

шк., 1975. – 188 с. 3. Бабичев А.П., Трунин В.Б., Самодумский В.П., Устинов В.П. Вибрационные станки для обработки деталей. – М.: Машиностроение, 1984. – 168 с. 4. Боровець В.М., Шенбор В.С., Савчин Б.М. Вібраційна обробка деталей з застосуванням обертових пристроїв. // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні: Український міжвід. наук.-тех. зб. – 2006. – Вип. 40. – С. 35–39.

УДК 621.01

В.М. ГУРСЬКИЙ, Я.В. ШПАК

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

РОЗРОБКА ВІБРАЦІЙНОГО ЖИВИЛЬНИКА-ЗМІШУВАЧА З ЕЛЕКТРОМАГНІТНИМ ПРИВОДОМ

© Гурський В.М., Шпак Я.В., 2009

Наведено методику створення вібраційного живильника-змішувача з електромагнітним приводом та трубчастим робочим органом для сипких компонентів. Виконано моделювання динаміки та розрахунки пружної підвіски на міцність та довговічність.

The article describes the method of creation of oscillation feeder-mixer is pointed with electromagnetic drive and tubular working mechanism for friable components. The design of dynamics and calculations of resilient pendant is conducted on durability and longevity.

Вступ. Технологічне призначення вібраційного обладнання, переважно, визначає особливості конструкцій та обумовлює режими його роботи, а саме: характер руху робочих органів (траєкторію коливань) та параметри коливань (амплітуду та частоту).

Найпростіші за конструктивним виконанням низькочастотні вібраційні машини з простим рухом робочого органа, зокрема, із спрямованими, еліптичними та коловими коливаннями, що відбуваються в одній площині, є найпоширенішим віброобладнанням у різних галузях промисловості. Серед машин цього класу значного поширення у будівельній та хімічній промисловості, а також у сільському господарстві, набули вібраційні змішувачі з інерційним приводом та коловою траєкторією руху робочої камери [1].

Постановка проблеми. Тенденції розвитку сучасного автоматизованого виробництва часто обумовлюють необхідність використовувати у складі технологічних ліній (наприклад пакувальних, переробних тощо) вібраційні змішувачі саме неперервної дії з електромагнітним приводом, у яких забезпечується можливість гнучкого керування режимами роботи. Оскільки типове вібраційне обладнання є переважно періодичної дії та, переважно, з інерційним приводом, то проблема розроблення простих за конструкцією високоефективних вібраційних змішувачів з електромагнітним приводом є без сумніву актуальною для сучасного виробництва.

Аналіз останніх досліджень. На практиці для вібраційного транспортування сипких та схильних до пиління матеріалів доволі широко використовують трубчасті конвеєри з електромагнітним приводом та незалежними коливаннями [2], у яких рух робочого органа здійснюється за еліптичною (коловою) траєкторією у вертикальній площині, що проходить вздовж його осі. Проте

вони є малоприсадними для застосування як змішувачі, оскільки у них відсутній циркуляційний рух завантаженої суміші у поперечній вертикальній площині, а присутній тільки поступальний її рух уздовж осі трубчастого робочого органу.

Отже, для забезпечення ефективного змішування сипких компонентів, необхідно забезпечити режими одночасного використання примусового транспортувального руху суміші та її круговий (циркуляційний) рух. Зокрема така схема рухів широко використовується у машинах із торовим робочим органом. Серед машин із трубчастим робочим органом варто відзначити установку для відділення виливок від піску компанії CARRIER Vibrating equipment, (Inc. USA, Canada) (рис. 1). Коливання робочого органу тут відбуваються за коловою траєкторією у нахилений до його осі площині, де кут нахилу забезпечує ефект транспортування суміші. Така схема рухів є найраціональнішою для проектування трубчастих вібраційних живильників-змішувачів (ВЖЗ). Оптимальний режим вібраційного змішування суміші n -компонентів забезпечується роботою ВЖЗ на резонансній частоті суміші за відповідною формулою [1]. Конструктивні параметри робочого органу визначаються фізико-механічними характеристиками суміші та продуктивністю процесу.

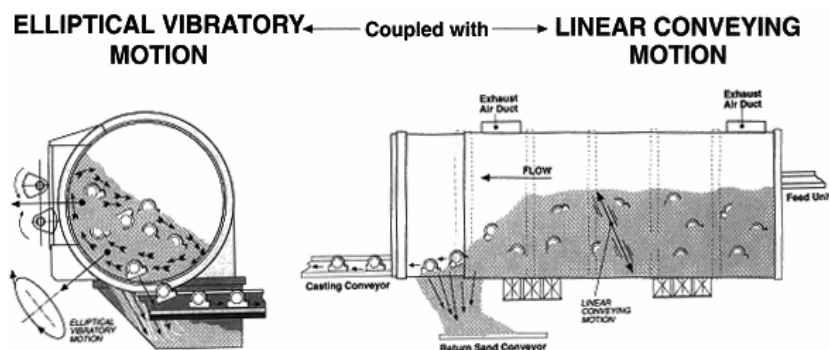


Рис. 1. Відділення виливок від піску під час оброблення у вібраційному сепараторі з інерційним приводом та еліптичними коливаннями

