

П. Поломошных. – К., 1978. – 22 с.

10. Белокуров В.П. Развитие теоретических основ и разработка методов определения вязкоупругости материалов легкой промышленности в квазистатическом и динамическом резонансном режиме: автореф. дис. на соискание науч. степени доктора техн. наук: спец. 05.19.01 “Материаловедение производств текстильной и легкой промышленности” / В. П. Белокуров. – М., 2007. – 49 с.

11. Колесникова П. А. Эксплуатационные свойства тканей и современные методы их оценки / Колесникова П. А. – М.: Ростехиздат, 1960. – 475 с.

12. Кукин Г. Н. Учение о волокнистых материалах / Г. Н. Кукин, А. Н. Соловьев – М.: Гизлегпром, 1949. – 377 с.

Надійшла 14.3.2011 р.

УДК 677.055

Б.Ф. ППА, В.П. МІСЯЦЬ

Київський національний університет технологій та дизайну

ЗНИЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ НАПРУЖЕНЬ У ГОЛЦІ В'ЯЗАЛЬНОЇ МАШИНИ

Представлено результати досліджень впливу жорсткості системи голка – клин на динамічні напруження, що виникають у голці в'язальної машини при ударі її об клин.

The results of researches of influence of inflexibility of the system are presented a needle is a wedge on dynamic tensions which arise up in the needle of knitting machine at the blow of it at a wedge.

Ключові слова: голка в'язальної машини, удар голки об клин, ударні хвилі напружень, динамічні напруження.

Вступ

Особливістю роботи голки в'язальної машини є ударна взаємодія її з клином [1– 7]. При цьому в момент удару голки об клин у її стержні виникають ударні хвилі напружень (динамічні напруження [8]), що є однією із основних причин відмовлення голок (руйнування гачка голки). Існуючий метод визначення величини динамічних напружень, що виникають у стержні голки при ударі її об клин, недосконалий, оскільки при цьому розглядається випадок жорсткого удару голки (стержня) об клин. У дійсності ж при ударі голки об клин має місце пружний удар, зумовлений жорсткістю системи голка-клин. Тому питання досліджень впливу жорсткості системи голка – клин на динамічні напруження, що виникають в голці при взаємодії її з клином, є актуальним для теорії проектування в'язальних машин.

Об'єктом досліджень обрана пара голка – клин в'язальної машини та аналіз впливу її жорсткості на динамічні напруження у стержні голки.

При розв'язанні задач, поставлених у даній роботі були використані сучасні методи теоретичних досліджень, що базуються на теорії удару, пружності та опору матеріалів.

Завданням досліджень стало удосконалення теорії ударної взаємодії голки в'язальної машини з клином з метою оцінки впливу жорсткості системи голка – клин на величину динамічних напружень, що виникають при цьому у голці.

Основний розділ

При розгляді питання розповсюдження хвиль напружень, що виникають у момент удару, розглянемо стержень, схема якого представлена на рис. 1, а. Вісь стержня приймаємо за вісь Х. Сила удару прикладена до точки О стержня.

За початкові умови приймаємо: при $t = 0$

$$u = 0; \quad \frac{\partial u}{\partial t} = 0;$$

$$\text{гранична умова (при } x = 0): \quad EF \frac{\partial u}{\partial x} = -N(t),$$

де $u = u(x, t)$ – подовжнє переміщення перетину стержня при ударі;

E – модуль нормальної пружності матеріалу стержня;

F – площа поперечного перерізу стержня;

$$\frac{\partial u}{\partial x} = e \text{ – відносне подовження стержня;}$$

$N(t)$ – зусилля стиску, зумовлене ударом.

Очевидно: $N(t) \equiv 0$ при $t \leq 0$.

