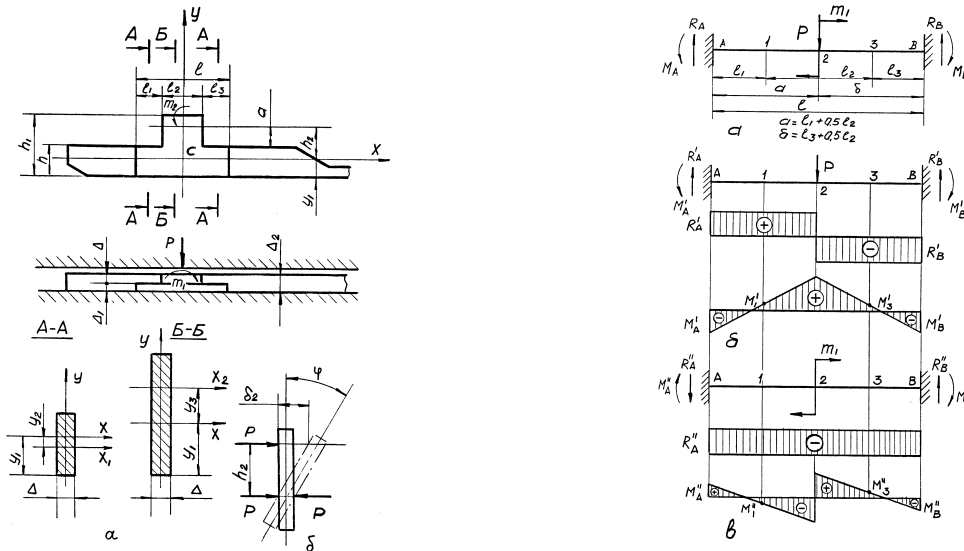


Рис. 1 Голка з потоншенням стержня в зоні п'ятки: а – конструкція голки (хвостова частина); б – розрахункова схема до визначення скручування стержня; в – розрахункова схема для визначення деформації прогину стержня голки

де
$$R'_A = P \frac{(0,5l_2 + l_3)^2 (3l_1 + 2l_2 + l_3)}{l^3}; R''_A = -6m_1 \frac{(l_1 + 0,5l_2)(0,5l_2 + l_3)}{l^3}; m_1 = 0,5Pl_2 \quad (2)$$

$$R'_B = P \frac{(l_1 + 0,5l_2)^2 (l_1 + 2l_2 + 3l_3)}{l^3}; R''_B = -R''_A$$

$$M_A = M'_A + M''_A; M_B = M'_B + M''_B; \quad (3)$$

$$M'_A = -P(l_1 + 0,5l_2) \frac{(0,5l_2 + l_3)^2}{l^2}; M''_A = m_1 \frac{0,5l_2 + l_3}{l^2} (2l_1 + 0,5l_2 - l_3); \quad (4)$$

$$M'_B = -P(0,5l_2 + l_3) \frac{(l_1 + 0,5l_2)^2}{l^2}; M''_B = -m_1 \frac{l_1 + 0,5l_2}{l^2} (0,5l_2 - l_1 + 2l_3) \quad (5)$$

$$M_1 = M'_1 + M''_1; M'_1 = M'_A + R'_A l_1; M''_1 = M''_A + R''_A l_1; \quad (6)$$

$$M_3 = M'_3 + M''_3; M'_3 = M'_B + R'_B l_3; M''_3 = M''_B + R''_B l_3. \quad (7)$$

При заміні ступінчатої балки на балку постійного перетину приведені навантаження відповідно складуть: на 1-й ділянці $\beta_1 Q_1, \beta_1 M_1$; на 2-й – Q_1, Q_2, M_1, m_1, P ; на 3-й – $\beta_3 Q_2, \beta_3 M_3$. У місцях сполучення ділянок стержня голки будуть діяти стрибки поперечних сил та згинальні моменти, величини яких визначаються з умов:

$$\Delta Q_1 = Q_1(\beta_1 - 1);$$

$$\Delta Q_2 = Q_2(\beta_3 - 1);$$

(8)

$$\Delta M_1 = M_1(\beta_1 - 1); \Delta M_3 = M_3(\beta_3 - 1).$$

(9)