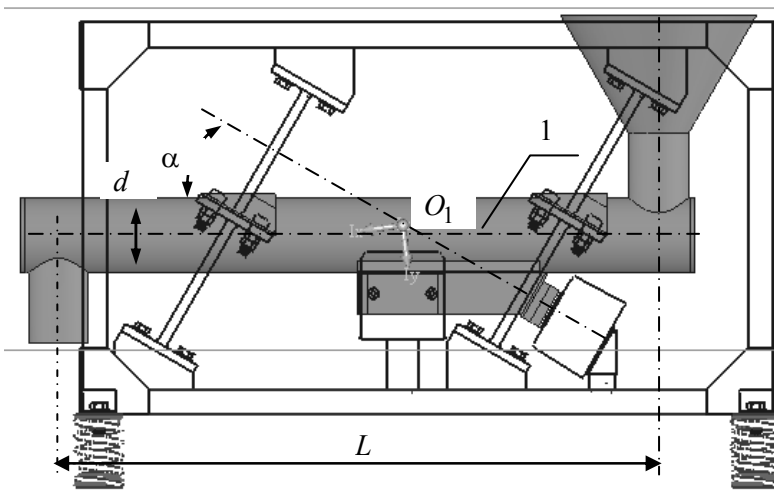
магнітного віброзбуджувача (ЕМВ) напрямлених коливань у вертикальній площині ЕМВ1 та поперечних коливань ЕМВ2 (рис. 3). Симетрично відносно центра мас (точка O_1) розміщені кронштейни кріплення пружної підвіски. Лінія дії змусувального зусилля ЕМВ напрямлених коливань у вертикальній площині проходить через центр мас та утворює з горизонтальною віссю кут вібрації $\alpha = 30^\circ$. Якорі ЕМВ2 поперечних коливань розташовуються симетрично відносно вертикальної площини, яка проходить через центр мас O_1 .

Реактивна коливальна маса 2 (рис. 2, б), виконана у вигляді зварного каркасу із кутників, до якого приварені башмаки кріплення пружної підвіски та у нижній частині прикріплені осердя ЕМВ1, що забезпечують напрямлені коливання у вертикальній площині та поперечні коливання за допомогою ЕМВ2. Симетрично відносно центра мас O_2 розміщені верхні та нижні башмаки кріплення пружної підвіски. Лінія дії змусувального зусилля ЕМВ1 напрямлених коливань у вертикальній площині проходить через центр мас і утворює з горизонтальною віссю кут $\alpha = 30^\circ$, а осердя ЕМВ2 поперечних коливань розташовуються симетрично відносно центра мас O_2 .

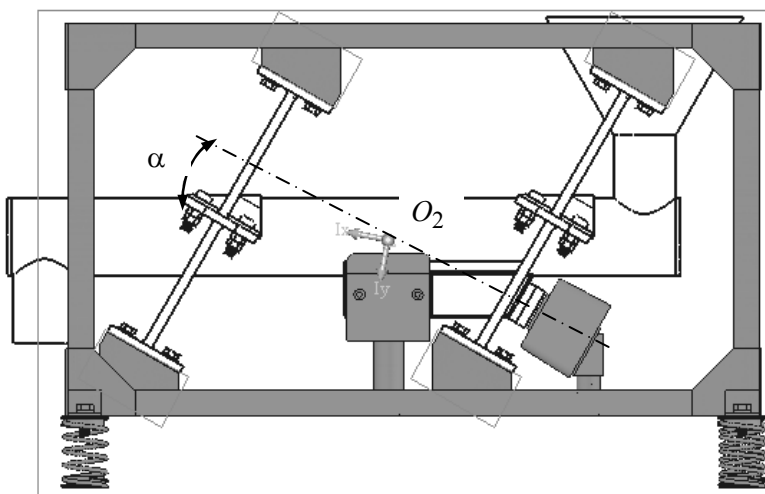
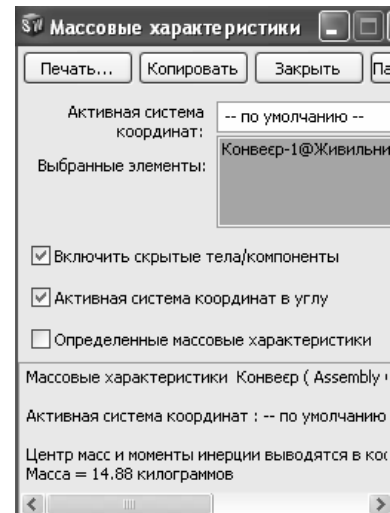
Для уникнення можливості виникнення паразитних кутових коливань положення центра жорсткості пружної підвіски O_3 (рис. 2, в) має збігатися із центрами мас O_1 та O_2 робочого та реактивного коливального тіла. Пружна підвіска 3 представляє собою 4 стержні (круглого перерізу довжиною l_c і діаметром d_c , із сталі 60С2ХФА), які посередині кріпляться до кронштейнів робочої маси 1, а на кінцях – до башмаків реактивної маси 2. ВЖЗ встановлений на нерухому основу віброізоляторами 5, які виконані із витих пружин та прикріплені до реактивної маси (рис. 3).

Виклад основного матеріалу. Розглянемо випадок розробки ВЖЗ з електромагнітним приводом без урахування технологічних особливостей процесу змішування. Робоча коливальна маса (рис. 2, а, рис. 3) являє собою трубу 1 (довжиною L та діаметром d), до якої приварені завантажувальний бункер та розвантажувальний патрубков, кронштейни кріплення пружної підвіски та кронштейн із якорями електро-

Інерційно-жорсткісні параметри. До інерційно-жорсткісних параметрів ВЖЗ зараховують: масу робочого органа m_1 , масу реактивного органа m_2 , жорсткість пружної підвіски у напрямку дії змушувальної сили $c_{1x} = c_{1z}$ (для паралельного з'єднання пружних елементів), жорсткість одного пружного стержня у напрямку дії змушувальної сили $c_1 = c_{1x} / 4$, осьова та поперечна жорсткість віброізоляторів c_{iz} та $c_{izx'}$. Маса робочого органа (рис. 2, а), що отримана у результаті його конструювання, становить $m_1 = 15 \text{ кг}$. Реактивна маса m_2 (рис. 2, б) вибирається з умови $m_2 = (1 \dots 5) \cdot m_1 = 30 \text{ кг}$. Жорсткість пружної підвіски, що розраховується для забезпечення потрібного резонансного налагодження двомасової МКС $z = 0,98$ та частоти коливань $\omega = 314 \text{ рад/с}$, становить $c_{1x} = c_{1z} = 1,03 \cdot 10^6 \text{ Н/м}$. Формула для визначення діаметра стержня d_c при $l_c = 0,35 \text{ м}$ (для сталі 60С2ХФА $E = 1,91 \cdot 10^5 \text{ МПа}$), що забезпечує резонансне налагодження z двомасової МКС ВЖЗ має вигляд $d_c = 0,404 \cdot \sqrt[4]{m_1 \cdot m_2 \cdot \omega^2 \cdot l_c^3 / ((m_1 + m_2) \cdot z^2 \cdot E)} = 8,84 \cdot 10^{-3} \text{ м}$.



