

## ВИКОРИСТАННЯ РІВНОМІЦНИХ ПРУЖНИХ СИСТЕМ В ТЕХНІЦІ

Наведено аналіз конструкцій стабілізаторів натягу ниток основи. Проведено моделювання з метою отримання залежності частоти власних коливань від конструктивних параметрів пружного елемента. Були проведені порівняльні дослідження напружень та переміщень плоских пружних елементів механічних коливних систем вібраційної техніки.

*Ключеві слова:* рівноміцні пружні елементи, власні частоти їх коливань, напруження, прогин.

**The analysis of structures stabilizers tension warp threads. The simulation in order to obtain the frequency of natural oscillations depending on the design parameters of the element. Were conducted comparative studies of stress and displacement flat elastic elements of mechanical oscillation systems vibration technology.**

**Вступ.** Найбільш широке застосування рівноміцних пружних елементів знайшло у машинах легкої промисловості для регулювання та стабілізації натягу ниток основи та у вібраційних машинах різноманітного призначення з плоскою пружною системою.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Аналіз конструкцій пружних елементів показує, що з метою стабілізації натягу ниток основи на машинах встановлюються пристрої, що отримали в різних роботах різні назви – скало [1], нитконатягувач-компенсатор [2], компенсатори натягу ниток основи [3], нитконатяжні пристрої [4], регулятори натягу ниток основи [5], стабілізатори натягу ниток основи [6]. Виходячи з перерахованих назв, найбільш точно і повно основному призначенню відповідає назва – стабілізатор натягу ниток основи (СННО).

В процесі удосконалення в'язального обладнання удосконалювались і конструкції СННО. Процес і тенденції удосконалення СННО розглянуто в роботах в формі аналізу і класифікації відомих пристроїв.

Конструктивною особливістю перших зразків СННО було використання пружного елемента в вигляді циліндричної пружини і наявність кінематичного зв'язку з механізмом подачі ниток основи. Удосконалення СННО йшло шляхом зменшення інерційності рухомих елементів стабілізатора і заміні кінематичного зв'язку з механізмом подачі ниток основи на функціональну (електричну).

По аналогії з системами подачі ниток, була запропонована класифікація СННО за принципом дії на активні, пасивні, комбіновані і далі за конструктивними особливостями.

В основу більшості конструкцій пасивних СННО покладено пружний елемент [4]. В періоди інтенсивного вживання ниток основи скало під дією зростаючої сили натягу ниток основи рухається в бік петлетворних органів, долаючи сили опору пружного елемента і тим самим зменшується зростання натягу ниток основи. В періоди, коли в зоні петлетворення утворюється надлишок ниток і їх натяг зменшується, скало під дією zdeформованого пружного елемента переміщується в протилежний від зони петлетворення бік, і тим самим зменшує падіння натягу ниток основи.

Характерною особливістю активних СННО є те, що елемент їх конструкції, безпосередньо контактуючий з нитками основи (скала), переміщується по наперед заданому закону, що забезпечує зменшення амплітуди коливань натягу ниток основи. Особливістю комбінованих СННО є те, що вони працюють одночасно по принципу, як активних так і пасивних СННО.

Найбільш перспективні шляхи удосконалення механізмів подачі ниток, зокрема пристроїв стабілізації натягу ниток основи:

1. Автоматичне регулювання подачі ниток по натягу було би ідеальним, при умові забезпечення сталості натягу ниток основи як всередині циклу так і від циклу до циклу.

2. Частковим рішенням задачі стабілізації натягу ниток основи є використання додаткового регулюючого пристрою, що діє при відхиленні натягу безпосередньо на скало, яку само по собі є параметричним стабілізатором натягу.

3. Одним із способів стабілізації натягу ниток всередині циклу може бути використання примусово хитне (по наперед заданому закону) скало, аналогічно тим, що застосовуються на ткацьких верстатах.

4. Найбільш перспективним вбачається використання комбінованого способу регулювання подачі основи, суть якого полягає в наступному. Груба установка величини подачі основи проводиться регулятором залежно від поточного значення діаметра навою. Точна величина подачі встановлюється в відповідності з необхідним значенням середнього натягу ниток основи.

**Виклад основного матеріалу.** При проектуванні та налагоджуванні вібраційних машин з плоскою пружною системою встановлено, що для рівноміцного пружного елемента допустимий прогин в порівнянні з плоским пружним елементом постійного прямокутного перерізу, забезпечуючи однакові жорсткості та максимальні напруження в пружних елементах при однаковій ширині та однакових довжинах, більший на 31%. Це дозволяє забезпечувати обладнанню із застосуванням рівноміцних пружних елементів вищі амплітуди коливань робочих органів вібраційних машин, а отже пропорційно підвищити продуктивність.

