

3. Інспекцією Держенергонагляду у Запорізькій області було виявлено 126 випадків експлуатації ТМ з порушеною ізоляцією трубопроводів:

- III 32 мм –	1177 м
- III 57 мм –	1070 м
- III 76 мм –	2828 м
- III 159 мм –	589 м
- III 325 мм –	399 м

Відновлення її дало змогу зберегти орієнтовно 634 т.у.п.

4. Інспекцією Держенергонагляду у Харківській області було виявлено 40 випадків експлуатації ТМ з порушеною ізоляцією трубопроводів:

- III 100 мм –	72 м
- III 133 мм –	18 м
- III 159 мм –	35 м
- III 216 мм –	20 м
- III 273 мм –	14 м
- III 325 мм –	22 м

Відновлення її дало змогу зберегти орієнтовно 41 т.у.п.

У сумі загальна економічна ефективність від відновлення суб'єктами господарювання ізоляції трубопроводів ТМ по виявленим випадкам становить 5749 тон умовного палива.

Висновки

1. Даний розрахунок дозволяє визначити економію теплової енергії за рахунок зменшення невикористаних втрат тепла у теплових мережах та теплоенергетичному обладнанні.

2. Наведена методика має певні припущення, однак є доцільною для підрахунку орієнтовних втрат тепла при проведенні заходів державного нагляду.

Література

1. Тепловая изоляция оборудования и трубопроводов : СНиП 2.04-14-88.
2. Строительная климатология и геофизика : СНиП 2.01.01-80.
3. Нормування витрат палива на виробництво та відпуск теплової енергії котельнями теплового господарства: КТМ 204 Україна 246-99 : 1999. – Офіц. вид. : К. : Держ-й комітет будівництва, архітектури та житлової політики України, 1999. – 82 с. – (Галузева методика Держкомбудархітектури України).

Надійшла 7.11.2012 р.

Рецензент: д.т.н. Троцишин І.В.

УДК 677.055`

А.К. КАРМАЛІТА

Хмельницький національний університет

А.І. МАРЧЕНКО

Київський національний університет технологій та дизайну

ВПЛИВ КОНСТРУКЦІЇ ГОЛКИ В'ЯЗАЛЬНОЇ МАШИНИ НА ЗНИЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ У МЕХАНІЗМІ В'ЯЗАННЯ

Наведено результати досліджень впливу конструкції голки в'язальної машини на динамічні навантаження, зумовлені ударною взаємодією голки з клинами механізму в'язання. Запропонована конструкція голки з п'яткою-вставкою, виконаною у вигляді дрітної петлі, здатної суттєво знизити динамічні навантаження у механізмі в'язання. Наведено розрахунки, що підтверджують працездатність та ефективність роботи такої голки.

Ключові слова: в'язальна машина, круглов'язальна машина, голка в'язальної машини, клин механізму в'язання, динамічні навантаження.

The effects of design needle knitting machine to dynamic loads due to shock interaction with wedges mechanism needles knitting. The design of the heel needle-insertion made in the form of wire loops that can significantly reduce the dynamic loads in the mechanism of knitting. Calculations confirming the efficiency and the effectiveness of such needles.

Keywords: knitting machine, circular machine needles knitting machines, knitting wedge mechanism, dynamic loads.

Особливістю роботи в'язальних машин, зокрема круглов'язальних, є значні динамічні навантаження, що виникають при взаємодії голок з клинами механізму в'язання та впливають на ефективність роботи в'язальних машин і на якість трикотажного полотна [1– 3]. Ефективним вирішення питання зниження динамічних навантажень у механізмі в'язання є удосконалення конструкції голок [4– 6]. З цією метою автори [6] пропонують заміну конструкцію суцільних голок голками, п'ятка яких виконана у вигляді окремого елемента – п'ятки-вставки. Недоліком таких конструкцій голок є те, що п'ятка-вставка виконана суцільною з листової сталі, що не може ефективно вплинути на зниження динамічних

навантажень. Зниження жорсткості п'ятки тут досягається за рахунок зменшення товщини вставки, що для в'язальних машин високих класів не завжди допустимо. Крім того, недоліком відомих конструкцій голок є низька ефективність змащення пари тертя п'ятка голки – клин.