а



б

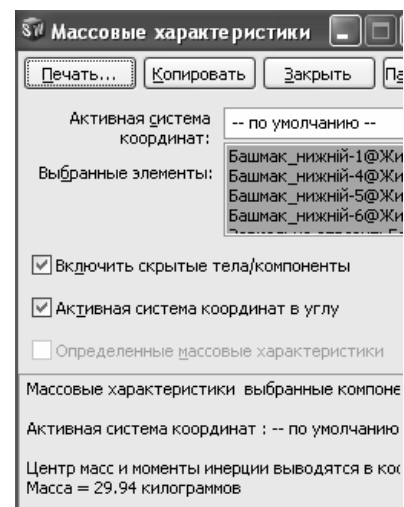
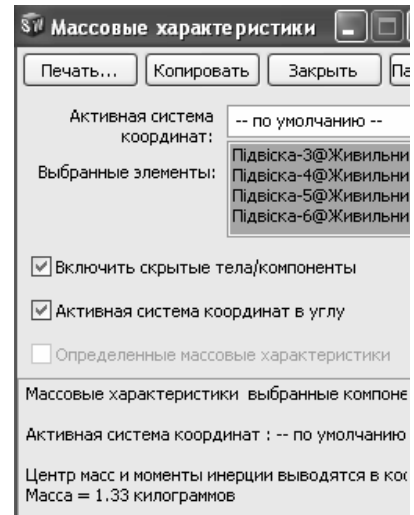
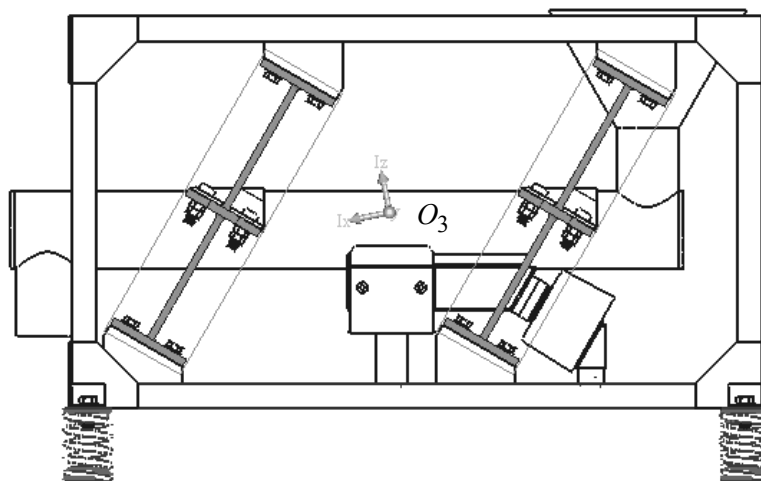


Рис. 2. Масові характеристики та геометричне місце центрів:
а – робочої, б – реактивної коливальних мас



в

Рис. 2. (Продовження). Масові характеристики та геометричне місце центрів: а – робочої, б – реактивної коливальних мас та в – жорсткості пружної підвіски

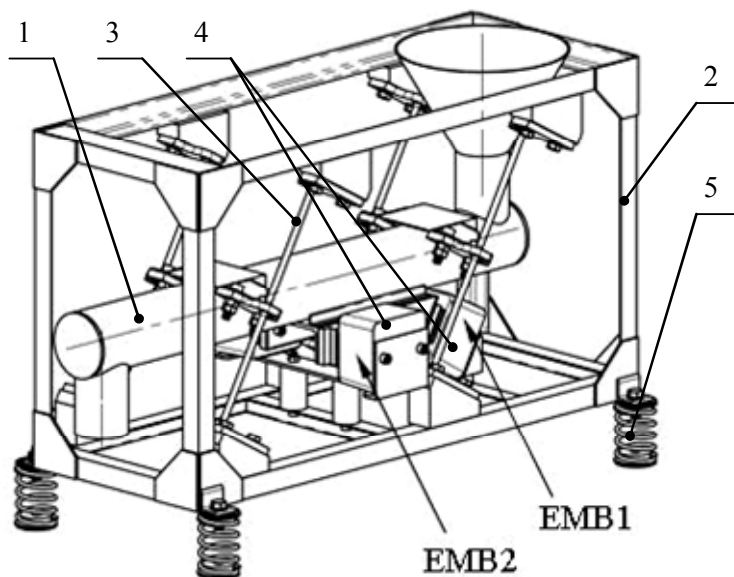


Рис. 3. 3D-модель ВЖЗ:

1 – робочий орган, 2 – реактивна маса,
3 – пружна підвіска, 4 – ЕМВ, 5 – віброізолятори

Динаміка ВЖЗ. Систему диференціальних рівнянь руху двомасової МКС ВЖЗ складаємо відносно двох координатних площин – для напрямлених (xOy) та поперечних (zOy) коливань (рис. 4) за двома ступенями вільності відповідно, де: $x_1(t)$ – миттєве переміщення вздовж осі x центра мас c_{m1} робочого органа m_1 внаслідок дії змушувальної сили $F_1(t)$; $x_2(t)$ – миттєве переміщення вздовж осі x центра мас c_{m2} реактивної маси m_2 внаслідок дії змушувальної сили $-F_1(t)$; $z_1(t)$ – миттєве переміщення вздовж осі z центра мас c_{m1} робочого органа m_1 внаслідок дії змушувальної сили $F_2(t)$; $z_2(t)$ – мит-

тєве переміщення вздовж осі z центра мас c_{m2} реактивної маси m_2 внаслідок дії змушувальної сили $-F_2(t)$.