Аналіз конструкцій показав, що в якості стабілізатора динамічного натягу ниток основи (СДННО)

використовують в основному пасивні стабілізатори, в основу конструкції яких покладено пружний елемент. Аналітичні дослідження пасивних СДННО підтвердили правомірність вимог до робочих параметрів пасивних СДННО – мати максимально можливу частоту власних коливань при відносно (спільномірній з жорсткістю ниток основи в пружній системі заправки) низькій приведеній до скала жорсткості. Вказані вимоги і визначили основні напрямки удосконалення пасивних СДННО – створення високочастотних конструкцій.

На рис. 1. зображено загальний вид високочастотного СДННО, що включає консольну пружну монопластину 2, вільний кінець якої має закруглення 3, яке в системі заправки огинається нитками основи 1, і тим самим виконує функцію скала.

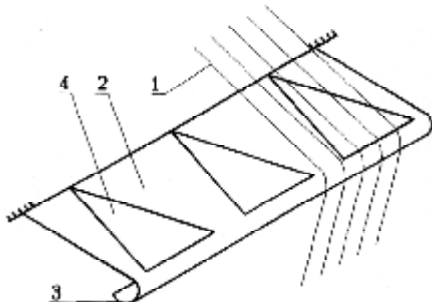


Рис. 1. Високочастотний СДННО: 1 – нитки основи; 2 – пластина; 3 – скало; 4 – наскрізний виріз

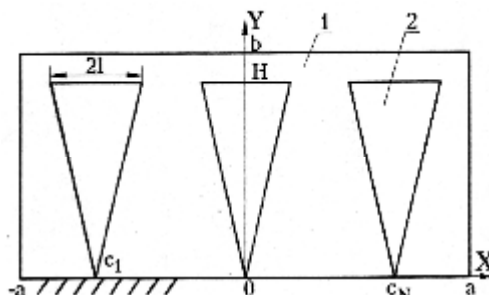


Рис. 2. Розрахункова схема високочастотного СДННО: 1 – пластина; 2 – наскрізний виріз

Безпосередньо на поверхні пластини 2 виконано ряд трикутних наскрізних вирізів 4, вершини яких спрямовані до місця кріплення пластин, а основи спрямовані і паралельні до скала 2. Запропоноване розміщення наскрізних трикутних вирізів дозволяє суттєво зменшити масу пружного елемента і в меншій мірі приведену до скала жорсткість пружного елемента.

Для кількісної оцінки ефективності запропонованого конструктивного рішення виконано аналітичні та числові дослідження, направлені на визначення частоти власних коливань СДННО.

Метою математичного моделювання високочастотного СДННО є отримання залежності між першою частотою власних коливань стабілізатора і його конструктивними параметрами.

Розрахункова схема високочастотного СДННО представлена на рис. 2. В декартовій системі координат YOX розміщена пружна монопластина 1 з трикутними наскрізними вирізами 2. Скало, що виконано в виді закругленого вільного кінця пластини 1 в розрахунковій схемі відсутнє. Це дозволяє суттєво спростити математичні залежності, при цьому відсутність скала для обох конструкцій СДННО (відомої і розробленої) при порівняльній оцінці не впливає на достовірність отриманих результатів.

В розрахунковій схемі прийняті наступні позначення: ширина пластини –  $2a$ , довжина (виліт) –  $b$ , товщина –  $h$ . На пластині виконано  $N$  наскрізних вирізів в формі однакових рівнобедрених трикутників, вершини яких знаходяться на лінії защемлення, а основи паралельні зовнішній стороні пластини. Трикутні вирізи розміщені симетрично відносно середини пластини (осі ординат). Позначимо абсциси вершин трикутних вирізів через  $c_i$  ( $i = 1, 2, 3 \dots N$ ), їх висоту –  $H$ , довжину основи –  $2l$ .