Отже на еквівалентну балку діють зовнішні навантаження:

$$P_1 = Q_1(\beta_1 - 1); P_2 = Q_2(\beta_3 - 1);$$

(10)

$$M'_1 = M_1(\beta_1 - 1); M'_3 = M_3(\beta_3 - 1).$$

(11)

Для визначення переміщення перетину балки (стержня голки) в точці удару голки об клин використовуємо метод початкових параметрів [6]. Рівняння пружної лінії для двоопорної балки, навантаженої зосередженими силами і згинальними моментами в загальному випадку має вигляд:

$$\omega_x = \omega_0 + \theta_0 x + \frac{1}{EJ} \left[M_0 \frac{x^2}{2!} + \sum \frac{(x-a)^2}{2!} + Q_0 \frac{x^3}{3!} + \sum P \frac{(x-b)^3}{3!} \right],$$

(12)

де $\omega_0, \theta_0, M_0, Q_0$ – початкові параметри;

a – відстань від початку координат до точки прикладення згинаючого моменту;

b – відстань від початку координат до точки прикладення зосередженої сили.

Оскільки для нашого випадку $\omega_0 = 0; \theta_0 = 0; M_0 = \beta_1 M_A; Q_0 = \beta_1 Q_1; J = J_0; a_1 = l_1;$

$a_2 = l_1 + 0,5l_2; b_1 = l_1; b_2 = l_1 + 0,5l_2$, вираз (12) приймає вигляд:

$$\omega_x = \frac{1}{EJ_0} \left[-\beta_1 M_A \frac{x^2}{2} - M_1 \frac{(x-l_1)^2}{2} + m_1 \frac{(x-l_1-0,5l_2)^2}{2} + \beta_1 Q \frac{x^3}{6} - P_1 \frac{(x-l_1)^3}{6} - P \frac{(x-l_1-0,5l_2)^3}{6} \right].$$

(13)

Для випадку $x = l_1 + l_2$ (точка удару голки об клин):

$$\omega = \delta_1 = \frac{1}{EJ_0} \left[-\beta_1 M_A \frac{(l_1 + l_2)^2}{2} - M_1 \frac{l_2^2}{2} + m_1 \frac{(0,5l_2)^2}{2} + \beta_1 Q \frac{(l_1 + l_2)^3}{6} - P_1 \frac{l_2^3}{6} - P \frac{(0,5l_2)^3}{6} \right].$$

(14)

Деформація стержня голки від скручування δ_2 в точці удару, з огляду на те, що кут φ закручування стержня голки в зоні потоншення малий, може бути визначена з виразу (рис. 1, б):

$$\delta_2 = h_2 \varphi.$$

(15)

Для визначення кута закручування стержня голки, з огляду на його ступінчастість, використовуємо залежність:

$$\varphi = \frac{1}{G} \sum_{i=1}^n \frac{M_{ki} l_i}{J_{ki}},$$

(16)

де G – модуль пружності при здвигу;

M_{ki} – крутний момент, що діє на i -й ділянці стержня голки в період удару;

l_i – довжина i -ої ділянки стержня голки;

J_{ki} – момент інерції при крутінні i -го перетину.

Крутні моменти, що діють на ділянки стержня голки в зоні потоншення, знаходимо з умови [6]:

$$M_{k1} = Ph_2 \frac{l_3 \frac{J_{k1}J_{k2}}{J_{k3}} + 0,5l_2J_{k1}}{l_3 \frac{J_{k1}J_{k2}}{J_{k3}} + l_1J_{k2} + l_2J_{k1}}; \quad M_{k1} = Ph_2 \frac{l_1J_{k2} + 0,5l_2J_{k1}}{l_3 \frac{J_{k1}J_{k2}}{J_{k3}} + l_1J_{k2} + l_2J_{k1}}. \quad (17)$$

Оскільки стержень голки в зоні потоншення ступінчатий, скручування буде відбуватися відносно осі X (рас. 1, а). Відстань осі X від краю стержня голки визначається з умови [7]:

$$y_1 = 0,5 \frac{(l-l_2)h^2 + l_2h_1^2}{(l-l_2)h + l_2h_1}. \quad (18)$$

Визначаємо моменти інерції перетинів при крученні ділянок стержня голки.