На коливальну систему діють дисипативні сили, тому на динамічній схемі ВЖЗ загасання представлено демпферами з коефіцієнтами в'язкого тертя b_{1x} , b_{1z} , b_{is} , що є пропорційні швидкостям руху коливальних мас та відображають явище гістерезису в пружних елементах.

Запишемо систему диференціальних рівнянь руху двомасової МКС ВЖЗ відносно відповідних координатних площин, а саме для напрямлених коливань (відносно xOy):

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1(t) + c_{1x} \cdot (x_1(t) - x_2(t)) + b_{1x} \cdot (\dot{x}_1(t) - \dot{x}_2(t)) = F_1(t); \\ m_2 \ddot{x}_2(t) - c_{1x} \cdot (x_1(t) - x_2(t)) + c_{i3} \cdot x_2(t) - b_{1x} \cdot (\dot{x}_1(t) - \dot{x}_2(t)) + b_{i3} \cdot \dot{x}_2(t) = -F_1(t), \end{cases} \quad (1)$$

та поперечних коливань (відносно zOy)

$$\begin{cases} m_1 \ddot{z}_1(t) + c_{1z} \cdot (z_1(t) - z_2(t)) + b_{1z} \cdot (\dot{z}_1(t) - \dot{z}_2(t)) = F_2(t); \\ m_2 \ddot{z}_2(t) - c_{1z} \cdot (z_1(t) - z_2(t)) + c_{i3} \cdot z_2(t) - b_{1z} \cdot (\dot{z}_1(t) - \dot{z}_2(t)) + b_{i3} \cdot \dot{z}_2(t) = -F_2(t), \end{cases} \quad (2)$$

де c_{1x} , c_{1z} – жорсткості пружної підвіски у напрямках відповідних осей та переміщень мас; c_{i3} – осьова жорсткість віброізоляторів; F – амплітудні значення тягових зусиль ЕМВ1 та ЕМВ2, які змінюються за законами $F_1(t) = F \cdot \sin(\omega \cdot t)$, $F_2(t) = F \cdot \sin(\omega \cdot t + 90^\circ)$.

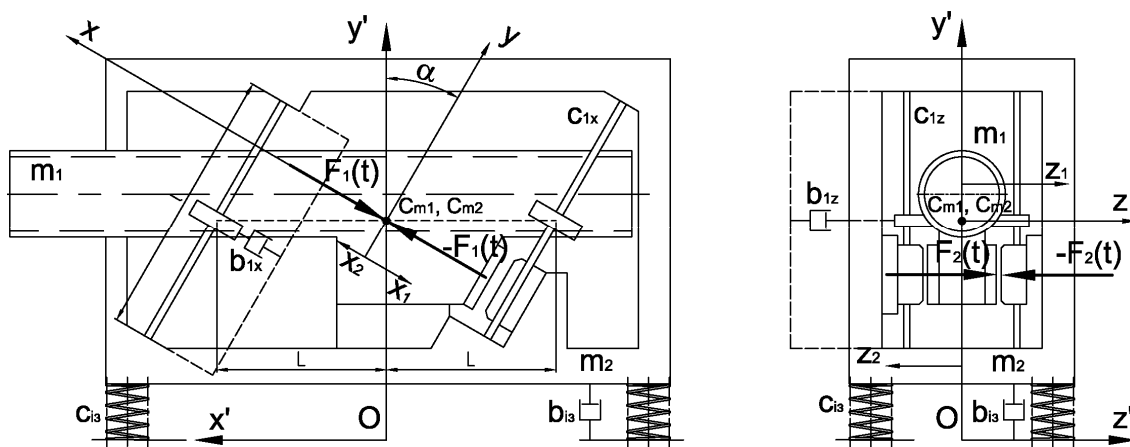


Рис. 4. Динамічна схема ВЖЗ

Розв’язування систем рівнянь (1) і (2) здійснювалось числовим способом у програмі MathCAD із такими вихідними параметрами: інерційні ($m_1 = 15 \text{ кг}$, $m_2 = 30 \text{ кг}$), жорсткісні ($c_{1x} = c_{1z} = 1,03 \cdot 10^6 \text{ Н/м}$, $c_{i3} = 1,2 \cdot 10^4 \text{ Н/м}$), дисипативні ($b_{1x} = b_{1z} = 500 \text{ Н} \cdot \text{с/м}$, $b_{i3} = 200 \text{ Н} \cdot \text{с/м}$), тягове зусилля для електромагніту (ЕМ 68-08-231-ООУХЛ4) становить $F = 300 \text{ Н}$.

Отримано розв’язки систем рівнянь (1) та (2) (рис. 5), тобто встановлено закони зміни переміщень коливальних мас відносно відповідних осей координат, а саме: $x_1(t) = 1,1 \cdot \sin(314 \cdot t)$, $x_2(t) = 0,5 \cdot \sin(314 \cdot t + 180^\circ)$, $z_1(t) = 1,1 \cdot \sin(314 \cdot t - 90^\circ)$, $z_2(t) = 0,5 \cdot \sin(314 \cdot t + 90^\circ)$. Згідно з рис. 5, коливання робочого органа та реактивної маси здійснюються у протифазі, а напрямлені і поперечні коливання робочого органа зсунуті за фазою на 90° .