В вибраній декартовій системі координат диференціальне рівняння руху пластини, що коливається, має вигляд [7]:

$$\frac{d^4 W}{dx^4} + 2 \frac{d^4 W}{dx^2 dy^2} + \frac{d^4 W}{dy^4} + \frac{\rho h}{D} \frac{d^2 W}{dt^2} = \frac{1}{D} F(x, y, t), \quad (1)$$

де  $W(x, y, z)$  – відхилення точки з координатами  $(x, y)$  від положення рівноваги;

$\rho$  – щільність матеріалу пластини;

$D = Eh^3 / (12(1-\nu))$  – циліндрична жорсткість пластини;

$E$  – модуль Юнга;

$\nu$  – коефіцієнт Пуассона матеріалу пластини;

$F(x, y, t)$  – інтенсивність зовнішнього навантаження.

У випадку вільних коливань  $F(x, y, t) \equiv 0$ .

Потенційна енергія пластини визначається по формулі:

$$V = \frac{1}{2} \iint_S D \left[ \left( \frac{d^2 W}{dx^2} \right)^2 + \left( \frac{d^2 W}{dy^2} \right)^2 + 2\nu \frac{d^2 W}{dx^2} \frac{d^2 W}{dy^2} + 2(1-\nu) \left( \frac{d^2 W}{dxdy} \right)^2 \right] dx dy, \quad (2)$$

де  $S$  – область, що займає пластина.

Кінетична енергія пластини:

$$T = \frac{\rho}{2} \iint_S h \left( \frac{d^2 W}{dt^2} \right)^2 dx dy. \quad (3)$$

Для закріпленого краю пластини повинні виконуватися граничні умови:

$$W = 0; \quad \frac{dW}{dx} = 0; \quad (y = 0). \quad (4)$$

На вільному краю  $y = b$  необхідне виконання умов:

$$\frac{d^2W}{dy^2} + \nu \frac{d^2W}{dx^2} = 0; \quad \frac{d^3W}{dy^3} + (2 - \nu) \frac{d^3W}{dx^2 dy} = 0; \quad (y = b). \quad (5)$$

На вільних краях ( $x = \pm a$ ) повинні виконуватися наступні умови:

$$\frac{d^2W}{dy^2} + \nu \frac{d^2W}{dx^2} = 0; \quad \frac{d^3W}{dy^3} + (2 - \nu) \frac{d^3W}{dx^2 dy} = 0; \quad (x = \pm a). \quad (6)$$

Точні рішення такого типу задач відомі для достатньо вузького класу, тому для її рішення використовуємо метод Рітца [8].

Переміщення точок пластини будемо шукати в виді розкладення в двійний ряд:

$$W = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m \alpha_{ij} X_i(x) Y_j(y) (\beta \cos \omega t + \gamma \sin \omega t), \quad (7)$$

де

$$X_i(x) = A_{0i} + A_{1i} \operatorname{ch}(\xi_i x) + A_{2i} \cos(\xi_i x) + A_{3i} \operatorname{sh}(\xi_i x) + A_{4i} \sin(\xi_i x) + A_{5i} \operatorname{ch}(\xi_i x) \cos(\xi_i x) + A_{6i} \operatorname{ch}(\xi_i x) \sin(\xi_i x) + A_{7i} \operatorname{sh}(\xi_i x) \cos(\xi_i x) + A_{8i} \operatorname{ch}(\xi_i x) \sin(\xi_i x); \quad (8)$$

$$Y_j(y) = B_{1j} \operatorname{ch}(\eta_j y) + B_{2j} \cos(\eta_j y) + B_{3j} \operatorname{sh}(\eta_j y) + B_{4j} \sin(\eta_j y) + B_{5j} \operatorname{ch}(\eta_j y) \cos(\eta_j y) + B_{6j} \operatorname{ch}(\eta_j y) \times \sin(\eta_j y) + B_{7j} \operatorname{sh}(\eta_j y) \cos(\eta_j y) + B_{8j} \operatorname{sh}(\eta_j y) \sin(\eta_j y); \quad (9)$$

$A_{ki}, B_{nj}, \alpha_{ij}, \xi_i, \eta_j, \beta, \gamma$  – невідомі сталі;

Підставляючи вирази для  $X(x)$  і  $Y(y)$  та після низки перетворень отримаємо рівняння для визначення частоти власних коливань:

$$\omega^4 = \frac{D}{\rho h} \{ E_2 + E_3 + 2\nu E_4 + 2(1 - \nu) E_5 - \sum_{m=1}^N [Q_{m,2} - I_{m,2} + H_{m,2} + G_{m,2} + Q_{m,3} - I_{m,3} + H_{m,3} + G_{m,3} + 2\nu(Q_{m,4} - I_{m,4} + H_{m,4} + G_{m,4}) + 2(1 - \nu)(Q_{m,5} - I_{m,5} + H_{m,5} + G_{m,5})] \} [E_1 - \sum_{m=1}^N [Q_{m,1} - I_{m,1} + H_{m,1} + G_{m,1}]]^{-1}. \quad (10)$$

Отримані вирази для обчислення частоти власних коливань високочастотного СДННО є достатньо громіздким, тому для проведення обчислень виникла необхідність розробки алгоритму і програми обчислень для персонального комп'ютеру.

