

УДК 621.86

О.С. Ланець

Національний університет "Львівська політехніка",  
кафедра автоматизації та комплексної механізації машинобудівної промисловості

## РОЗРАХУНОК ВЕРТИКАЛЬНИХ ПРУЖНИХ СИСТЕМ ВІБРОМАШИН ОБ'ЄМНОЇ ОБРОБКИ З ЕЛЕКТРОМАГНІТНИМИ ВІБРОЗБУДНИКАМИ

© Ланець О.С., 2002

**У статті наводиться розрахунок на жорсткість та міцність вертикальних пружних систем у вигляді вертикально розташованого пружного стрижня. Такі пружні системи використовуються у багатомасних вібраційних машинах об'ємної обробки з коловими електромагнітними віброзбудниками.**

**In article the calculation of rigidity and strenght of vertical elastic systems (vertical torsion bar springs) are given. These elastic systems are used in new more-mass resonant vibratory finishing machines of volumetric treatment with circular electromagnetic vibration exciter.**

Ефективність роботи резонансної вібраційної машини залежить від правильності розрахунку пружної системи на жорсткість, який зводиться до знаходження параметрів пружних елементів, що забезпечують необхідну частоту власних коливань  $\omega_0$  механічної коливної системи (МКС), а також необхідну амплітуду коливань коливних мас МКС. Пружна система повинна мати оптимальні резонансні відлаштування  $z = 0,93 \dots 0,96$  коливань, тобто власна частота коливань МКС  $\omega_0$ , яка визначається жорсткістю пружних елементів та інерційністю коливних мас системи, при заданих частотах вимушених коливань  $\omega$  повинна становити  $\omega_0 = \omega / (0,94 \dots 0,96)$ .

Вертикальні пружні системи у вигляді вертикально розташованих пружних стрижнів використовуються у нових багатомасних вібраційних машинах об'ємної обробки з коловими електромагнітними віброзбудниками. Такі вібромашини пропонуються автором у співавторстві з канд. техн. наук О.В. Гаврильченком і зображені на рис. 1. МКС з вертикально розташованими пружними елементами 6 (рис. 1) схематично можна звести до схем, що зображені на рис. 2. Здійснимо розрахунок пружних стрижнів для цих двох наведених схем.

Розглянемо спочатку схему, що на рис. 2, а. Наведена МКС двомасна. Коливні маси  $m_1 = M_1/2$  та  $m_2 = M_2/2$ , де  $M_1$  – маса тіла 24 (рис. 1, а),  $M_2$  – сумарна маса тіл 1, 2 та 21, здійснюватимуть коливання тільки в горизонтальному напрямку за лінійними координатами відповідно  $x_1$  та  $x_2$ . Система рівнянь, що описує дану МКС, добре розроблена в літературі, наприклад [1], і матиме вигляд:

$$\begin{cases} (c_1 + c_2 - m_1\omega_0^2)A_1 - c_2A_2 = F; \\ -c_2A_1 + (c_2 - m_2\omega_0^2)A_2 = 0. \end{cases} \quad (1)$$