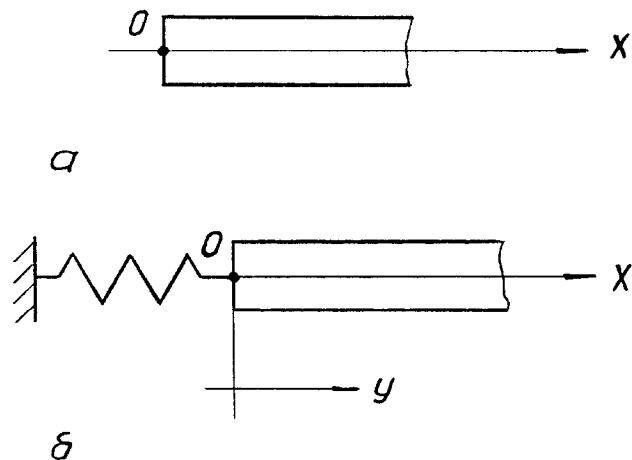


Рис. 1. До аналізу процесу поширення пружної подовжньої хвилі напружень у стержні голки в'язальної машини: а – при жорсткому ударі голки об клин; б – при пружному ударі голки об клин

Переміщення перетинів стержня в момент удару описується диференціальним рівнянням:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = a^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2}, \quad (1)$$

де $a = \sqrt{\frac{E}{\rho}}$ – швидкість поширення звуку в матеріалі стержня;

ρ – масова погонна щільність матеріалу стержня.

Припустимо, що вздовж стержня поширюється подовжня хвиля:

$$u = f(x - at), \quad (2)$$

що задовольняє рівняння (1).

Тоді рівняння руху перетинів стержня можна представити у вигляді:

$$\frac{\partial u}{\partial x} - f'(x - at). \quad (3)$$

Розв'язуючи рівняння (3) з використанням граничних умов, маємо:

$$EFf'(-at) = -N(t).$$

Звідки:

$$f'(-at) = -\frac{N(t)}{EF}. \quad (4)$$

Вираз (4) запишемо у вигляді:

$$-\frac{1}{a} \cdot \frac{d}{dt} f(-at) = -\frac{N(t)}{EF}.$$

Або у вигляді:

$$\frac{d}{dt} f(-at) = \frac{aN(t)}{EF}. \quad (5)$$

Рішення рівняння (5) знайдемо, використовуючи метод варіації довільної постійної, проінтегрувавши:

$$f(-at) = \int_0^t \frac{aN(t)}{EF} dt = \frac{a}{EF} \int_0^t N(t) dt. \quad (6)$$

З рівняння (6) маємо:

$$f(x - at) = \frac{a}{EF} \int_0^{t - \frac{x}{a}} N(t) dt = u(x, t).$$

Використовуючи отриману залежність (6), можна знайти подовжнє переміщення перетинів стержня при ударі.

Розглянемо тепер випадок удару стержня з урахуванням його пружних властивостей (пружний удар) – рис. 1, б.

При ударі стержня подовжнє переміщення його перетинів визначається з умови:

$$W = u(x, t) + v_0 t,$$

або, враховуючи (6):

$$W = \frac{a}{EF} \int_0^{t - \frac{x}{a}} N(t) dt + v_0 t. \quad (7)$$

де W – подовжнє переміщення перетину стержня при ударі (пружний удар);

v_0 – початкова швидкість стержня (швидкість удару).

Зусилля стиску, зумовлене ударом, знаходиться з рівняння:

$$N(t) = cy(t), \quad (8)$$

де c – жорсткість стержня (пари голка– клин) в зоні удару.