Деякі коефіцієнти в виразі (10) записані через інтеграли, які вичислюються в квадратурах, що суттєво ускладнює процес обчислень, так як кількість складових, через які вони записані, складає декілька сотень.

Виходячи з цього, їх обчислення проводились на ПК методом трапецій [9]. Розроблена комп'ютерна програма передбачає при визначенні частоти власних коливань високочастотного СДННО з наскрізними вирізами також визначення частоти власних коливань високочастотного СДННО без вирізів і порівняння отриманих результатів.

Задача числового моделювання високочастотних СДННО полягає в кількісній оцінці впливу наскрізних вирізів на зміну частоти власних коливань стабілізаторів.

В якості порівняння вибрана частота власних коливань високочастотних СДННО при відсутності вирізів, визначення якої передбачено в програмі обчислень. Відношення частот власних коливань високочастотного СДННО з вирізами і без вирізів дає оцінку переваг або недоліків виконання наскрізних вирізів:

$$\chi = \frac{f}{f_0}, \quad (11)$$

де  $f, f_0$  – частоти власних коливань СДННО з вирізами і без вирізів.

При виборі форми і розмірів трикутних наскрізних вирізів ставилася задача проведення досліджень в області рівного опору пружної пластини по всій довжині вильоту. Використання консольних балок з рівним опором по всій довжині вильоту виправдано тим, що наскрізні вирізи не ведуть до суттєвої втрати міцності пластин, при цьому досягається переважаюче зменшення приведеної до скала маси над приведеною до скала жорсткістю.

Для балок з постійною товщиною рівний опір по довжині вильоту можна досягти при виконанні рівнобедрених трикутних вирізів з прямим кутом (кут розкриття) з боку закріплення балки.

На рис. 2 зображена монопластина 1 з трикутними вирізами 2 в виді консольної балки рівного опору по довжині вильоту. Для виконання на монопластині скала, що огинається нитками основи, передбачено, що віддаль між вільним краєм монопластини і основою трикутних вирізів досягає 10 мм. Цього достатньо для

формування скала, наприклад, методом загинання вільного кінця монопластини.

В процесі числових досліджень оцінювалось вплив «кута розкриття» трикутних вирізів на зміну частоти власних коливань СДННО. Для цього «кут розкриття» дискретно змінювався відносно значення –  $90^\circ$  в більшу і менші сторони.

Товщина монопластин змінювалась від 0,2 до 0,8 мм з кроком 0,3 мм. Величина вильоту пластин рівна 100 мм, що характерно для сучасних ОВМ і ВПМ.

Ширина монопластин визначалась з умов виконання трьох трикутних наскрізних вирізів при віддалі між основами суміжних вирізів 10 мм.

Матеріал монопластин – сплав 40КХНМ, який використовується для пружних елементів при високих вимогах до циклічної міцності [10].

Результати обчислень відношення частот власних коливань СДННО з вирізами і без вирізів представлені в таблиці 1.

Таблиця 1

**Значення відношення частот власних коливань СДННО з вирізами і без вирізів при різних «кутах розкриття» і значення частот власних коливань СДННО без вирізів**