Запишемо системи рівнянь (1) та (2) у матричному вигляді

$$\mathbf{M} \cdot \frac{d^2}{dt^2} \mathbf{X} + \mathbf{B} \cdot \frac{d}{dt} \mathbf{X} + \mathbf{C} \cdot \mathbf{X} = \mathbf{P}, \quad (3)$$

де \mathbf{M} , \mathbf{B} , \mathbf{C} , \mathbf{P} – матриці мас, дисипації, жорсткості та збурювального зусилля системи

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{B} = \begin{bmatrix} b_{1x} & -b_{1x} \\ -b_{1x} & b_{1x} + b_{i3} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{C} = \begin{bmatrix} c_{1x} & -c_{1x} \\ -c_{1x} & c_{1x} + c_{i3} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{P} = \begin{bmatrix} F_1 \\ -F_1 \end{bmatrix}.$$

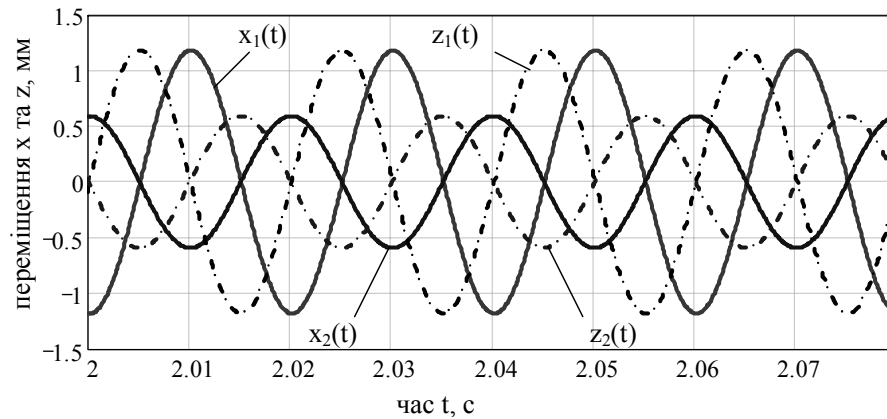


Рис. 5. Часова залежність усталених коливань робочої та реактивної мас

Власні частоти (рад/с) і вектори знайдемо з використанням програми MathCAD: $\lambda = \text{eigenvals}(\mathbf{M}^{-1} \cdot \mathbf{C})$, $u = \text{eigenvecs}(\mathbf{M}^{-1} \cdot \mathbf{C})$. Отримаємо $\omega = \sqrt{\lambda} = \begin{pmatrix} 320617 \\ 16319 \end{pmatrix} \text{ рад/с}$, $u = \begin{pmatrix} 0,894 & 0,708 \\ -0,449 & 0,706 \end{pmatrix}$.
 Комплексна динамічна жорсткість, що визначається як $D(\omega) = (-\mathbf{M} \cdot \omega^2 + i \cdot \omega \cdot \mathbf{B} + \mathbf{C})$ дає змогу визначити амплітуди коливань за виразом $\mathbf{X}(\omega) = D(\omega)^{-1} \cdot \mathbf{P}$. Отримані амплітудно-частотні (АЧХ) та фазочастотні характеристики (ФЧХ) на рис. 6 дозволяють отримати закон руху центра мас робочого органа у трьох координатних площинах (рис. 7): $x(t) = X \cdot \sin(314 \cdot t)$, $z(t) = Z \cdot \cos(314 \cdot t)$, $y(t) = Y \cdot \sin(314 \cdot t)$; $X = 1 \text{ мм}$, $Z = 1 \text{ мм}$, $Y = X / \text{tg}(90^\circ - \alpha) = 0,6 \text{ мм}$.

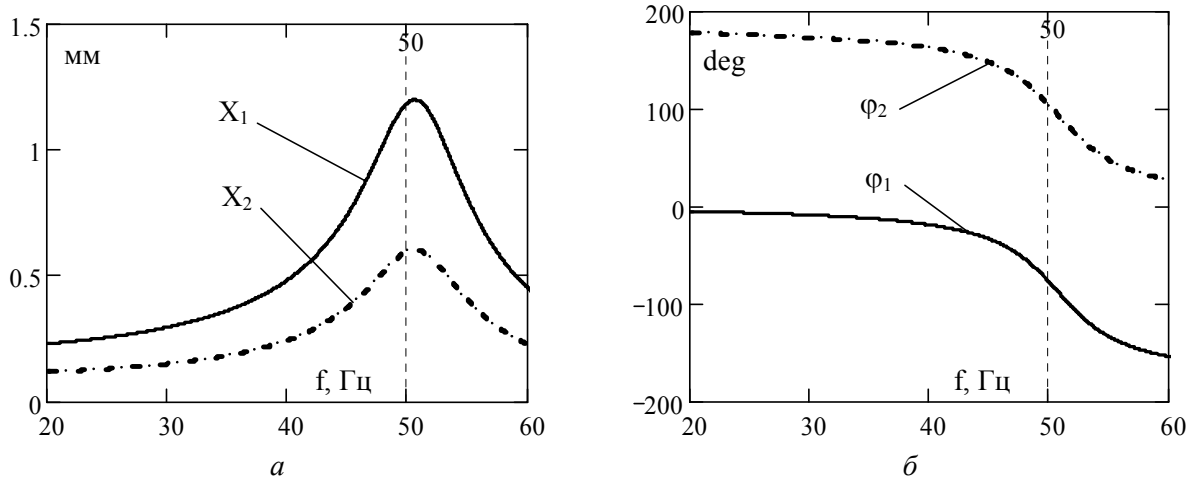


Рис. 6. АЧХ та ФЧХ робочої (а) і реактивної (б) коливальних мас

Якщо вважати, що рух окремої частинки є ідеалізованим (на частинку не впливають інші частинки завантаженого середовища), то внаслідок руху робочого органа за наведеним вище законом, ця окрема частинка рухатиметься вздовж осі трубчастого робочого органа за цим самим законом. Рух цієї частинки трактується як гвинтовий, а траєкторія її руху – гвинтовою лінією (рис. 8, 9). Проекція руху частинки на вісь робочого органа представляється як рівномірний прямолінійний рух $x(t) = c \cdot t = X \cdot t / T$, де за час одного періоду ($T = 2\pi / \omega$) вона переміститься на крок $X = 1 \text{ мм}$.