Підставляючи (8) у (7), знаходимо:

$$W = \frac{ac}{EF} \int_0^{t - \frac{x}{a}} y(t) dt + v_0 t. \quad (9)$$

Рівняння (9) представимо у виді:

$$\frac{ac}{EF} \int_0^t y(t) dt + v_0 t = y(t). \quad (10)$$

Розв'язуючи рівняння (10), одержуємо:

$$\frac{ac}{EF} y(t) + v_0 = \frac{d}{dt} y(t),$$

або:

$$y'(t) - \frac{ac}{EF} y(t) = v_0. \quad (11)$$

Розв'язуючи (11), знаходимо:

$$y(t) = -\frac{EF}{ac} v_0 + A e^{\frac{ac}{EF} t}. \quad (12)$$

Постійну інтегрування A знаходимо, використовуючи початкові умови: при $t = 0$ $y(t) = 0$:

$$A = \frac{EF}{ac} v_0. \quad (13)$$

Підставляючи (13) у (12), маємо:

$$y(t) = \frac{EF}{ac} v_0 \left(-1 + e^{\frac{ac}{EF} t} \right). \quad (14)$$

Зусилля стиску визначимо, підставивши (14) у (8):

$$N(t) = \frac{EF}{a} v_0 \left(-1 + e^{\frac{ac}{EF} t} \right). \quad (15)$$

Напруження в перетинах стержня при ударі будуть дорівнювати:

$$s(t) = \frac{N(t)}{F} = \frac{E}{a} v_0 \left(-1 + e^{\frac{ac}{EF} t} \right). \quad (16)$$

Представивши голку у вигляді стержня кусочно-перемінного перетину, величину максимальних напружень у перетинах окремих i -х ділянок стержня, знаходимо з умови (враховуючи, що

$$s(t)_i = s_{i \max} \text{ при } t = \frac{2l_i}{a}:$$

$$s_{i \max} = \frac{E v_0}{a} \left(-1 + e^{\frac{2c l_i}{E F_i}} \right). \quad (17)$$

Аналізуючи отримані залежності (16), (17), доходимо висновку, що жорсткість системи голка–клин впливає на величину напружень у стержні голки, зумовлених ударною хвилею. При цьому зниження жорсткості зумовлює зниження величини напружень.

Як відомо [9], голка має складну геометричну форму. Тому при ударі голки об клин у її тілі виникає складне поле напружень, що залежить від геометричної форми голки. Отримані рівняння (16) і (17) є лише деяким наближенням опису процесу зміни напружень у тілі голки при ударі її об клин.

Однак отримані результати дозволяють зробити висновок, що зниження жорсткості системи голка–клин сприятливо впливає на підвищення довговічності голок в'язальних машин.

Література

1. Мильченко И.С. Основы проектирования трикотажных машин / Мильченко И. С. – М.: Ростехиздат, 1962. – 226 с.
2. Рабочие процессы трикотажных машин / [Далидович А. С. и др.]. – М.: Легкая индустрия, 1976. – 368 с.
3. Волощенко В.П. Эксплуатационная надежность машин трикотажного производства / Волощенко В. П., Пипа Б. Ф., Шипуков С. Т. – К.: Техніка, 1977. – 136 с.
4. Гарбарук В.Н. Проектирование трикотажных машин / Гарбарук В. Н. – Л.: Машиностроение, 1980. – 472 с.
5. Повышение надежности трикотажного оборудования / [Пипа Б. Ф., Волощенко В. П., Шипуков С. Т., Орлов В. А.]. – К.: Техніка, 1983. – 111с.

6. Хомяк О.Н. Повышение эффективности работы вязальных машин / О. Н. Хомяк, Б. Ф. Пипа – М.: Легпромбытиздат, 1990. – 208 с.
7. Мойсеєнко Ф.А. Проектування в'язальних машин / Мойсеєнко Ф. А. – Харків: Основа, 1994. – 336 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. Справочник трикотажника / [Крассий Г. Г. и др.]. – Киев: Техника, 1975. – 320 с.

Надійшла 13.3.2011 р.

УДК 677.055

Б.Ф. ПІПА, В.В. ЧАБАН, Г.І. ПАВЛЕНКО
Київський національний університет технологій та дизайну

ЗНИЖЕННЯ НАВАНТАЖЕНЬ ОПОРИ ГОЛКОВОГО ЦИЛІНДРА КРУГЛОВ'ЯЗАЛЬНОЇ МАШИНИ

Представлено результати досліджень з удосконалення конструкції привода круглов'язальної машини з метою зниження навантажень опори голкового циліндра. Запропоновано нову конструкцію привода, здатного практично повністю компенсувати радіальні та осьові навантаження опори голкового циліндра, та метод вибору необхідних його параметрів.