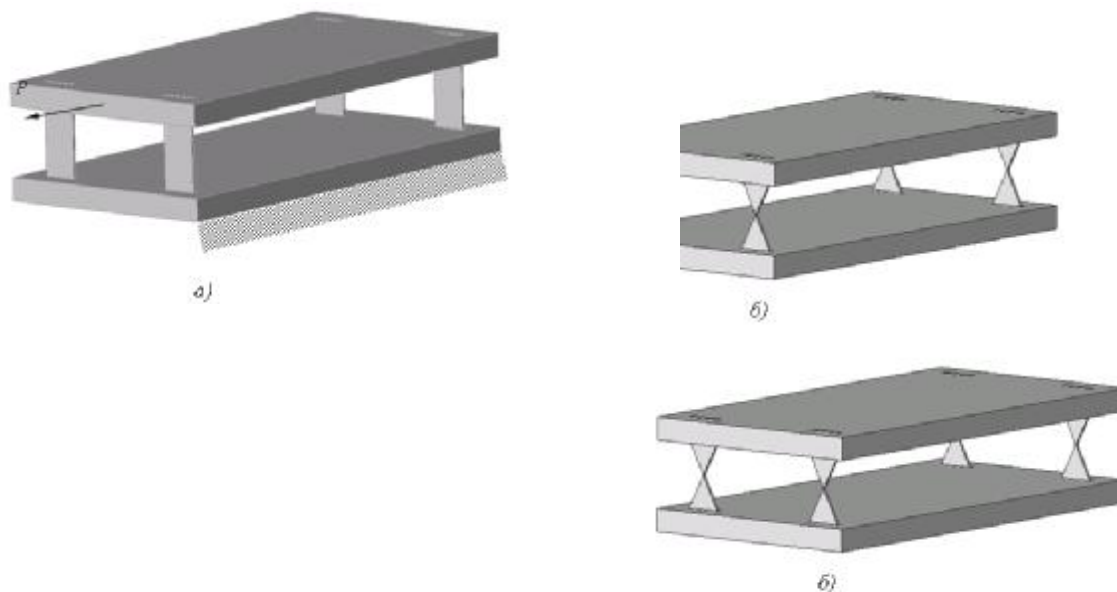
Товщина пластин, мм	«Кут розкриття» трикутних вирізів, град					Частота власних коливань СДННО без вирізів, Гц
	0	30	60	90	120	
0,2	1	1,355	1,405	1,425	1,437	16,54
0,5	1	1,355	1,405	1,425	1,437	41,34
0,8	1	1,355	1,405	1,425	1,437	66,15

З отриманих результатів видно, що зі збільшенням «кута розкриття» трикутних вирізів частота власних коливань СДННО збільшується, при цьому:

- в області рівного опору («кут розкриття» трикутних вирізів дорівнює  $90^\circ$ ) збільшення частоти власних коливань СДННО за рахунок наскрізних вирізів перевищує 40 %;
- починаючи зі значення «кута розкриття» трикутних вирізів  $60^\circ$ , подальше його збільшення не веде до суттєвого збільшення частоти власних коливань;
- товщина пластини не впливає на значення відношення частот власних коливань СДННО з вирізами і без вирізів.

Були проведені порівняльні дослідження напружень та переміщень плоских пружних елементів механічних коливних систем вібраційної техніки [11].

Отримані результати були підтверджені віртуальним експериментом. Для цього будувались просторові моделі механічних коливних систем в програмному продукті SolidWorks 2000, після чого вони були прораховані за допомогою методу кінцевих елементів частотним аналізом в програмному продукті Cosmos 6.0, що працює в оболонці SolidWorks 2000.



**Рис. 3. Одномасові механічні коливні системи: а – з плоскими пружними елементами постійного прямокутного перерізу; б – з рівномісними пружними елементами**

Досліджуваними моделями були дві ідентичні одномасові механічні коливні системи (рис. 3.) з плоскими пружними елементами постійного прямокутного перерізу (а) та з рівномісними пружними елементами (б). Моделі механічної коливної системи жорстко кріпляться нижніми плитами. Верхні плити, що навантажені однаковим статичним зусиллям  $P=1000\text{ Н}$  в горизонтальній площині, зсуваються

відносно нижніх. Пружні елементи мають розміри  $b = b_{\max} = b_p = 30$  мм,  $l_c = 60$  мм,  $a = a_p = 5$  мм.

Використовуючи наступні параметри механічної коливної системи: модуль Пуасона матеріалу пружних елементів  $E = 2.1 \cdot 10^{11}$  Па; марка сталі Alloy з густиною  $\rho = 7700$  кг/м<sup>3</sup>, та для схеми на рис. 3.4а з наступними параметрами розбиття на кінцеві елементи: *Global Size*=7.7446мм; *Tolerance*=0.38723 мм; 47540 *elements*; 11405 *corner nodes*; 231168 *D.O.F.*, отримано результат, що на рис. 4, де переміщення верхньої коливної маси становить  $\delta = 0.6878$  мм.