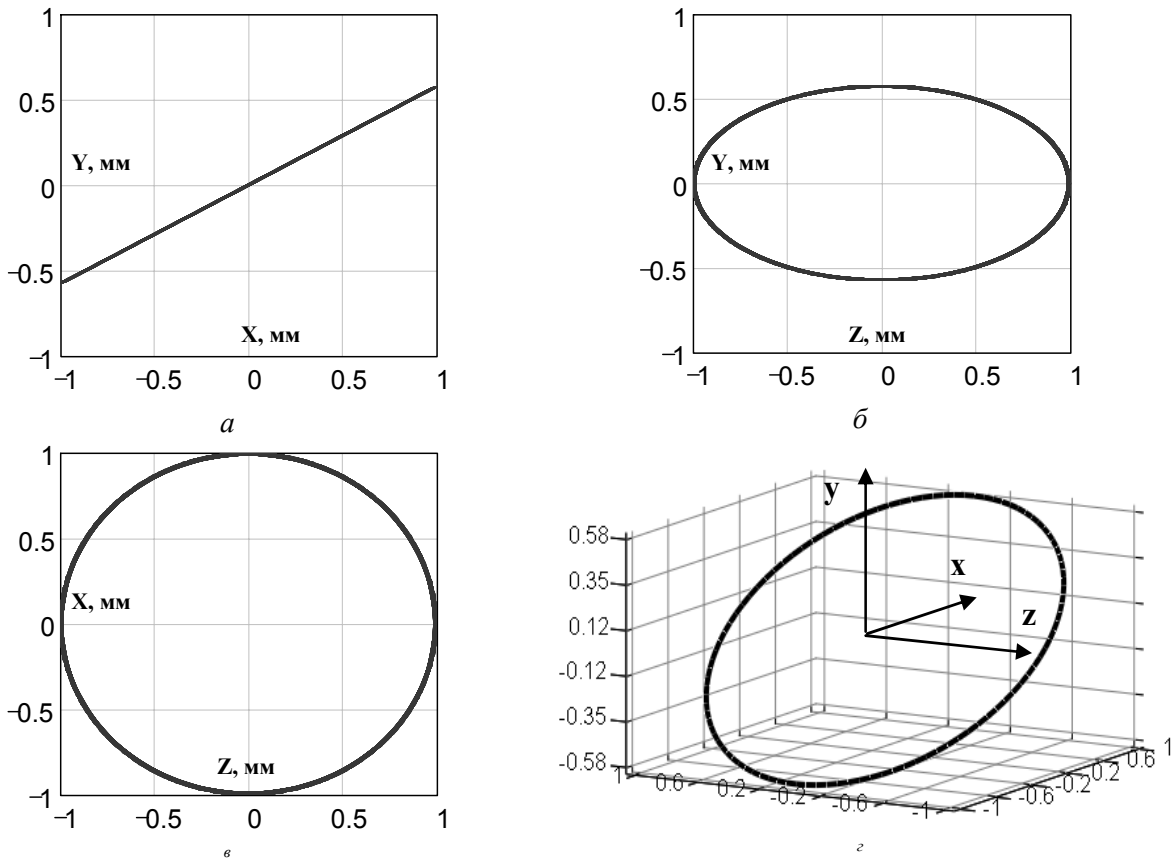


Рис. 7. Траєкторія руху центра мас робочого органа (z) та її проєкції ($a - v$) на координатні площини

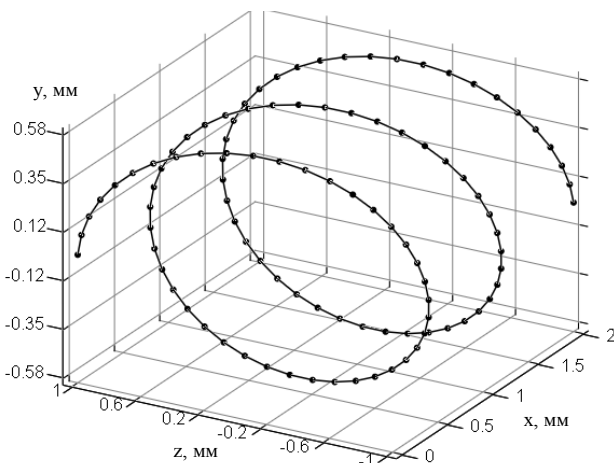


Рис. 8. Ідеалізована траєкторія руху окремої частинки завантаженого середовища

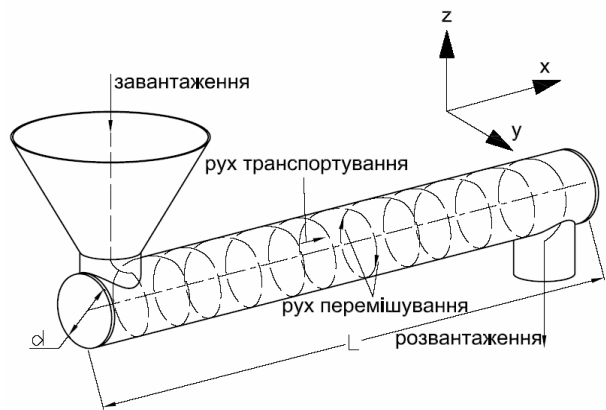


Рис. 9. Рух завантаженого середовища вздовж робочого органа

Розрахунок пружного стержня на міцність. Розрахунок на міцність за сумарним (відносним) переміщенням коливальних мас. Розглянемо розрахункову схему навантаження половини пружного стержня (рис. 10), де Δ – сумарне поступальне переміщення робочої та реактивної коливальних мас, F – зусилля, що припадає на один пружний стержень.

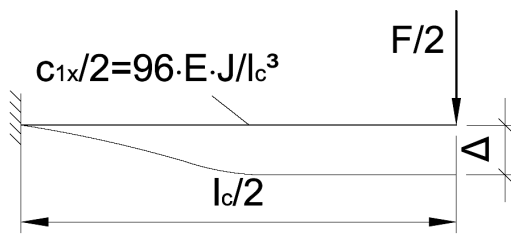


Рис. 10. Схема навантаження половини пружного стержня

За умови, якщо відоме сумарне переміщення коливальних мас $\Delta = (x_1 + x_2) = 1,6 \text{ мм}$, то максимальне напруження у місці защемлення пружного стержня можна одержати за відомою формулою [3]:

$$\sigma_{\max} = k_{\sigma} \cdot \frac{12 \cdot E \cdot \Delta \cdot d_c}{l_c^2} = 291,2 \text{ МПа}, \quad (7)$$

де $k_{\sigma} = 1,1$ – коефіцієнт, що враховує концентрацію напружень [4].