The results of researches are presented from the improvement of construction of machine with the purpose of decline of loadings of support of needle cylinder. The new construction of drive is offered, capable practically fully to compensate the radial and axial loadings of support of needle cylinder, and method of choice of his necessary parameters.

Ключові слова: круглов'язальна машина, голковий циліндр, опора голкового циліндра.

Вступ

Відомі приводи круглов'язальних машин, у яких передача руху голковому циліндру здійснюється за допомогою однієї пари циліндричних зубчастих передач [1– 3]. Недоліком таких конструкцій приводів є те, що при передачі руху голковому циліндру за допомогою однієї пари зубчастих циліндричних коліс на опору голкового циліндру діють значні осьові навантаження, зумовлені вагою голкового циліндра, зубчастого колеса та зусиллям відтяжки трикотажного полотна, які в окремих випадках перевищують 1000 Н. Крім того на опору голкового циліндра діють радіальні навантаження, зумовлені силами, що виникають в циліндричному зубчастому зачепленні (для круглов'язальних машин типу КО вони досягають 1704,5 Н [4]). Все це призводить до підвищеного зносу опор голкового циліндру, що викликає биття голкового циліндра і, як наслідок, поломку голково-платинових виробів та зниження якості трикотажного полотна.

Відомий також привід круглов'язальної машини [5], що містить електродвигун, кінематично зв'язаний за допомогою пасової передачі з шестернею, що входить в зачеплення з зубчастим колесом голкового циліндру, жорстко з'єднаним з рамою механізму товароприйому, що містить на верхніх кінцях пальці циліндричної форми, причому зубчаста передача виконана косозубою. Привід дозволяє усунути радіальне та осьове биття голкового циліндру і поломку голково-платинових виробів. Але суттєвим недоліком його є складність конструкції, що зумовлює низьку надійність та довговічність роботи привода, а також низький коефіцієнт корисної дії, зумовлений наявністю багатьох зубчастих та ланцюгових пар в ланці передачі руху від електродвигуна до голкового циліндра.

Таким чином питання розробки високонадійної та довговічної конструкції привода круглов'язальної машини, здатної ефективно знизити навантаження опори голкового циліндра, є актуальним для теорії проектування в'язальних машин.

Об'єктом досліджень обрано привід круглов'язальної машини та метод вибору його параметрів, здатних ефективно знизити навантаження опори голкового циліндра.

При розв'язанні задач, поставлених у даній роботі, були використані сучасні методи теоретичних досліджень, що базуються на теорії теоретичної механіки, деталей машин та проектування в'язальних машин.

Завданням досліджень стала розробка нової конструкції привода круглов'язальної машини та методу вибору його параметрів, здатних ефективно знизити навантаження опори голкового циліндра.

Основний розділ

В запропонованому приводі, кінематична схема якого представлена на рис. 1, рух голкового циліндра здійснюється за допомогою двох конічних пальців рами механізму товароприйому, розташованих діаметрально протилежно один відносно другого по краях голкового циліндра.

Привід круглов'язальної машини (рис. 1) містить електродвигун 1, кінематично зв'язаний за допомогою пасової передачі 2 з шестернею 3, що знаходиться в зачепленні з зубчастим колесом 4. Зубчасте колесо 4 жорстко з'єднане з рамою 5, на верхніх кінцях якої містяться кронштейни-водиля 6 з пальцями 7 конічної форми з меншими основами зверху. Пальці 7 встановлені в отвори 8 основи 9 голкового циліндра 10. На рамі 5 під основою 9 голкового циліндра 10 розташований механізм товароприйому 11, який