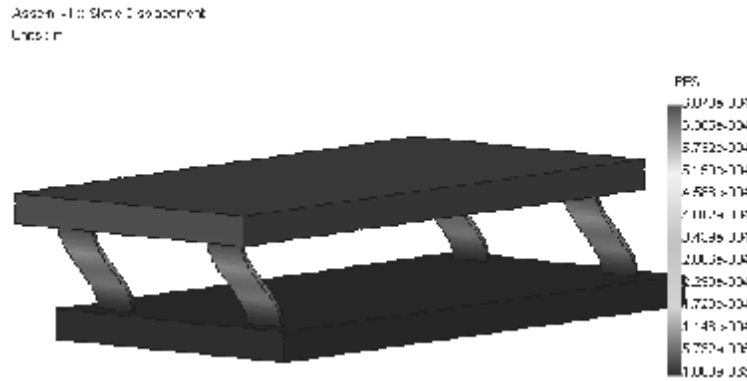


Рис. 4. Розрахунок переміщення механічної коливної системи з плоскими пружними елементами постійного прямокутного перерізу

Для схеми рис. 3.6 з наступними параметрами розбиття на кінцеві елементи: *Global Size*=7.7512 мм; *Tolerance*=0.38756 мм; 48033 *elements*; 11529 *corner nodes*; 233679 *D.O.F.*, отримано результат, що на рис. 5, де переміщення верхньої коливної маси становить  $\delta = 1.127$  мм.

Таким чином, співвідношення прогинів рівномірної пружини в порівнянні з плоскою постійного прямокутного перерізу при  $a = a_p$ ,  $b = b_{\max} = b_p$  та однакових довжин  $l_c$  при розрахунку за допомогою методу кінцевих елементів частотним аналізом становить  $\delta_p / \delta = 1.64$ , де відносна похибка становить 8.5 %, що пов'язано з неврахуванням поперечних сил при розрахунку прогину пружного елемента.

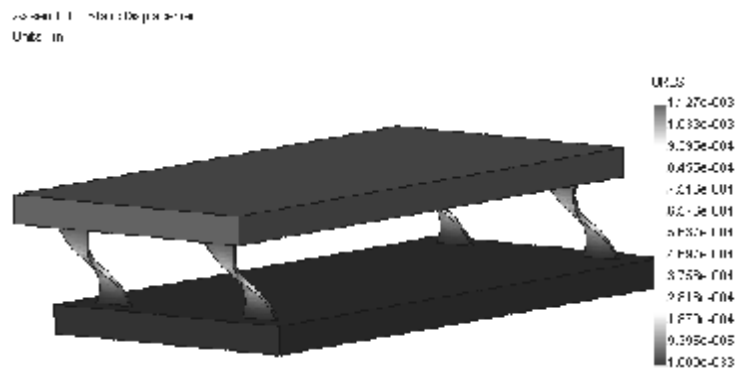


Рис. 5. Розрахунок переміщення механічної коливної системи з плоскими рівномірними пружними елементами

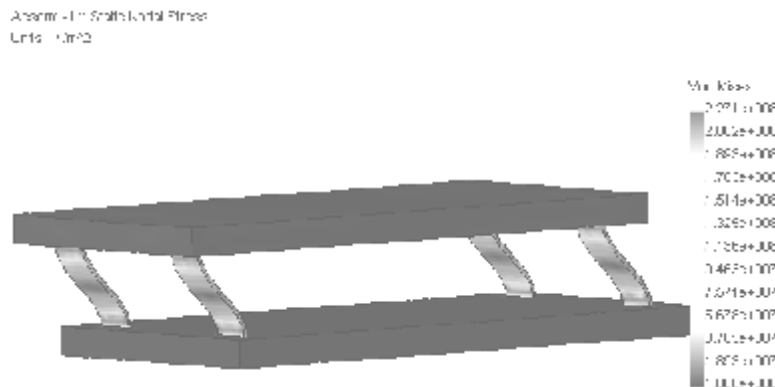


Рис. 6. Розрахунок напруження в плоских пружних елементах постійного прямокутного перерізу

Вирівнявши жорсткості пружних елементів в обох коливних системах, задавшись

$a_p = 1.145a = 5.725$  мм, результат обчислення напружень, які виникають в механічній коливній системі з плоскими пружними елементами постійного прямокутного перерізу наведено на рис. 6, а з плоскими пружними рівномісними елементами наведено на рис. 7. Як видно максимальні напруження в місцях кріплення пружних елементів відповідно становлять  $\sigma = 227.1$  МПа та  $\sigma_p = 188.8$  МПа, а їх співвідношення  $\sigma/\sigma_p = 1.2$ , де похибка становить 8.4 %.