Об'єкт та методи дослідження

Об'єктом досліджень обрано аналіз впливу конструкції голки в'язальної машини на зниження динамічних навантажень у механізмі в'язання, зумовлених ударною взаємодією голки з клинами. При проведенні досліджень та вирішенні завдань, поставлених у даній роботі, були використані сучасні методи теоретичних досліджень, що базуються на теорії проектування в'язальних машин та теорії динаміки механічних систем з пружними в'язями.

Постановка завдання

Завданням досліджень стало аналітичне дослідження впливу конструкції голки в'язальної машини на величину динамічних навантажень, зумовлених ударною взаємодією голок з клинами.

Результати та їх обговорення

Знизити, з метою підвищення ефективності роботи в'язальних машин, динамічні навантаження, зумовлені ударною взаємодією голок з клинами, автори пропонують шляхом використання нової конструкції голки з п'яткою-вставкою, виконаною із дроту у вигляді петлі з відгинами (рис. 1).

Виконання п'ятки-вставки із дроту у вигляді петлі дозволяє значно знизити її жорсткість та підвищити демпфіруючу здатність у момент ударної взаємодії з клинами механізму в'язання. Крім того, в процесі в'язання паз голки, куди встановлюється п'ятка-вставка, та петля п'ятки-вставки заповнюються пухом від перероблюваної сировини, який разом з мастилом утворює ефект "фітільного" змащення [7]. Все це призводить до зниження ударних навантажень в зоні взаємодії голок з клинами і, таким чином, підвищує ефективність роботи в'язальної машини та якість трикотажного полотна.

Проаналізуємо вплив запропонованої конструкції голки на податливість (величина зворотна жорсткості) пари голка – клин в'язальної машини і, відповідно, на зниження динамічних навантажень.

Оскільки податливість клина значно менша податливості голки [4], податливість пари голка – клин визначається податливістю п'ятки-вставки (рис. 2):

$$l = l_x \operatorname{tg} \alpha + l_y, \quad (1)$$

де l – податливість п'ятки-вставки в зоні взаємодії з клином (зона удару);

l_x , l_y – складові податливості п'ятки-вставки вздовж осей X та Y відповідно;

α – кут профілю клина.

Складові податливості п'ятки-вставки знаходяться із умови:

$$l_x = \frac{d_x}{F_x}; \quad l_y = \frac{d_y}{F_y}, \quad (2)$$

де d_x , d_y – деформація п'ятки-вставки в зоні удару об клин вздовж осей X та Y відповідно;

F_x , F_y – горизонтальна та вертикальна складові сили удару п'ятки-вставки об клин.

Для знаходження деформації d_y реальну конструкцію п'ятки-вставки представимо у вигляді розрахункової схеми,

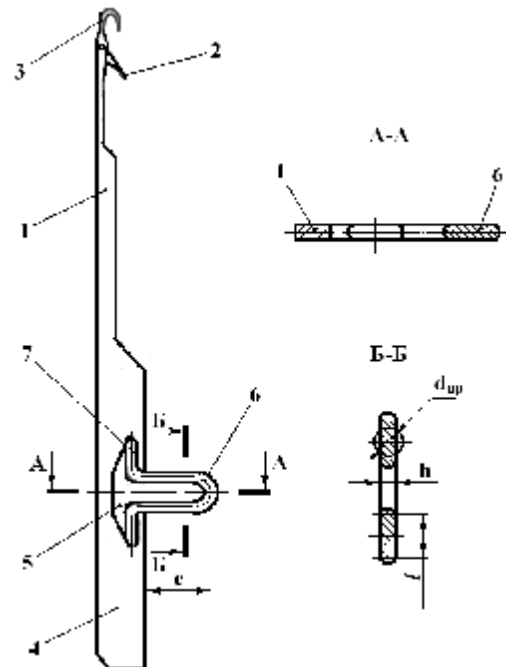


Рис. 1. Голка в'язальної машини з п'яткою-вставкою:

1 – стержень голки; 2 – язичок; 3 – крючок; 4 – хвостик; 5 – паз; 6 – п'ятка-вставка

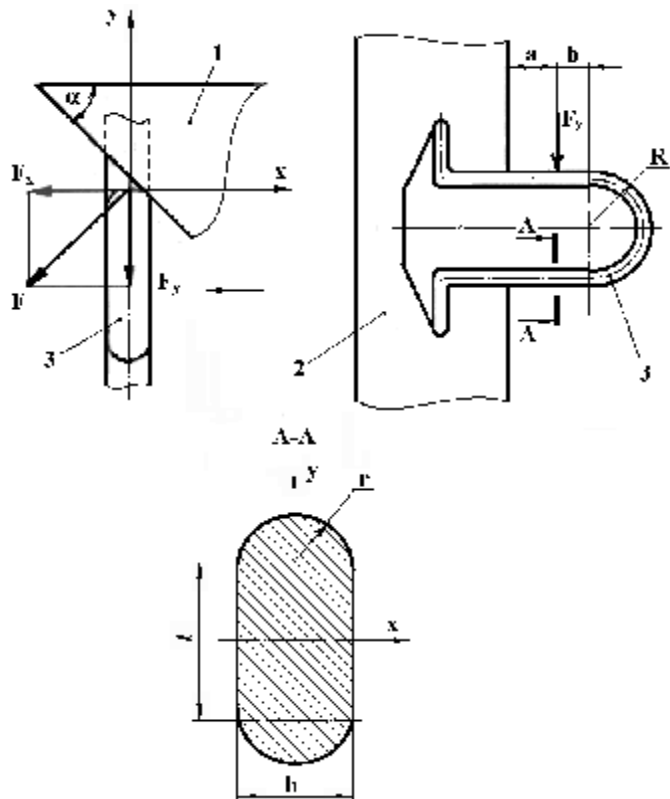


Рис. 2. Схема взаємодії голки з клином: 1 – клин; 2 – стержень голки; 3 – п'ятка-вставка

зображеної на рис. 3.

Використовуючи енергетичні методи переміщень [8], можна одержати:

$$d_y = \frac{F_y}{EJ_x} \left(\frac{b^3}{3} + b^2Rp + \frac{1}{2}R^3p + b^2c - bc^2 + \frac{c^3}{3} + 4bR^2 \right), \quad (3)$$

де E – модуль пружності матеріалу п'ятки-вставки;

J_x – момент інерції перетину дроту, з якого виготовлена п'ятка-вставка, відносно осі X ;

$b, c = a + b, R$ – розміри п'ятки-вставки (рис. 2).

Для зручності знаходження деформації d_x розкладемо основну систему, що являє собою раму (рис. 4), на дві складові: раму з симетричним навантаженням (рис. 5) і раму з косиметричним навантаженням (рис. 6).

Рама з симетричним навантаженням є статично визначеною системою, а рама з косиметричним навантаженням – статично невизначеною. Тому в перерізі А рами (рис. 6) будуть мати місце косиметричні фактори: X_1 (крутний момент); X_2 (поперечна сила).

Рівняння для знаходження невідомих X_1, X_2 являють собою рівняння переміщень в канонічному виді [8]:

$$\begin{aligned} d_{11}X_1 + d_{12}X_2 + d_{1F_y} &= 0; \\ d_{21}X_1 + d_{22}X_2 + d_{2F_y} &= 0, \end{aligned} \quad (4)$$