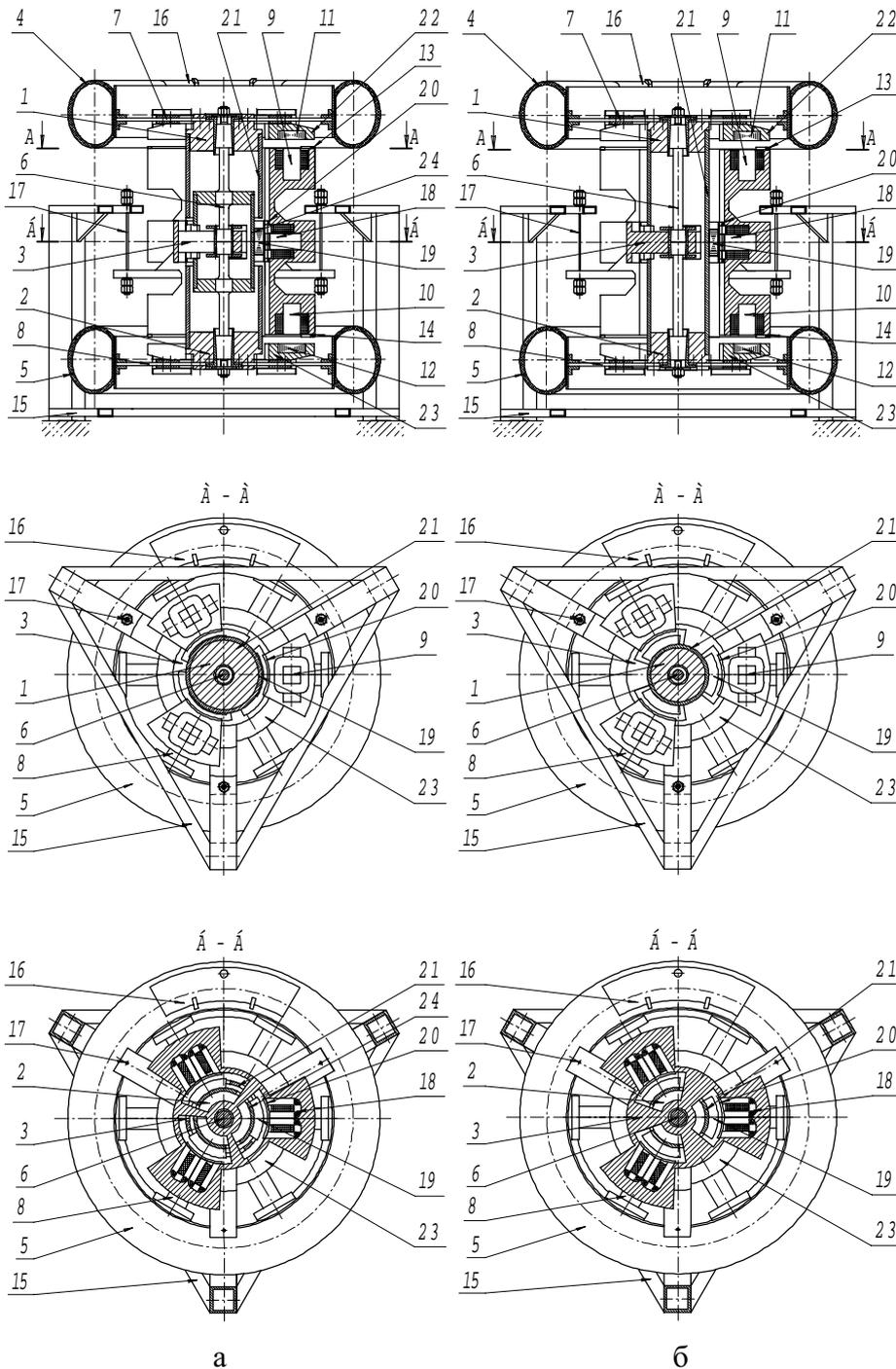


Рис. 1. Нові багатомасні вібраційні машини об'ємної обробки з коловими електромагнітними віброзбудниками:

1, 2 – перша та друга активні маси; 3 – реактивна маса; 4, 5 – перший та другий контейнери; 6 – пружний стрижень; 7, 8 – перша та друга плоскі пружні системи; 9, 10 – осердя з котушками другого та третього колових електромагнітних віброзбудників (КЕВ); 11 – якорі другого та третього КЕВ; 13, 14 – обмежувачі коливань другого та третього КЕВ; 15 – рама; 16 – кришка; 17 – віброізолюючий стрижень; 18 – осердя з котушками першого КЕВ; 19 – якорі першого КЕВ; 20 – обмежувачі коливань першого КЕВ; 21 – кожух; 22, 23, 24 – відповідно перша, друга та третя проміжні маси