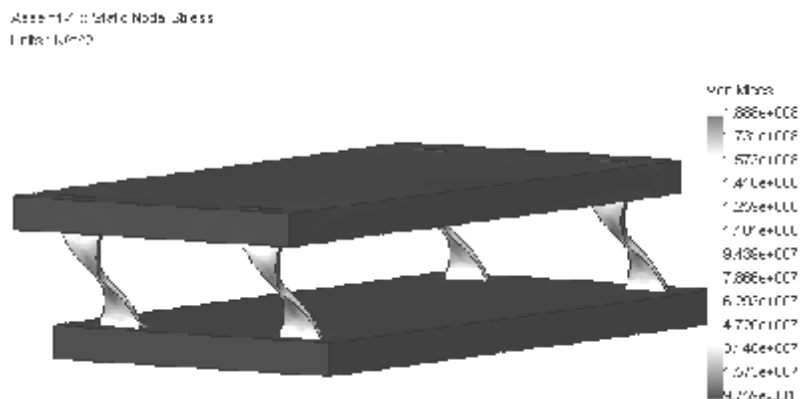


Рис. 7. Розрахунок напруження в плоских рівномісних пружних елементах

### Висновок

Порівняльний аналіз плоских рівномісних пружних елементів відносно елементів постійного прямокутного перерізу (прямокутного профілю), встановив:

- в області рівного опору збільшення частоти власних коливань СДННО за рахунок наскрізних вирізів перевищує 40 %;
- починаючи зі значення «кута розкриття» трикутних вирізів  $60^\circ$ , подальше його збільшення не веде до суттєвого збільшення частоти власних коливань;
- товщина пластини не впливає на значення відношення частот власних коливань СДННО з вирізами і без вирізів;
- напруження, що виникають при однаковій ширині пружних елементів  $b = b_{\max} = b_p$  та однакових довжинах  $l_c$ , забезпечуючи ту ж саму жорсткість та прогин, менші на 31 %;
- припустимий прогин, забезпечуючи однакові жорсткості та максимальні напруження в пружних елементах при однаковій ширині  $b = b_{\max} = b_p$  та однакових довжинах  $l_c$ , більший на 31 %;
- при однаковій товщині  $a = a_p$ , ширині  $b = b_{\max} = b_p$  та довжинах  $l_c$  пружних елементів, жорсткість в 1,5 рази менша, а отже прогин в 1,5 рази більший.

Все це засвідчує безсумнівну перевагу застосування плоских рівномісних пружних елементів в порівнянні з плоскими пружними елементами постійного прямокутного перерізу. Їх використання дозволить на 31 % підняти допустимі амплітуди коливань робочих органів вібраційних машин, що збільшить їх продуктивність.

### Література

1. Гарбарук В.Н. Расчет и конструирование трикотажных машин / В.Н. Гарбарук. – Л. : Машиностроение, 1980. – 472 с.
2. Средства автоматизации трикотажного производства / [Бондарь В.М., Полонский В.А., Чефранов В.П. и др.]. – К. : Техніка, 1989. – 156 с.
3. Аль-Фріхад Абдель Рахман Класифікація пасивних компенсаторів натягу ниток основи в'язальних та текстильних машин / Аль-Фріхад Абдель Рахман, В.В. Чабан, О.М. Хомяк // Легка промисловість. – 1997. – № 4. – С. 46.
4. Радзиевский В.А. Автоматическое регулирование и контроль нитеподачи на быстроходных основовязальных машинах / В.А. Радзиевский, В.М. Бондарь. – М. : Легкая индустрия, 1971. – 232 с.
5. А. с. 1839506 СССР, МКИ D 04 B 27/14. Регулятор натяжения нитей основы на основовязальной машине / Г.Б. Параска, Г.П. Черменский, О.Н. Хомяк, В.А. Кононюк, В.В. Чабан (СССР). – № 4827192/12; заявлено 21.05.90; ДСП. – 7 с.
6. Параска Г.Б. Стабілізація натягу ниток основи на в'язальних машинах / Г.Б. Параска // Вісник Технологічного університету Поділля. Технічні науки. – 1997. – № 1. – С. 115–118.
7. Гонткевич В.С. Собственные колебания пластинок и оболочек / В.С. Гонткевич. – К. : Наукова думка, 1964. – 288 с.
8. Михлин С.Г. Вариационные методы в математической физике / С.Г. Михлин. – М. : Наука, 1970. – 512 с.