Розрахунок на міцність за змушувальним зусиллям ЕМВ та коефіцієнтом динамічності. Для випадків,

коли відомою є сумарна амплітуда коливаний робочої та реактивної мас Δ , коефіцієнт динамічності, що припадає на половину пружного стержня обчислимо за такою формулою:

$$k_{\Delta} = \frac{\Delta}{\Delta_{ст}}, \quad (8)$$

де $\Delta_{ст} = 2 \cdot F_{зм} / c_{1x}$ – сумарне статичне переміщення мас для половини довжини стержня, $F_{зм}$ – змушувальне зусилля ЕМВ. Отримаємо для $F_{зм} = 300 \text{ Н}$ і $c_{1x} = 1,03 \cdot 10^6 \text{ Н/м}$ значення $k_{\Delta} = 2,738$.

Максимальне динамічне напруження, що виникає в одній пружині визначатиметься: $\sigma_{\Delta} = k_{\Delta} \cdot \sigma_{ст}$, де, $\sigma_{ст} = k_{\sigma} \cdot M / W$ – напруження при статичній деформації, $M = F \cdot l_c / 4$ – згинальний момент, що діє на одну пружину. Зусилля F , що припадає на один пружний стержень виразимо через змушувальну силу ЕМВ $F_{зм}$ як: $F = F_{зм} / 4$. Остаточне максимальне напруження можна одержати

$$\sigma_{\Delta} = k_{\Delta} \cdot k_{\sigma} \cdot \frac{2 \cdot F_{зм} \cdot l_c}{\pi \cdot d_c^3} = 2,738 \cdot 1,1 \cdot \frac{2 \cdot 300 \cdot 350}{3,14 \cdot 8,84^3} = 291,2 \text{ МПа}. \quad (9)$$

Динамічне зусилля, що діє на половину стержня, можна виразити за формулою $F_{\Delta} = k_{\Delta} \cdot k_{\sigma} \cdot F = 225,86 \text{ Н}$. Тоді динамічне зусилля, що діє на весь пружний стержень, становить $F_{\Delta} = 451,71 \text{ Н}$.

Відповідно до отриманих аналітичних результати розрахунків моделювання напруженого стану стержня у Cosmos Works (рис. 11) похибки становлять: 2,9% – під час визначення напружень за відносним динамічним переміщенням (7) і 0,7% – під час розрахунків напружень за динамічним зусиллям (9).

Розрахунок пружного стержня на втомну міцність. Робота ВЖЗ характеризується змінним напруженням із частотою $\omega = 314 \text{ рад/с}$ та симетричним циклом. Вихідною для визначення граничних напружень σ_{lim} є границя витривалості σ_{-1} , яка визначається з кривої втоми матеріалу для відповідних аналогів пружинних сталей (таблиця) у закордонних виданнях [5]. Наближено границю витривалості для сталі 60С2ХФ2 можна визначити як $\sigma_{-1} = 0,45 \cdot \sigma_{\sigma} = 738 \text{ МПа}$. Граничне напруження визначається із урахуванням коефіцієнтів впливу абсолютних розмірів деталі k_D , концентрації напружень k_{σ} , коефіцієнта щодо стану поверхні або її поверхневого зміцнення $k_{зм}$ та коефіцієнта довговічності k_L за відомою формулою [4]: $\sigma_{lim} = \sigma_{-1} k_D k_{зм} k_L / k_{\sigma} = 738 \cdot 1 \cdot 0,75 \cdot 1 / 1,1 = 503 \text{ МПа}$. Далі здійснюють перевірний розрахунок із визначенням допустимого напруження ($[\sigma] = 503 / 1,5 = 335 \text{ МПа} > \sigma_{\Delta} = 291,2 \text{ МПа}$) або за розрахунковим коефіцієнтом запасу міцності $s_{\sigma} = 503 / 291,2 = 1,72 > [s_{\sigma}] = 1,5$.