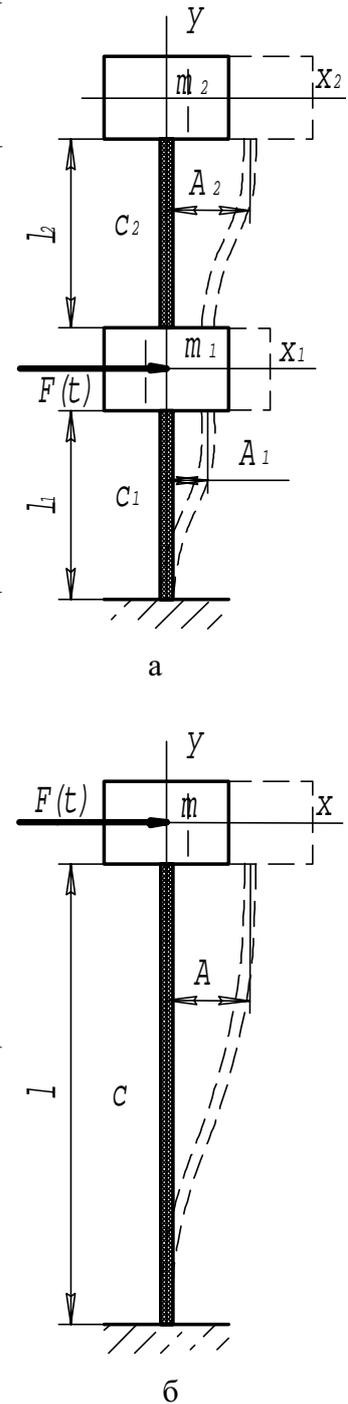


Рис. 2. Принципові зображення МКС вертикально розташованими пружними стрижнями: а – до рис. 1, а; б – до рис. 1, б

де  $c_1, c_2$  – жорсткості першої та другої ділянок пружного стрижня;  $A_1, A_2$  – амплітуди коливань відповідно мас  $m_1, m_2$ ;  $\omega_0 = 2\pi\nu_0$  – колова частота власних коливань МКС;  $F = F_{\max}/2$ , де  $F_{\max}$  – амплітудне значення вимушуючого зусилля.

Усуваючи з системи рівнянь (1) зусилля  $F$  та розв'язуючи її відносно жорсткостей  $c_1, c_2$ , отримуємо такі результати:

$$c_1 = \frac{\omega_0^2(m_2A_2^2 - m_1A_1^2) + A_1A_2\omega_0^2(m_1 - m_2)}{A_1(A_2 - A_1)}; \quad (2)$$

$$c_2 = \frac{m_2A_2\omega_0^2}{A_2 - A_1}. \quad (3)$$

У вирази для визначення жорсткостей (2) та (3) входять амплітуди коливань  $A_1, A_2$ , які задають форму коливань двомісної МКС з двома ступенями вільності. Відомо, що жорсткість пружного стрижня при даному способі кріплення (рис. 1) становить

$$c_1 = 12EJ_1/l_1^3; \quad c_2 = 12EJ_2/l_2^3. \quad (4)$$

де  $E$  – модуль поздовжньої пружності;  $J_1, J_2$  – моменти інерції перерізу першої та другої ділянок пружного стрижня (рис. 2, а);  $l_1, l_2$  – робочі довжини першої та другої ділянок пружного стрижня. Прирівнявши кожен з виразів (2), (3) з виразом (4), отримуємо необхідні величини  $J_1, J_2$  для двох ділянок пружних стрижнів:

$$J_1 = \frac{(\omega_0^2(m_2A_2^2 - m_1A_1^2) + A_1A_2\omega_0^2(m_1 - m_2)) \cdot l_1^3}{12EA_1(A_2 - A_1)}; \quad (5)$$

$$J_2 = \frac{m_2A_2\omega_0^2l_2^3}{12E(A_2 - A_1)}. \quad (6)$$

При використанні пружного стрижня круглого перерізу діаметр їх визначають так. Момент інерції круглого перерізу

$$J_1 = \pi d_1^4/64; \quad (7)$$

$$J_2 = \pi d_2^4/64, \quad (8)$$

де  $d_1, d_2$  – діаметри поперечних перерізів першої та другої ділянок пружного стрижня.