де

$$d_{11} = 2 \left(\frac{pR}{4EJ_y} + \frac{c}{EJ_y} + \frac{pR}{4GJ_p} \right); \quad (5)$$

$$d_{22} = \frac{2}{EJ_y} \left(\frac{R^3p}{4} + R^2c + Rc^2 + \frac{c^3}{3} \right) + \frac{2}{GJ_p} \left(\frac{3R^3p}{4} - 2R^3 + R^2c \right); \quad (6)$$

$$d_{12} = d_{21} = \frac{2}{EJ_y} \left(\frac{R^2p}{4} - Rc - \frac{c^2}{2} \right) + \frac{2R^2}{GJ_p} \left(1 - \frac{p}{4} \right); \quad (7)$$

$$d_{1F_y} = -\frac{F_x a^2}{2EJ_y}; \quad (8)$$

$$d_{2F_y} = \frac{F_x}{EJ_y} \left(\frac{Ra^2}{2} + \frac{ba^2}{2} + \frac{a^3}{3} \right); \quad (9)$$

G – модуль пружності матеріалу п'ятки-вставки при зсуву;

J_p – полярний момент інерції перерізу дроту, з якого виготовлена п'ятка-вставка,

$$J_p = J_x + J_y. \quad (10)$$

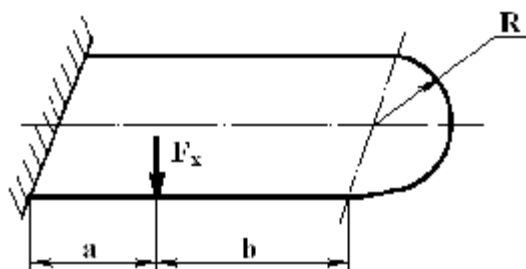


Рис. 4. Розрахункова схема для знаходження деформації п'ятки-вставки d_x

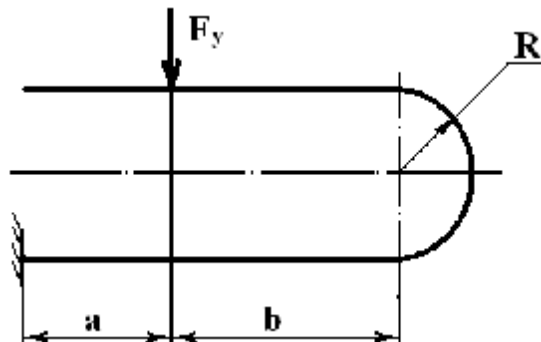


Рис. 3. Розрахункова схема для знаходження деформації п'ятки-вставки d_y

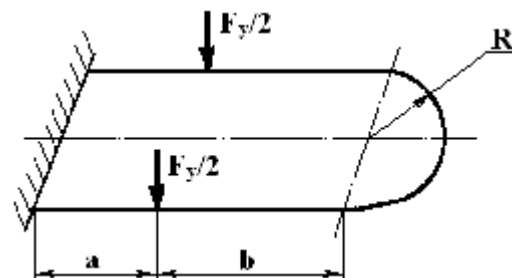


Рис. 5. Розрахункова схема для знаходження деформації п'ятки-вставки d_{1x} (рама з симетричним навантаженням)

Із системи рівнянь (4) знаходимо:

$$X_1 = T = \frac{F_x}{EJ_y} \left(\frac{d_{12}}{d_{11}} \cdot A + \frac{a^2}{2d_{11}} \right); \quad (11)$$

$$X_2 = Q = -\frac{F_x}{EJ_y} \cdot A, \quad (12)$$

де T – крутний момент; Q – поперечна сила;

$$A = \frac{d + \frac{d_{21}a^2}{2d_{11}}}{\frac{d_{12}^2}{d_{11}} + d_{22}};$$

$$d = \frac{Ra^2}{2} + \frac{ba^2}{2} + \frac{a^3}{3}. \quad (13)$$

При знаходженні деформації п'ятки-вставки в напрямку сили F_x при ударі об клин (рис. 4) сумуємо результати рішень для симетричного (рис. 5) і косиметричного (рис. 6) навантажень.