9. Корн Г. Справочник по математике для научных работников и инженеров / Г. Корн, Т. Корн. – М. : Наука, 1973. – 831 с.
10. Пономарев С.Д. Расчет упругих элементов машин и приборов / С.Д. Пономарев, Л.Е. Андреева. – М. : Машиностроение, 1980. – 326 с.
11. Ланець О.С. Розрахунок та переваги плоских рівномісних пружин елементів для передачі прямолінійного руху у резонансних вібраційних машинах / О.С. Ланець, В.С. Андреев, Я.В. Шпак // Вісник Нац. ун-ту «Львівська політехніка». – Львів, 2005. – № 539. – С. 56– 64.

Надійшла 7.11.2012 р.  
Статтю представляє: д.т.н. Гордєєв А.І.

УДК 677.055

В.В. ЧАБАН

Київський національний університет технологій та дизайну

## УСТАНОВКА І АПАРАТУРА ДЛЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ВПЛИВУ ВІДЦЕНТРОВОЇ ФРИКЦІЙНОЇ МУФТИ НА ДИНАМІЧНІ НАВАНТАЖЕННЯ В ПРИВОДІ ОСНОВОВ'ЯЗальної МАШИНИ

*Представлені результати з розробки установки та вибору апаратури для проведення експериментальних досліджень впливу відцентрової фрикційної муфти на динамічні навантаження в приводі основов'язальної машини.*

*Ключові слова: основов'язальна машина, відцентрова фрикційна муфта, привід основов'язальної машини, динамічні навантаження.*

*Results are presented from development of setting and choice of apparatus for the leadthrough of experimental researches of influence of centrifugal friction muff on the dynamic loadings in the occasion of machine.*

*Keywords: centrifugal friction muff, dynamic loadings.*

Особливістю роботи основов'язальних машин є значні динамічні навантаження, що виникають в приводі та інших їх механізмах і суттєво впливають на надійність та довговічність роботи машин, а також на якість основов'язального полотна [1– 7].

Для зниження динамічних навантажень в приводі основов'язальної машини автором в монографії [7] пропонується використовувати відцентрову фрикційну муфту.

Завданням даного дослідження є експериментальна перевірка ефективності використання відцентрової фрикційної муфти для зниження динамічних навантажень в приводі основов'язальної машини. З цією метою автором була розроблена спеціальна установка та вибрана сучасна апаратура для проведення експериментальних досліджень.

Об'єктом досліджень обрані установка та апаратура для проведення експериментальних досліджень впливу відцентрової фрикційної муфти на динамічні навантаження в приводі основов'язальної машини.

При розв'язанні задач, поставлених у даній роботі, були використані сучасні методи теоретичних досліджень, що базуються на теорії динамічних процесів в механічних системах та статистичних методах обробки результатів експериментальних досліджень динамічних навантажень.

В якості експериментальної установки була використана основов'язальна машина Кокетт – 2, встановлена у науковій лабораторії кафедри інженерної механіки Київського національного університету технологій та дизайну.

Для проведення експериментальних досліджень привід основов'язальної машини був модернізований – додатково обладнаний відцентровою фрикційною муфтою, вмонтованою в ведучий шків (рис. 1, 2). Обладнання привода основов'язальної машини відцентровою фрикційною муфтою, як відомо [7– 9], дозволяє здійснювати пуск основов'язальної машини при обмеженому пусковому моменту електродвигуна, що призводить до зниження динамічних навантажень і, як наслідок, до підвищення надійності та довговічності роботи привода і основов'язальної машини в цілому.

Привід основов'язальної машини містить електродвигун 1, головний вал 2, пасову передачу 3, ведучий шків 4 якої вільно встановлено на валу електродвигуна 1, а ведений шків 5 жорстко встановлено на головному валу 2, та відцентрову фрикційну муфту 6, жорстко встановлену на валу електродвигуна 1 та з'єднану з ведучим шківом 4.

Принцип роботи привода такий. При пуску основов'язальної машини пусковий момент електродвигуна, обмежений відцентровою фрикційною муфтою, передається ведучому шківу 4. За допомогою відцентрової фрикційної муфти 6 та пасової передачі 3 обертальний рух вала електродвигуна 1 далі передається головному валу 2 та механізмам основов'язальної машини, кінематично з ним зв'язаними (на рис. 2 не показані). Таким чином, завдяки обмеженню пускового моменту електродвигуна 1 відцентровою фрикційною муфтою 6, досягається зниження пускових динамічних навантажень в приводі та інших механізмах основов'язальної машини і, як наслідок, підвищення надійності та довговічності роботи привода і основов'язальної машини в цілому.