

О. С. Ланець, Р. Я. Качмар, В. М. Боровець
Національний університет “Львівська політехніка”

ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ВІБРАЦІЙНОГО БУНКЕРНОГО ЖИВИЛЬНИКА З ЕЛЕКТРОМАГНІТНИМ ПРИВОДОМ

© Ланець О. С., Качмар Р. Я., Боровець В. М., 2016

На прикладі вібраційного бункерного живильника викладено повну методико його проектування з виведенням основних аналітичних залежностей, що встановлюють параметри системи.

Ключові слова: вібраційний живильник, електромагніт, резонанс, коливання, проектування.

In the article is an example of a vibrating hopper feeder full methodology described his design with the withdrawal of the main analytical dependencies that set the parameters of the system.

Key words: vibrating hopper feeder, electromagnet, resonance, oscillation, design.

Вступ. Вібраційні бункерні живильники – технологічне обладнання, яке чи не найкраще демонструє переваги і функціональну ефективність вібраційних машин, адже вони не тільки транспортують, а й вибирають з навалу та орієнтують деталі в певне положення, можуть автоматично відбраковувати їх за різними критеріями.

Аналіз останніх досліджень та постановка проблеми. Вібраційні бункерні живильники надзвичайно широко використовують для автоматизації виробничих процесів. У технічній літературі наведено методики їх проектування [1–4]. Проте у викладеннях є неточності, що утруднюють встановлення параметрів системи. Крім того, практично відсутні приклади розрахунків, що дали б змогу наочно продемонструвати застосування представлених теорій, використання яких потребує як досвіду, так і відповідних знань.

На погляд авторів, такий тип вібраційного обладнання заслуговує на детальний розгляд з викладенням практичних розрахунків. Ще раз було б продемонстровано застосування аналітичних залежностей.

Викладення основного матеріалу. Нагадаємо, що принцип роботи живильника зводиться до того, що деталі вільно засипають на дно, а їх поштучне ”захоплення” та первинна орієнтація відбуваються після їх потрапляння на гвинтову доріжку (канавку). Переважно виконується проточування або навивання на циліндричних або конусоподібних поверхнях так, щоб під час гвинтоподібних коливань чаші мікрокидання деталей спрямовувалось під гору (рис. 1.1). У такому випадку деталі, піднімаючись, виходять із зони завантаження.

Найтехнологічніші – це циліндричні чаші. Проте конусоподібні чаші мають вагому перевагу. Так, під час руху деталей по гвинтовій доріжці вгору поступово зростає її радіус, а отже, і швидкість транспортування деталей, адже лінійна амплітуда коливань пропорційно залежить від радіуса. Завдяки цьому кожна деталь, порівняно з деталлю, яка рухається за нею, набуває дещо більшої швидкості, а тому і відстань між ними поступово збільшується. Тому деталі вишиковуються у чіткий ланцюжок без наповзування однієї на другу. Недоліком конусоподібних чаш є те, що вони складніші у виконанні.

Припустимо, нам необхідно забезпечити безперервне транспортування зорієнтованих сталевих деталей (рис. 1.2) за замкненим циклом. У всіх цих деталей однакові габарити: довжина $l_0 = 10$ мм, максимальний розмір поперечного перерізу $s = 3$ мм незалежно від його форми. Тому

розроблятимемо бункер для стержнеподібних деталей, вважаючи, що вони транспортуються лише в положенні лежчи. Це один з найпростіших випадків.