Оскільки скручування стержня відбувається відносно осі X (рис. 1, а):

$$J_{ki} = J_{k3} = J'_{k1(3)} + y_2^2 F_{1(3)}; \quad J_{k2} + J'_{k2} + y_3^2 F_2, \quad (19)$$

де J'_{ki} - момент інерції i -го перетину стержня відносно центральної осі (для ділянок 1, 3 – X_1 , для ділянки 2 – X_2);

F_1 – площа i -го перетину.

$$\text{Згідно з [7]:} \quad J'_{k1} = J'_{k3} = \frac{1}{3} \left(\frac{h}{\Delta} - 0,63 \right) \Delta^4; \quad J'_{k2} = \frac{1}{3} \left(\frac{h_1}{\Delta} - 0,63 \right) \Delta^4. \quad (20)$$

З огляду на вищевикладене, деформація голки від скручування стержня в зоні потоншення становить:

$$\delta_2 = \frac{h_2}{G} \left[\frac{M_{k1}l_1}{J_{k1}} + \frac{0,5l_2}{J_{k2}} (M_{k1} + M_{k3}) + \frac{M_{k3}l_3}{J_{k3}} \right]. \quad (21)$$

Деформація голки від скручування п'ятки може бути визначена з умови:

$$\delta_3 = 0,5l_2\varphi_1, \quad (22)$$

де φ_1 - кут закручування п'ятки, згідно з (16) $\varphi_1 = \frac{Pl_2h_2}{2GJ_{k4}}$;

J_{k4} - момент інерції при скручуванні перетину п'ятки,

$$J_{k4} = \frac{1}{3} \left(\frac{l_2}{\Delta} - 0,63 \right) \Delta^4. \quad (23)$$

Використовуючи принцип незалежності дії сил, сумарна деформація δ голки в зоні удару (уздовж осі перпендикулярної осі стержня) становить:

$$\delta = \delta_1 + \delta_2 + \delta_3. \quad (24)$$

Податливість голки δ' відповідно буде дорівнювати: $\delta' = \delta / P$. (25)

Отримані результати можуть бути використані для розв'язання задачі по визначенню податливості системи голка-клин механізму в'язання з використанням модернізованих голок з потоншенням стержня, що необхідно для знаходження динамічних навантажень у петлетвірних системах як круглов'язальних так і плосков'язальних машин.

Використовуючи отримані результати теорії, визначимо ефективність застосування в петлетвірних системах круглов'язальних машин типу КО голок з потоншенням стержня в зоні п'ятки.

Як показали дослідження автора [3], для голок поз. 0–388, що використовуються в машинах типу КО, раціональними параметрами потоншення стержня є: довжина ділянки потоншення $l = 10$ мм; товщина стержня голки в зоні потоншення $\Delta = 0,4$ мм.

Для цього випадку деформація голки в зоні удару об кулірний клин з кутом профілю $\alpha = 56^0$ становить (при розрахунках прийняті наступні значення вихідних параметрів: $h = 3,6$; $h_1 = 6,5$; $l_1 = 3,5$; $l_2 = 3,0$; $l_3 = 3,5$; $a = 1,5$ мм):

$$\delta = (\delta_1 + \delta_2 + \delta_3) \operatorname{tg} \alpha = (1420 + 550 + 1260) \operatorname{tg} 56^0 \cdot 10^{-6} P = 4789 \cdot 10^{-6} P \text{ мм.}$$

Податливість пари голка-клин круглов'язальної машини КО при наявності в циліндрі голок з потоншенням ($l = 10$ мм; $\Delta = 0,4$ мм) згідно з (25) дорівнює $\delta' = 4789 \cdot 10^{-6}$ мм/Н, що в 6,6 рази більше податливості пари голка-клин з голками поз. 0–388, при яких $\delta'_c = 725 \cdot 10^{-6}$ мм/Н [5].

При цьому коефіцієнт n зниження динамічних навантажень у в'язальних системах машин типу КО при застосуванні голок з потоншенням згідно з [3] становить:

$$n_I = \sqrt{\frac{\delta'}{\delta'_c}} = \sqrt{\frac{4789 \cdot 10^{-6}}{725 \cdot 10^{-6}}} = 2,57,$$

що свідчить про високу ефективність використання запропонованих голок для зниження динамічних навантажень в в'язальних системах круглов'язальних машин.

