

нечіткі дані другого роду $f_{II}B$ з індикаторною функцією $I_{f_{II}B}(u_i)$, $u_i \in U$, $U = \{u_1, u_2, u_3, \dots, u_N\}$.

Висновки

Запропоновано архітектуру квантових нечітких інформаційних систем другого роду, що дає перспективні можливості для технічної обробки квантових нечітких даних другого роду.

ЛІТЕРАТУРА

1. Тэрано Т., Асаи К., Сугено М. Прикладные нечеткие системы. – М.: Мир, 1993.– 368с.
2. Bergmann M. An introduction many-valued and fuzzy logic: semantics, algebras, and derivation systems.– New York: Cambridge university, 2008. – 329p.
3. Кокин А.А. Твердотельные ядерные магнито-резонансные (ЯМР) ансамблевые квантовые компьютеры (исследование физических основ и проблем реализации): Автореф. докт. дис. – М., 2003.– 148с.
4. Квантовый компьютер и квантовые вычисления / Под ред. В.А.Садовниченко. – И.: Ижевская республиканская типография, 1999.– 288с.

Надійшла 02.07.2009

УДК 677.055

ВПЛИВ ЖОРСТКОСТІ ПАРИ ГОЛКА – КЛИН В'ЯЗАЛЬНОЇ МАШИНИ НА ДИНАМІКУ НАПРУЖЕНЬ У ГОЛЦІ ПРИ УДАРІ ЇЇ ОБ КЛИН

Б.Ф. ПППА

Київський національний університет технологій та дизайну

Представлено метод оцінки впливу жорсткості пари голка-клин в'язальної машини на динаміку напружень, що виникають у стержні голки під час ударної взаємодії її з клинами в'язальних систем. Встановлено, що підвищення довговічності голки можна досягти шляхом зниження жорсткості пари голка-клин

Ефективність роботи в'язальних машин, зокрема якість полотна, яке вони виробляють, великою мірою залежить від довговічності роботи голок [1, 2], яка, в свою чергу, залежить від динамічних навантажень, що виникають в зоні ударної взаємодії п'яток голок з клинами в'язальних систем. Як показують дослідження [3], ефективним шляхом зниження динамічних навантажень, що діють на голку під час роботи машини, є зниження жорсткості пари голка-клин. Проте питання впливу жорсткості пари голка-клин на динаміку напружень, які виникають при цьому в стержні голки, практично не досліджені, що створює відповідні проблеми при проектуванні круглов'язальних машин.

Об'єкти та методи дослідження

Об'єктом досліджень взято голку в'язальної машини та процес її взаємодії з клинами в'язальної машини. При вирішенні завдань, поставлених у цій роботі, було використано сучасні методи теоретичних досліджень, що базуються на теорії поширення хвиль напружень у плоских стержневих елементах при їх торцевому ударі.

Постановка завдання

Враховуючи доцільність підвищення довговічності роботи голок в'язальних машин шляхом зниження напружень, що виникають при їх ударній взаємодії з клинами, статтю присвячено розробці методу оцінки впливу жорсткості пари голка-клин в'язальної машини на динаміку напружень, які виникають в стержні голки під час удару.

Результати та їх обговорення

Дослідження [4, 5] та інші показали, що в момент удару трикотажної голки об клин у її стержні виникають ударні хвилі напружень, що є однією з основних причин відмови голок (руйнування гачка голки). При цьому при розв'язанні задачі визначення величини напружень, що виникають у стержні голки, розглядається випадок жорсткого удару голки (стержня) об клин. У дійсності ж при ударі голки об клин має місце пружний удар, зумовлений жорсткістю пари голка-клин.

При розгляді питання поширення хвиль напружень, що виникають у момент удару, розглянемо стержень, схема якого представлена на рисунку 1, а. Вісь стержня приймаємо за вісь X . Сила удару прикладена до точки O стержня.

За початкові умови приймаємо: при $t=0$ $u=0$; $\frac{\partial u}{\partial t}=0$; гранична умова (при $x=0$):

$$EF \frac{\partial u}{\partial x} = -N(t), \quad (1)$$

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

E – модуль нормальної пружності матеріалу стержня;

F – площа поперечного перерізу стержня;

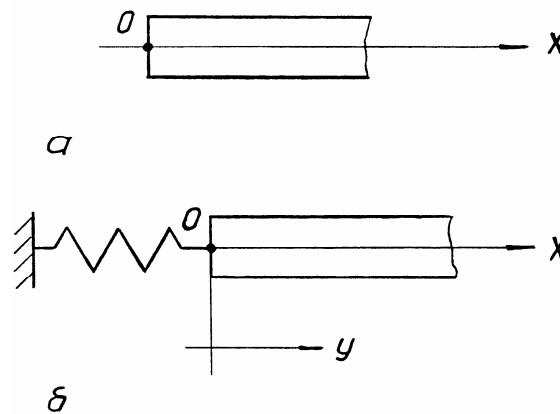


Рис. 1. Розрахункова схема до аналізу процесу поширення пружної позовжньої хвилі напружень у стержні голки в'язальної машини:

а – при жорсткому ударі голки об клин; **б** – при пружному ударі

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

$N(t)$ – сила стиску стержня, зумовлена ударом.