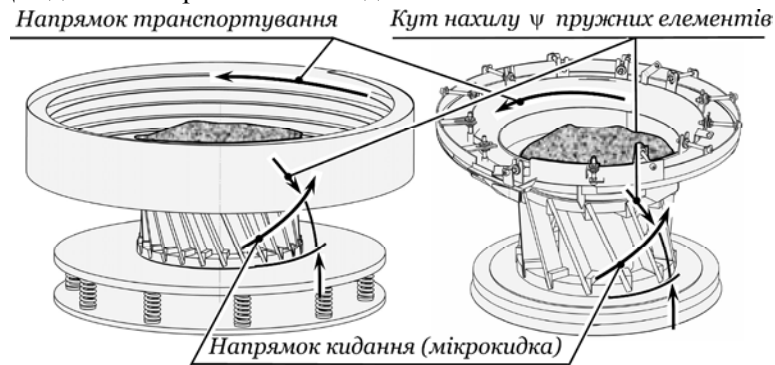


Рис. 1.1. Вібраційні бункерні живильники з циліндричною та конусоподібною чашами

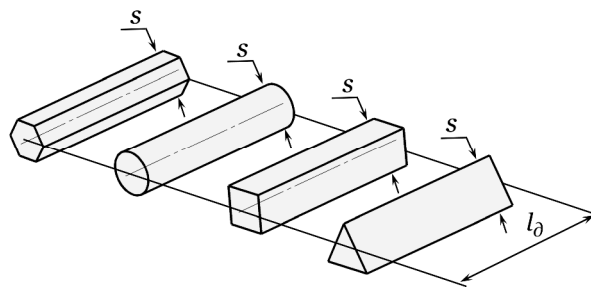


Рис. 1.2. Форма та габарити деталей, що транспортуються

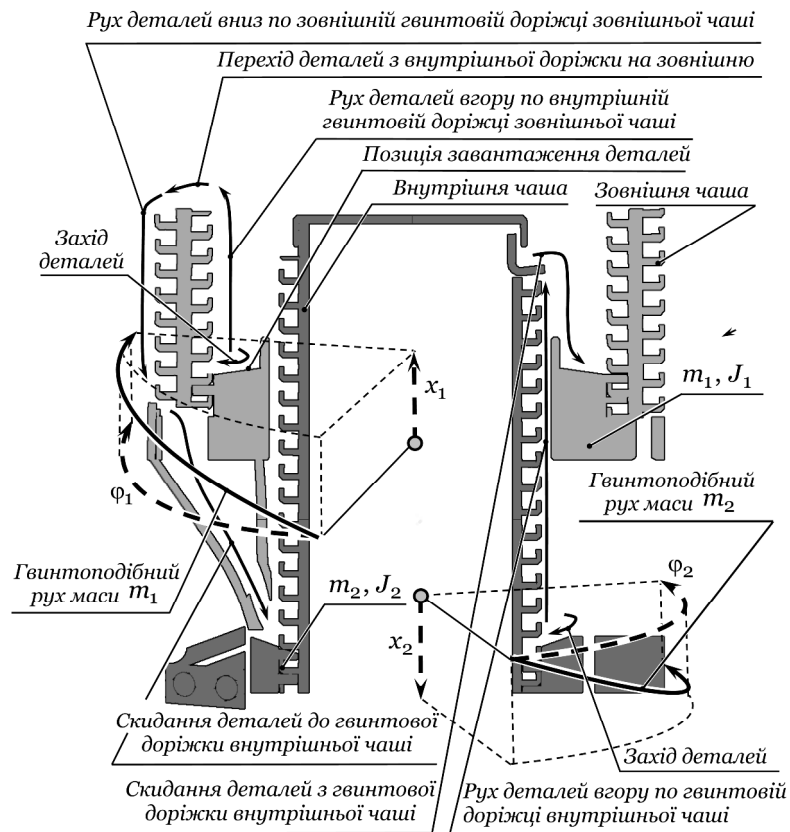


Рис. 1.3. Схема руху деталей у проектованому вібраційному бункерному живильнику

Отже, особливістю нашого вібраційного бункерного живильника є те, що він повинен безперервно транспортувати деталі. Для цього пропонується схема, що реалізує цей задум (рис. 1.3). Бункер планується виконати за двомасовою схемою; кожна з мас містить по чаші, що коливаються у протифазі за гвинтоподібними траєкторіями.

Зрозуміло, що внутрішня гвинтова доріжка зовнішньої чаші та гвинтова доріжка внутрішньої чаші повинні мати праве навівання з певним кутом підйому α відносно горизонталі (рис. 1.4, а), якщо пружні елементи розташовані під кутом ψ з ухилом вліво (рис. 1.4, б). У такому випадку завдяки напрямленим коливанням чаш, що спричинятимуть мікрокидки, деталі транспортуватимуться вгору по гвинтових доріжках (рис. 1.4, в).