Висновки. Запропонована конструкція голки в'язальної машини з потоншенням стержня в зоні п'ятки здатна суттєво знизити динамічні навантаження в парі голка-клин (для круглов'язальних машин типу КО в 2,57 рази), що позитивно впливає на підвищення ефективності роботи в'язальних машин та якості продукції.

Запропонований метод оцінки впливу конструкції голки з потоншенням стержня на динамічні навантаження в механізмі в'язання в'язальної машини може бути використаний для вирішення питань удосконалення голок як круглов'язальних, так і плосков'язальних машин та автоматів.

Список використаних джерел

1. Мойсеєнко Ф.А. Проектування в'язальних машин. – Харків: Основа, 1994. – 336 с.
2. Хомяк О.Н., Піпа Б.Ф. Повышение эффективности работы вязальных машин. - М.: Легпромбытиздат, 1990. - 209 с.
3. Піпа Б.Ф., Плешко С.А. Удосконалення робочих органів механізмів в'язання круглов'язальних машин. – К.: КНУТД, 2012. – 470 с.
4. Піпа Б.Ф., Зацепкіна Н.М., Гайдайчук І.П., Плешко С.А. Вплив конструкції голки в'язальної машини на довговічність її роботи. //Вісник КНУТД. - 2012. - № 6 (68). – С.55-59.
5. Плешко С.А., Піпа Б.Ф. Ефективність використання голок в'язальних машин з двома пружними п'ятками. //Вісник ХНУ. - 2011. - № 6. – С.135-139.
6. Писаренко Г.С., Квітка О.Л. Опір матеріалів.–К.: Вища школа.–1993.– 655 с.
7. Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. Справочник по сопротивлению материалов. – К.: Наукова думка, 1988. – 736 с.

СНИЖЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК В ПАРЕ ИГЛА-КЛИН ВЯЗАЛЬНОЙ МАШИНЫ ПУТЕМ УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ИГЛ

ПЛЕШКО С.А.

Киевский национальный университет технологий и дизайна

Цель. Оценка влияния иглы вязальной машины с утонением стержня в зоне пятки на динамические нагрузки в паре игла-клин.

Методика. Используются современные методы теории упругости и контактного взаимодействия упругого тела (иглы вязальной машины) с клином.

Результаты. На основе анализа взаимодействия игл вязальных машин с клиньями установлено, что снижение динамических нагрузок, возникающих в зоне удара иглы о клин, можно достичь путем усовершенствования конструкции самой иглы. При этом, как показывают исследования, совершенствование игл целесообразно подчинить двум направлениям.

Научная новизна. Впервые разработана новая конструкция иглы вязальной машины с утонением стержня в зоне пятки.

Практическая значимость. Разработанная новая конструкция иглы уменьшает динамические нагрузки пары игла-клин.

Ключевые слова: вязальная машина, игла вязальной машины, клин вязальной машины, жесткость пары игла-клин вязальной машины, динамические нагрузки в паре игла-клин.

REDUCE DYNAMIC LOADS IN A PAIR NEEDLE-WEDGE KNITTING MACHINE BY IMPROVING NEEDLES

PLESHKO S.A.

Kyiv National University of Technologies and Design

Purpose. Assessing the impact of a needle knitting machine with thinning of the rod in the heel area to dynamic loads in a pair of needle-wedge.

Methodology. Modern methods of elasticity theory and the contact interaction of elastic body (needle knitting machine) with a wedge.

Findings. Based on the analysis of interaction of the needles of knitting machines with wedges found that reducing the dynamic loads encountered in the area of the wedge pin of the needle can be achieved by improving the design of the needle. At the same time, studies show that improving the needle is advisable to subdue two fronts - reducing the mass of the needle and lower stiffness of the heel.

Scientific novelty. For the first time developed a new design of the needle knitting machine with a thickening of the rod in the heel area.

Practical value. A new needle design reduces the dynamic loads pair needle-wedge.

Key words: knitting machines, needle knitting machine, knitting machine wedge, rigidity of the pair-wedge needle knitting machine, dynamic loads in a pair of needle-wedge.