

## ЛІТЕРАТУРА

1. Гарбарук В.Н. Проектирование трикотажных машин. – Л.: Машиностроение, 1980. – 472 с.
2. Хомяк О.Н., Пипа Б.Ф. Повышение эффективности работы вязальных машин. – М.: Легпромбытиздат, 1990. – 208 с.
3. Волощенко В.П., Пипа Б.Ф., Шипуков С.Т. Эксплуатационная надежность машин трикотажного производства. - К.: Техніка, 1977. - 136 с.
4. Кожевников С.Н. Динамика машин с упругими звеньями. - К.: Изд-во АН УССР, 1961. - 190 с.
5. Пипа Б.Ф., Хомяк О.М., Павленко Г.І. Динаміка круглов'язальних машин. – К: КНУТД, 2005. – 294 с.
6. Пановко Я.Г. Введение в теорию механических колебаний. – М: Наука, 1971. - 240 с.

Надійшла 24.06.2010

УДК 539:534.1

## ВИЗНАЧЕННЯ РЕЛАКСОВОЇ ЧАСТОТИ ВІЛЬНИХ КОЛИВАНЬ ПРУЖНОВ'ЯЗКОЇ ПЛАСТИНИ

А.В. СТЕЖКО

Київський національний університет технологій та дизайну

*У статті наведені результати визначення релаксованих частот коливань пружнов'язких пластин з урахуванням реологічних характеристик матеріалу*

*Об'єкти та методи дослідження*

У машинобудівних конструкціях застосування матеріалів із в'язкопружними властивостями невинно розширюється. Для опису реологічних властивостей реальних матеріалів і оцінки міцності конструкцій необхідно мати співвідношення, що зв'язують напруження, деформації і час. Вкладу теорії деформування матеріалів з реологічними властивостями присвячений ряд монографічних робіт з механіки суцільного середовища [1,2].

В роботі розглядаються деякі розрахункові випадки коливань пластин з урахуванням реологічних властивостей матеріалів.

При гармонійному навантаженні пружнов'язких пластин використовується спрощене рівняння пружнов'язкого тіла стосовно для двовірного напруженого стану, яке запишемо так:

$$\begin{aligned}\sigma_x + n\dot{\sigma}_x &= \frac{E}{1-\nu^2}(\varepsilon_x + \nu\varepsilon_y) + \frac{nH}{1-\nu^2}(\dot{\varepsilon}_x + \nu\dot{\varepsilon}_y), \\ \sigma_y + n\dot{\sigma}_y &= \frac{E}{1-\nu^2}(\varepsilon_y + \nu\varepsilon_x) + \frac{nH}{1-\nu^2}(\dot{\varepsilon}_y + \nu\dot{\varepsilon}_x), \\ \tau_{xy} + n\dot{\tau}_{xy} &= \frac{E}{2(1+\nu)}\gamma_{xy} + \frac{nH}{2(1+\nu)}\dot{\gamma}_{xy},\end{aligned}\quad (1)$$

де  $E$  – тривалий модуль пружності;  $H$  – миттєвий модуль пружності;  $n$  – час релаксації;  $\nu$  – коефіцієнт Пуассона, що відповідає часу релаксації.

### **Постановка завдання**

Враховуючи рівняння (1) і відомі співвідношення з теорії згину пластин [3], одержимо диференціальне рівняння вимушених коливань пружнов'язких пластин в такому вигляді:

$$\begin{aligned} & \mu \frac{\partial^2 W}{\partial t^2} + n\mu \frac{\partial^3 W}{\partial t^3} + D \left( \frac{\partial^4 W}{\partial x^4} + 2 \frac{\partial^4 W}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 W}{\partial y^4} \right) + \\ & + D^* \left( \frac{\partial^5 W}{\partial t \partial x^4} + 2 \frac{\partial^5 W}{\partial t \partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^5 W}{\partial t \partial y^4} \right) = F + n \frac{\partial F}{\partial t}, \end{aligned} \quad (2)$$

де  $W(x,y,t)$  – прогин;  $\mu$  – одинична маса;  $F$  – поперечне навантаження;  $h$  – товщина пластини;

$$D = \left( \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)} \right); D^* = \left( \frac{Hh^3}{12(1-\nu^2)} \right).$$

Розв’язок рівняння (2) знаходимо в формі

$$W = \sum_{i=1}^{\infty} \sum_{k=1}^{\infty} S_{ik}(t) W_{ik}(x, y), \quad (3)$$

де  $W_{ik}(x, y)$  – власні функції.

**Результати та їх обговорення**

Для власних функцій знайдемо таке рівняння:

$$\frac{\partial^4 W_{ik}}{\partial x^4} + 2 \frac{\partial^4 W_{ik}}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 W_{ik}}{\partial y^4} - \mu \frac{\omega_{ik}^2}{D} W_{ik} = 0 \quad (4)$$

Вибираємо поперечне навантаження у вигляді

$$F(x, y, t) = f_0(x, y) f(t),$$

де  $f_0(x, y)$  – амплітудна функція розподілення поперечного навантаження;  $f(t)$  – функція часу.