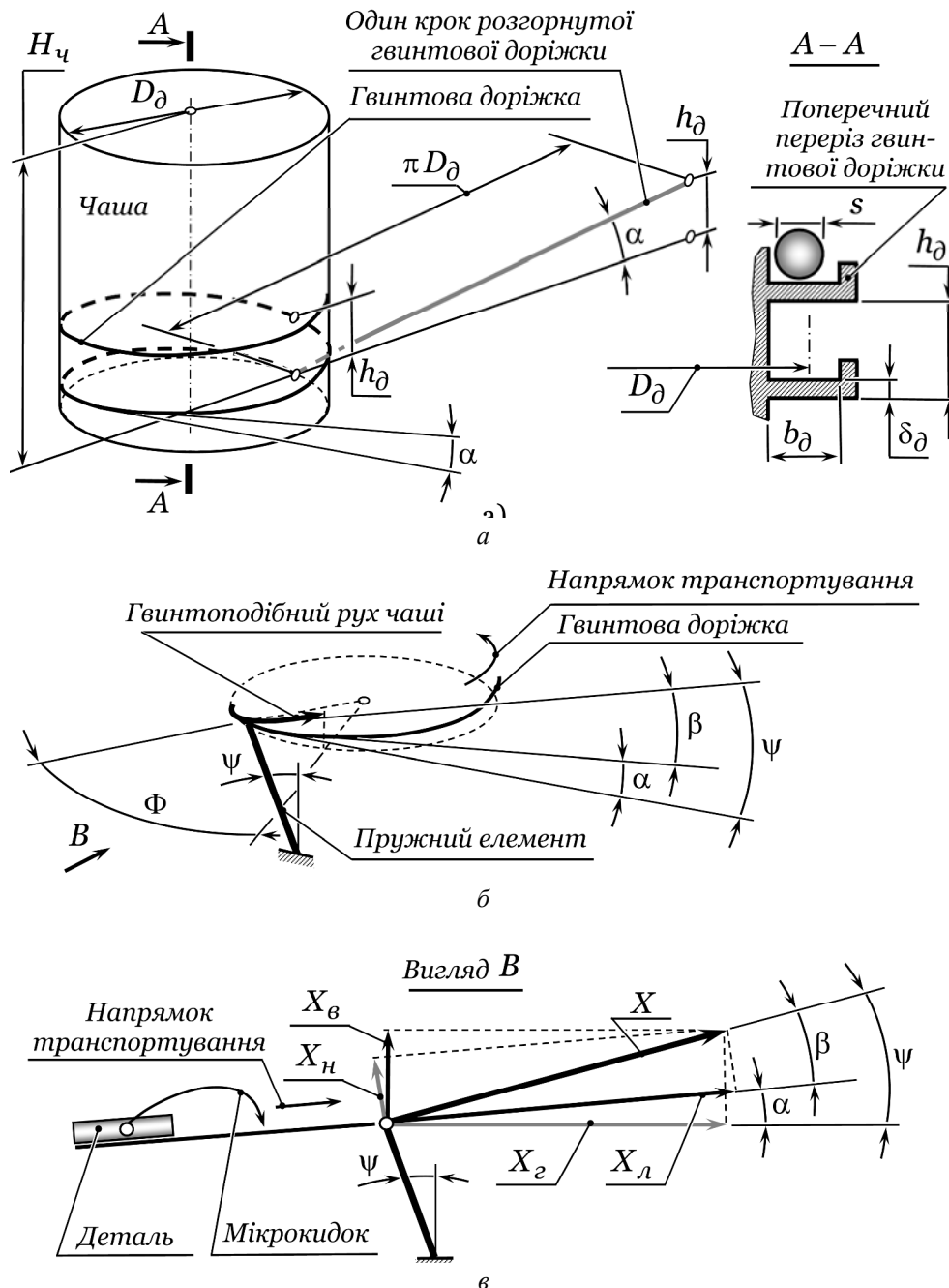


Рис. 1.4. Схематичне зображення (а) та геометричні параметри чаші (б); радіус розташування пружних елементів збігається з радіусом гвинтової доріжки (в)