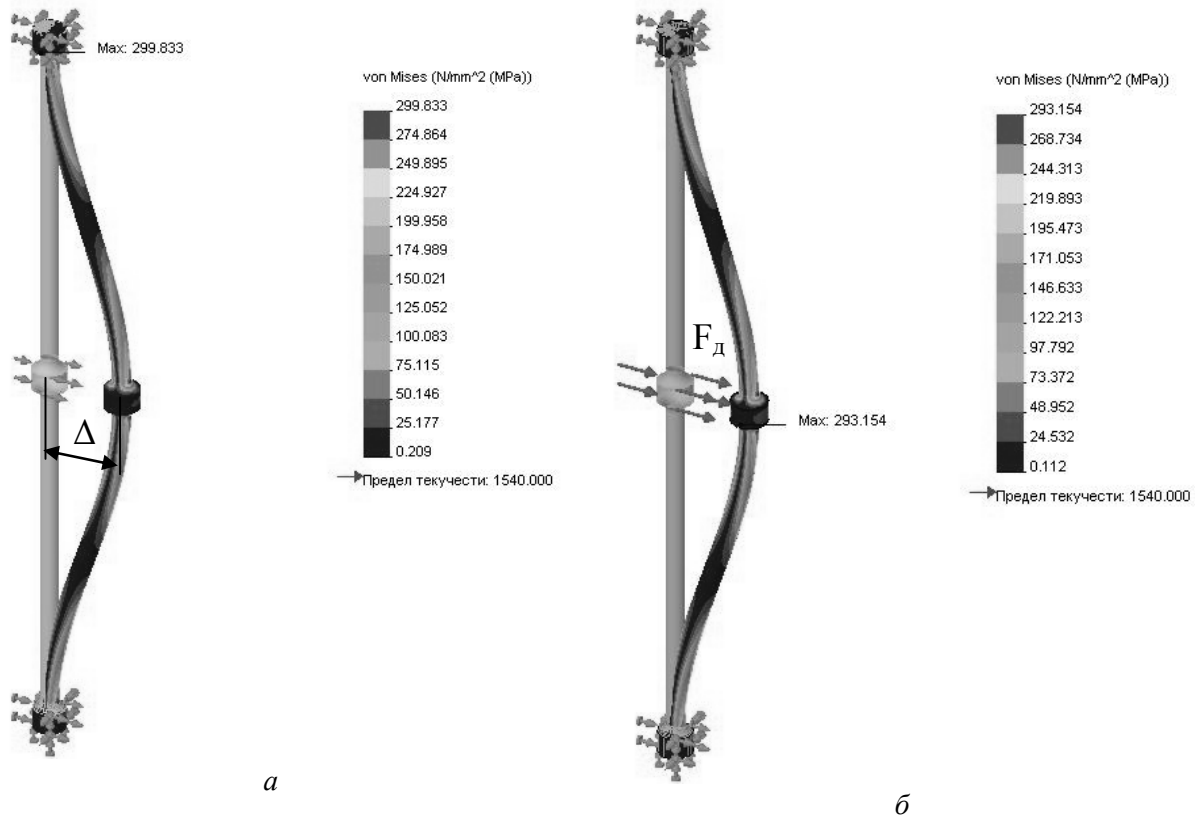


Рис. 11. Розрахунки пружного стержня на міцність:

а – за відносним динамічним переміщенням $\Delta = 1,6$ мм; б – за динамічним зусиллям $F_d = 451,71$ Н

Марки ресорно-пружинних сталей

Країни СНД (ГОСТ)	Євронорми		Аналоги в стандартах США (AISI)
	(DIN)	(EN)	
38С2А	38Si7	1,5023	–
50ХГФА	50CrV4	1,8159	6150
55ХГА	55Cr3	1,7176	5147
60С2ХГА	60SiCR7	1,7108	9262

На рис. 12 наведена крива втоми для матеріалу стержня сталь 2340 (AISI), для якого виконано розрахунок на втомну міцність та визначено значення дійсного коефіцієнта запасу міцності $\tilde{s}_\sigma = 2,2$ (рис. 13) підвіски ВЖЗ для заданого (у разі моделювання в CosmosWorks) кількості циклів навантаження $N = 10^8$. Знаючи базове число циклів $N_0 = 10^6$, довговічність за діючого напруження визначатиметься як: $N_h = N_0 \cdot (\sigma_{-1} / \sigma_\sigma)^m = 10^6 \cdot (738 / 291,2)^9 = 4,3 \cdot 10^9$ циклів. Строк служби пружного стержня для заданих умов експлуатації на частоті коливань $f = 50$ Гц становитиме $h = N_h / f = 2,73$ роки.

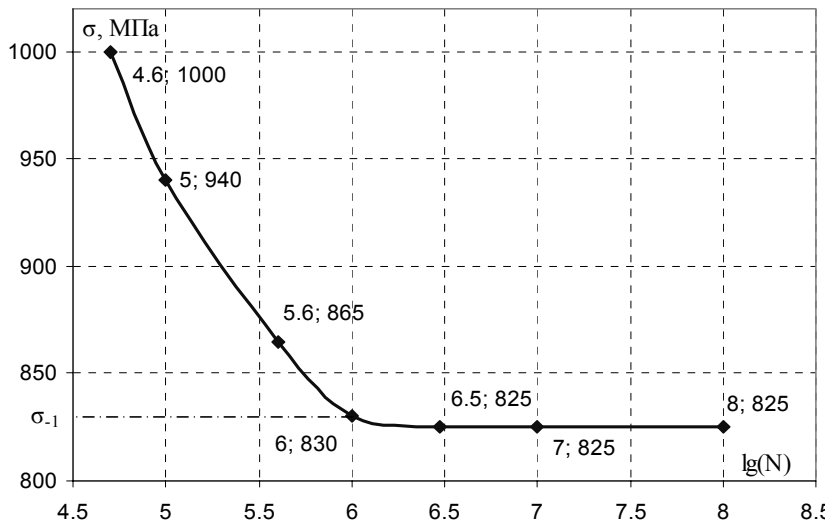


Рис. 12. Крива втоми (Веллера) в напівлогарифмічних координатах для сталі 2340 (AISI) 48HRC (unhotched)

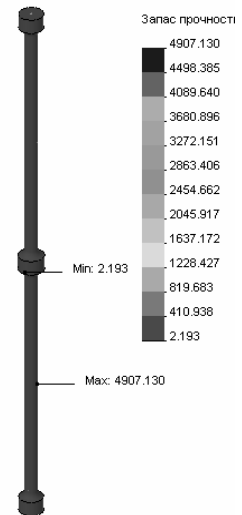


Рис. 13. Розподіл коефіцієнта запасу міцності стержня при його розрахунку на втомну міцність

Висновки. Проблема проектування ВЖЗ з електромагнітним приводом вимагає розглядати комплексну задачу параметричного синтезу та динаміки, з метою забезпечити довговічність його роботи на основі аналізу напруженого стану найвідповідальнішого вузла – резонансного пружного стержня.

1. Варсанофьев В.Д., Кольман-Иванов Э.Э. Вибрационная техника в химической промышленности. – М.: Химия, 1985. – 240 с. 2. Гаврильченко О.В., Шенбор В.С. Вибраційні конвеєри з незалежними коливаннями // Упаковка. – 2003. – № 3. – С. 30–32. 3. Ланець О.С. Високоєфективні міжрезонансні вібраційні машини з електромагнітним приводом (Теоретичні основи та практика створення): Монографія. – Львів: Вид-во Нац. ун-ту “Львівська політехніка”. – 2008. – 324 с. 4. Кравчук В.С., Абу Айаш Юсеф, Кравчук А.В. Сопротивление деформированию и разрушению поверхностно-упрочненных деталей машин и элементов конструкций: Монография. – Одесса: Астропринт, 2000. – 160 с. 5. Manson S.S., Gary R. Halford. Fatigue and Durability of Structural Materials. – ASM International, 2006. – 456 p.