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

Переміщення перетинів стержня в момент удару описується диференціальним рівнянням:

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

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

ρ – масова погонна щільність матеріалу стержня. Припустимо, що вздовж стержня поширюється поздовжня хвиля:

$$u = f(x - at), \quad (3)$$

що задовольняє рівняння (2).

Тоді рівняння руху перетинів стержня можна представити у вигляді:

$$\frac{\partial u}{\partial x} = f'(x - at). \quad (4)$$

Розв'язуючи рівняння (4) з використанням граничних умов, маємо:

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

Звідки

$$f'(-at) = -\frac{N(t)}{EF}. \quad (5)$$

Вираз (5) запишемо у вигляді:

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

або у вигляді:

$$\frac{d}{dt} f(-at) = \frac{aN(t)}{EF}. \quad (6)$$

Розв'язок рівняння (6) знайдемо, використовуючи метод варіації довільної постійної, проінтегрувавши:

$$f(-at) = \int_0^t \frac{aN(\tau)}{EF} d\tau = \frac{a}{EF} \int_0^t N(\tau) d\tau. \quad (7)$$

З рівняння (7) маємо:

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

Використовуючи отриману залежність (7), можна знайти поздовжнє переміщення перетинів стержня при ударі.

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

При ударі стержня поздовжнє переміщення його перетинів визначається з умови:

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

або, враховуючи (7):

$$W = \frac{a}{EF} \int_0^{t-\frac{x}{a} \geq 0} N(\tau) d\tau + v_0 t, \quad (8)$$

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

v_0 – початкова швидкість стержня (швидкість удару).

Силу стиску стержня, зумовлену ударом, знаходимо з рівняння:

$$N(t) = cy(t), \quad (9)$$

де c – жорсткість стержня в зоні удару.

Підставляючи вираз (9) у (8), знаходимо:

$$W = \frac{ac}{EF} \int_0^{t-\frac{x}{a} \geq 0} y(\tau) d\tau + v_0 t. \quad (10)$$

Рівняння (10) представимо у вигляді:

$$\frac{ac}{EF} \int_0^t y(\tau) d\tau + v_0 t = y(t). \quad (11)$$

Розв'язуючи рівняння (11), одержуємо:

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

або:

$$y'(t) - \frac{ac}{EF} y(t) = v_0. \quad (12)$$

Розв'язуючи вираз (12), знаходимо:

$$y(t) = -\frac{EF}{ac} v_0 + A e^{\frac{ac}{EF} t}. \quad (13)$$

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

$$A = \frac{EF}{ac} v_0. \quad (14)$$

Підставляючи вираз (14) у (13), маємо:

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

Силу стиску стержня визначимо, підставивши (15) у (9):

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

Напруження в перетинах стержня при ударі будуть дорівнювати:

$$\sigma(t) = \frac{N(t)}{F} = \frac{E}{a} v_0 \left(-1 + e^{\frac{ac}{EF}t} \right). \quad (17)$$

Представивши голку у вигляді стержня кусочно-змінного перетину [5], величину максимальних напружень $\sigma_{i\max}$ у перетинах окремих ділянок l_i стержня знаходимо з умови (враховуючи, що

$$\sigma(t)_i = \sigma_{i\max} \quad \text{при } t = \frac{2l_i}{a}:$$

$$\sigma_{i\max} = \frac{Ev_0}{a} \left(-1 + e^{\frac{2cl_i}{EF_i}} \right). \quad (18)$$

Висновки

Аналізуючи отримані залежності (17), (18), доходимо висновку, що жорсткість пари голка-клин впливає на величину напружень у стержні голки, зумовлених ударною хвилею. При цьому зниження жорсткості зумовлює зниження величини напружень.

Як відомо, 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 (17) і (18) є лише деяким наближенням опису процесу зміни напружень у тілі голки при ударі її об клин. Однак отримані результати уможливають зробити висновок, що зниження жорсткості системи голка-клин сприятливо впливає на підвищення довговічності в'язальних голок.

ЛІТЕРАТУРА

1. Волощенко В.П., Пипа Б.Ф., Шипуков С.Т. Эксплуатационная надежность машин трикотажного производства. – К.: Техніка, 1977. – 136 с.
2. Пипа Б.Ф., Волощенко В.П., Шипуков С.Т., Орлов В.А. Повышение надежности трикотажного оборудования. – К.: Техника, 1983. – 112 с.
3. Хомяк О.Н., Пипа Б.Ф. Повышение эффективности работы вязальных машин. - М.: Легпромбытиздат, 1990. - 209 с.
4. Петров Е.И. Об условиях работы вязальных игл. //Текстильная пром-сть, 1959. – № 3. с. 25-28.
5. Петров Ю.И., Петров Е.И. Волны напряжений в стержневых деталях машин при продольном ударе. //Известия вузов. Машиностроение, 1959. – № 5. – с. 11–24.

Надійшла 15.06.2009