Підставивши формули (5), (6) відповідно у формули (7), (8) і враховуючи, що резонансне відлаштування  $z = \omega/\omega_0$ , отримуємо вирази для знаходження діаметрів  $d_1, d_2$  ділянок пружного стрижня:

$$d_1 = \sqrt[4]{\frac{16 \cdot l_1^3 \cdot \omega^2 \cdot [(m_2A_2^2 - m_1A_1^2) + A_1A_2(m_1 - m_2)]}{3E\pi z^2 A_1(A_2 - A_1)}}; \quad (9)$$

$$d_2 = \sqrt[4]{\frac{16m_2A_2\omega^2l_2^3}{3E\pi z^2(A_2 - A_1)}}. \quad (10)$$

де  $z = 0,93\dots 0,96$  – резонансне відлаштування;  $\omega = 2\pi\nu$  – колова частота живлення вібро-збудника. Обчислюємо пружний стрижень на міцність. Умова міцності матиме вигляд

$$\sigma_{\max} \leq [\sigma_{-1}]. \quad (11)$$

де  $\sigma_{\max}$  – максимальні напруження, що виникають у пружному стрижні;  $\sigma_{-1}$  – допустимі напруження на витривалість. Максимальні згинальні моменти становлять

$$M_1 = \frac{6EJ(A_1 \pm A_2)}{l_1^2}; \quad M_2 = \frac{6EJA_2}{l_2^2}. \quad (12)$$

Максимальні напруження на першій та другій ділянках пружного стрижня становитимуть

$$\sigma_{\max 1} = \frac{M_1}{W_1}; \quad \sigma_{\max 2} = \frac{M_2}{W_2}. \quad (13)$$

де  $W_1, W_2$  – моменти опору перерізів першої та другої ділянок пружного стрижня. Для круглого перерізу

$$W_1 = \pi d_1^3/32; \quad W_2 = \pi d_2^3/32. \quad (14)$$

З умови міцності на витривалість  $\sigma_{\max} \leq [\sigma_{-1}]$  для пружного стрижня круглого перерізу, враховуючи вирази (7), (8), (12), (13) і (14), отримаємо

$$\sigma_{\max 1} = \frac{3E(A_1 \pm A_2)}{l_1^2} \sqrt[4]{\frac{16 \cdot l_1^3 \cdot \omega^2 \cdot [(m_2 A_2^2 - m_1 A_1^2) + A_1 A_2 (m_1 - m_2)]}{3E\pi z^2 A_1 (A_2 - A_1)}}; \quad (15)$$

$$\sigma_{\max 2} = \frac{3EA_2}{l_2^2} \sqrt[4]{\frac{16m_2 A_2 \omega^2 l_2^3}{3E\pi z^2 (A_2 - A_1)}}. \quad (16)$$

Аналогічно можна отримати вирази для розрахунку пружного стрижня за схемою (рис. 2, б):

$$d = \sqrt[4]{\frac{16\omega^2 l^3 m}{3z^2 E}}, \quad \sigma_{\max} = \frac{3EA}{l^2} \sqrt[4]{\frac{16\omega^2 l^3 m}{3z^2 E}}. \quad (17)$$

де  $A$  – амплітуда коливань коливного тіла;  $l$  – довжина пружного стрижня;  $m = M/2$ , де  $M$  – сумарна маса тіл 1, 2 та 21 (рис. 1, б).

Отже, вище наведений розрахунок пружних стрижнів, що використовуються у багатомасних вібраційних машинах об'ємної обробки з коловими електромагнітними віброзбудниками, дає можливість точного налаштування пружної системи в резонанс, а проведений розрахунок пружного стрижня на міцність дає змогу перевірити їх на здатність роботи в циклічних режимах.

1. Бутенин Н.В., Луц Я.Л., Меркиин Д.Р. Курс теоретической механики. Т. II. – М., 1985. 2. Повидайло В.А. Расчет и конструирование вибрационных питателей. – М., 1962.