Остаточно величина деформації п'ятки-вставки при ударі об клин вздовж осі X знаходиться із виразу:

$$d_x = \frac{F_x}{EJ_y} \left(\frac{a^3}{3} + \frac{Ta^2}{2F_x} + \frac{Qd}{F_x} \right). \quad (14)$$

Знайдемо податливість пари голка-клин (п'ятки-вставки) стосовно круглов'язальної машини типу КО при взаємодії голки з кулірним клином. При цьому в якості вихідних даних [9] та конструктивних міркувань приймаємо: модуль пружності матеріалу п'ятки-вставки $E = 2,2 \cdot 10^5$ МПа; модуль пружності матеріалу п'ятки-вставки при зсуву $G = 8,1 \cdot 10^4$ МПа; розміри перерізу дроту, з якого виготовлена п'ятка-вставка: $l = 0,5$ мм; $h = 0,5$ мм; $r = 0,25$ мм; $K = h/l = 1$; розміри п'ятки-вставки: $a = 1,5$ мм; $b = 3$ мм; $c = 4,5$ мм; $R = 1$ мм; кут кулірного клина в зоні удару $\alpha = 56^\circ$.

Враховуючи форму перерізу дроту п'ятки-вставки (рис. 2), згідно з [8], знаходимо:

$$J_x = 3095 \cdot 10^{-5} \text{ мм}^4; J_y = 827 \cdot 10^{-5} \text{ мм}^4; J_p = 392,2 \cdot 10^{-4} \text{ мм}^4.$$

Використовуючи одержані результати та рівняння (5)–(7), знаходимо:

$$d_{11} = 0,6304 \cdot 10^{-2}; d_{22} = 6,4517 \cdot 10^{-2}; d_{12} = d_{21} = -1,5078 \cdot 10^{-2}.$$

З виразу (13) знаходимо:

$$d = 5,625; A = 29,17.$$

Тоді, використовуючи (11), (12), знаходимо:

$$T = 0,0597 F_x; Q = -0,016 F_x.$$

Підставляючи одержані результати в (14), знаходимо:

$$d_x = 6,0578 \cdot 10^{-4} F_x, \text{ мм.}$$

Деформацію п'ятки-вставки вздовж осі Y при ударі об клин знаходимо, використовуючи рівняння (3):

$$d_y = 89,5434 \cdot 10^{-4} F_y, \text{ мм.}$$

Знаходимо податливість пари голка – клин в зоні їх взаємодії, використовуючи рівняння (1), (2):

$$l = (6,0578 \text{ tg } 56^\circ + 89,5434) \cdot 10^{-4} = 98,524 \cdot 10^{-4} \text{ мм/Н.}$$

Враховуючи, що при використанні існуючих голок поз. 0-388 в круглов'язальних машинах типу КО податливість пари голка – клин становить $l' = 7,25 \cdot 10^{-4}$ мм/Н [4], динамічні навантаження в механізмі в'язання, зумовлені ударною взаємодією голок нової конструкції (рис. 1) з клинами зменшуються в

$$n = \sqrt{\frac{l}{l'}} = \sqrt{\frac{98,524 \cdot 10^{-4}}{7,25 \cdot 10^{-4}}} = 3,68 \text{ раз.}$$

Висновки

Виконані дослідження дозволили встановити, що використання запропонованої конструкції голки з п'яткою-вставкою, виконаною у вигляді дрітної петлі, дозволяє:

1. підвищити надійність та довговічність роботи механізму в'язання в'язальної машини за рахунок

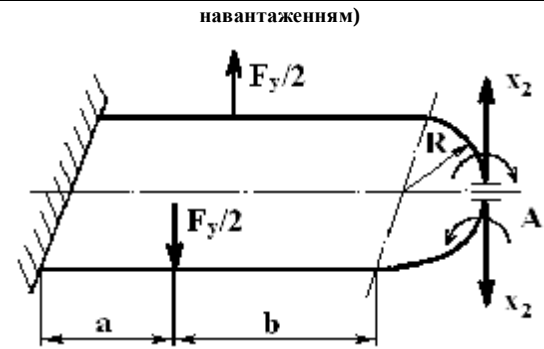


Рис. 6. Розрахункова схема для знаходження деформації п'ятки-вставки d_{2x} (рама з косиметричним навантаженням)

суттєвого зниження динамічних навантажень, зумовлених взаємодією голок з клинами;

2. підвищити продуктивність в'язальної машини за рахунок скорочення простоїв, зумовлених заміною голок при їх відмовах, що має місце в існуючих типах в'язальних машин;

3. підвищити якість трикотажного полотна та виробів за рахунок скорочення кількості відмов голок, зумовлених значними динамічними навантаженнями.