Для функції  $S_{ik}(t)$  знаходимо диференціальне рівняння

$$\begin{aligned} n \frac{d^3 S_{ik}}{dt^3} + \frac{d^2 S_{ik}}{dt^2} + n\omega_{ik}^2 \frac{dS_{ik}}{dt} + \omega_{ik}^2 S_{ik} &= \frac{h_{ik}}{\mu} \left( f + n \frac{df}{dt} \right), \\ h_{ik} &= \frac{\int_0^a \int_0^b f_0(x, y) W_{ik}(x, y) dx dy}{\int_0^a \int_0^b (W_{ik}(x, y))^2 dx dy}, \end{aligned} \quad (5)$$

де  $\omega_{ik}$  – частота власних коливань пластини,  $a, b$  – довжини сторін пластини відповідно.

Аналізуючи рівняння (4), (5), одержимо вираз для релаксованої частоти вільних коливань, який дає змогу оцінити вплив реологічних характеристик матеріалу пружнов’язкої пластини

$$\begin{aligned} \gamma_{ik} &= \frac{\sqrt{3}\omega_{ik}}{6} \left\{ -\frac{1}{(n\omega_{ik})^3} - \frac{9}{2}(2-\delta) \frac{1}{n\omega_{ik}} + 3\sqrt{3} \frac{1}{(n\omega_{ik})^2} \left[ 1 + q(n\omega_{ik})^2 + (1+\delta)^3 (n\omega_{ik})^4 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} - \\ &- \frac{\sqrt{3}\omega_{ik}}{6} \left\{ -\frac{1}{(n\omega_{ik})^3} - \frac{9}{2}(2-\delta) \frac{1}{n\omega_{ik}} - 3\sqrt{3} \frac{1}{(n\omega_{ik})^2} \left[ 1 + q(n\omega_{ik})^2 + (1+\delta)^3 (n\omega_{ik})^4 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}, \end{aligned} \quad (6)$$

де  $q = 2 - 5\delta - \frac{\delta^2}{4}$ ,  $\delta = \frac{D^*}{D} - 1$ .

Слід зазначити, що у виразі (6) величини  $E$  та  $H$  мають середні значення за деякий проміжок часу, частоти  $\gamma_{ik}$  є фіксованими.

### **Висновки**

Проведене динамічне дослідження пружно-в'язких пластин може бути використане при проектуванні ряду механізмів машин легкої промисловості, зокрема при проектуванні клинів петлетвірних систем круглов'язальних машин [4].

### **ЛІТЕРАТУРА**

1. Ржаницын А.Р. Теория ползучести.- М.:Стройиздат, 1968.- 416с.
2. Савін Г.М., Рушицкий Я.Я. Элементы механики спадкових середовищ.- К.: Вища шк., 1976.- 252с.
3. Бидерман В.Л. Прикладная теория механических колебаний.- М.: Высшая школа, 1972.- 416с.
4. Гарбарук В.Н. Проектирование трикотажных машин.- Л.: Машиностроение, 1980.- 472с.

Надійшла 01.06.2010

УДК 677.055.5

## **ЗРІВНОВАЖУВАННЯ МЕХАНІЗМІВ РЕВЕРСИВНОГО РУХУ КРУГЛОПАЧІШНИХ АВТОМАТІВ**

**В. І. КОЗІЯНЧУК, Т.Г. ЛУКАНІНА**

Київський національний університет технологій та дизайну

*Аналитично досліджено характер зміни величини додаткових інерційних зусиль на деталі кулісних механізмів реверсивного руху голкового циліндру круглопанчішних автоматів та дані рекомендації з розвантаження від інерційних сил*

Розглянуто основні проблеми зрівноважування додаткових динамічних навантажень на ланки механізмів реверсивного руху голкових циліндрів панчішних автоматів.

Об'єктом дослідження являються механізми реверсивного руху головного циліндра панчішного автомату з метою найбільш повного забезпечення технологічних умов петлетворення та зрівноважування деталей від додаткових інерційних навантажень.

### **Постановка завдання**

В процесі виготовлення панчішного виробу на кругло панчішних автоматах застосовується як круговий, так і реверсивний рух головного циліндру. При чому в'язання петельних рядів (п'ятка і мисок виробу) відбувається на значно нижчих робочих швидкостях із-за значних динамічних навантажень на ланки механізму реверсивного руху. В існуючих круглопанчішних автоматах знайшли застосування два типи механізмів інерційних навантажень на ланки механізму реверсивного руху головного циліндру: кривошипно-коромисловий і кулісний.

Дослідження додаткових динамічних навантажень на ланки цих механізмів є основною метою в постановці задачі.