Література

1. Гарбарук В.Н. Проектирование трикотажных машин / Гарбарук В.Н. – Л. : Машиностроение, 1980. – 472 с.
2. Мильченко И.С. Основы проектирования трикотажных машин / Мильченко И.С. – М. : Ростехиздат, 1962. – 226 с.
3. Мойсеєнко Ф.А. Проектування в'язальних машин / Мойсеєнко Ф.А. – Харків : Основа, 1994. – 336 с.
4. Волощенко В.П. Эксплуатационная надежность машин трикотажного производства / Волощенко В.П., Пипа Б.Ф., Шипуков С.Т. – К. : Техніка, 1977. – 136 с.
5. Повышение надежности трикотажного оборудования / [Пипа Б.Ф., Волощенко В.П., Шипуков С.Т., Орлов В.А.]. – К. : Техника, 1983. – 112 с.
6. Хомяк О.Н. Повышение эффективности работы вязальных машин / О.Н. Хомяк, Б.Ф. Пипа. – М. : Легпромбытиздат, 1990. – 209 с.
7. Навасардян Г.С. Смазка швейных машин / Навасардян Г.С. – М. : Легкая индустрия, 1976. – 88 с.
8. Писаренко Г.С. Справочник по сопротивлению материалов / Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. – К. : Наукова думка, 1975. – 704 с.
9. Машины кругловязальные типа КО-2. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. – Черновцы, 1992. – 86 с.

Надійшла 13.11.2012 р.

Рецензент: д.т.н. Параска Г.Б.

УДК 628.387

А.А. НЕСТЕР, А.П. БІЛИК

Хмельницький національний університет

С.П. ДЕМЧИК

Рівненський державний гуманітарний університет

МАСОПЕРЕНОС ВОДНИХ РОЗЧИНІВ У ДВОШАРОВИХ ФІЛЬТРАХ

Розглянуто процеси масопереносу у двошарових фільтрах при відновленні водних розчинів з застосуванням математичних методів аналізу.

Ключові слова: масоперенос, друковані плати, фільтрування.

The processes of mass transfer in two-layer filters during restoring of water solutions are described using mathematical analysis methods.

Keywords: mass transfer, printed circuits, filtering.

Вступ. При відновленні водних розчинів травлення друкованих плат і створенні маловідходних процесів використання водних ресурсів, необхідно постійне фільтрування розчинів. Фільтрування через пористі середовища є одним з найбільш ефективних способів розв'язання різноманітних проблем, пов'язаних з вилученням з рідин завислих та колоїдних частинок, а також домішок молекулярного та іонного ступеня дисперсності. Проте досягти помітного прогресу в даному напрямку суто емпіричним шляхом чи в межах існуючих гранично ідеалізованих математичних моделей із залученням тільки елементарних теоретичних методів неможливо. Проблеми фільтрування виключно складні і потребують міждисциплінарних підходів і не можуть успішно вирішуватися в межах окремих дисциплін. Перспектива розвитку теорії і практики процесів фільтрування через пористі середовища полягає у підвищенні адекватності існуючих математичних моделей шляхом їх узагальнення, введені нових моделей, які враховують досягнення суміжних з водопостачанням дисциплін, та у застосуванні до них методів аналізу, випробуваних у фундаментальних галузях науки. Відомі лише поодинокі спроби опису роботи фільтрів зі складними законами функціонування в складних технологічних умовах експлуатації.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Аналіз патентної й науково-технічної літератури показав, що питаннями фільтрування відпрацьованих водних розчинів впритул не займаються. Відомі лише окремі теоретичні роботи в яких аналізуються частинні випадки теорії процесів фільтрування через пористі середовища із змінною швидкістю режиму [1].

Постановка завдання: З огляду на існуюче положення на підприємствах доцільне створення локальних маловідходних систем водного господарства працюючих в автоматичному режимі та з