Зовнішня гвинтова доріжка зовнішньої чаші повинна бути виконана з лівим навиванням, а тому в напрямку транспортування деталей поверхня доріжки матиме від'ємний кут α відносно горизонталі. За рахунок цього деталі опускатимуться по гвинтовій доріжці. В конструкції передбачаються позиції для перекидання деталей (самоспадання під дією сили ваги) з однієї гвинтової доріжки на другу.

1. Обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів вібраційного бункерного живильника. 1.1. *Встановлення геометричних параметрів чаш.* Спочатку необхідно визначити геометричні параметри чаш, по гвинтових доріжках яких повинні транспортуватись деталі. Це завдання потрібно реалізувати в комплексі з геометричним розташуванням пружних елементів, які, власне, розташовуючись під певним кутом ψ до вертикалі, й задають кут кидання деталей, встановлюючи тим самим співвідношення вертикальної та горизонтальної складових амплітуди коливань (рис. 1.4, в). Саме від співвідношення складових амплітуди коливань і залежить продуктивність (швидкість транспортування деталей) вібраційного бункерного живильника.

Кут підйому гвинтової доріжки α залежить від матеріалу, з якого вона виконана, та від матеріалу деталі, що транспортується. Тому кут α у разі транспортування сталевих деталей по сталевій доріжці переважно лежить у межах [3]

$$\alpha \approx 1^\circ \dots 3^\circ. \quad (1.1)$$

Якщо, для прикладу, відбувається транспортування гумових деталей з високим коефіцієнтом тертя, то кут підйому гвинтової доріжки α може становити $\alpha \approx 3^\circ \dots 4^\circ$. Зростання цього кута може бути спричинене використанням матеріалу доріжки з високим коефіцієнтом тертя.

Кут підйому α разом з середнім діаметром D_δ гвинтової доріжки чаші визначає її крок навивання h_δ

$$h_\delta = \pi D_\delta \tan \alpha. \quad (1.2)$$

Із виразу (1.2) кут підйому встановлюватиметься так

$$\alpha = \arctan \frac{h_\delta}{\pi D_\delta}. \quad (1.3)$$

Згідно з рекомендаціями [3] для середнього діаметра D_δ гвинтової доріжки повинна дотримуватись залежність

$$D_\delta \geq (7\mathbf{K}10)l_\delta, \quad (1.4)$$

де l_δ – довжина деталі. Тобто середній діаметр D_δ гвинтової доріжки не може бути довільно малим, оскільки це може унеможливити саме транспортування деталей. Потрібно розуміти, що збільшення діаметра D_δ полегшує процес транспортування, адже в такому випадку гвинтова доріжка наближається за формою до лотка вібраційного транспортера. Проте максимально можливий розмір D_δ обмежується або встановленими виробником габаритами конструкції, або ж технологічними можливостями. Крім того, для великих чаш необхідно обов'язково виконувати перевірку на власні частоти, щоб запобігти збігу власної частоти з вимушеною, тим самим мінімізувавши виникнення паразитних коливань.

Крок навивання h_δ гвинтової доріжки чаші через геометричні параметри деталі встановлюється за залежністю

$$h_\delta \approx 1.5s + \delta_\delta, \quad (1.5)$$

де s – габарит поперечного перерізу деталі (див. рис. 1.1); δ_δ – товщина гвинтової доріжки, що приймається конструктивно і з умови можливості технологічного виконання. Ширина доріжки

$$b_\delta = s + (2\mathbf{K}3) \text{ мм}. \quad (1.6)$$

Висоту чаші вибирають з конструктивних міркувань, проте її мінімальний розмір регламентується з умови:

$$H_{\text{ч}} \geq 0.2 D_{\text{д}}. \quad (1.7)$$

4 Закріпимо наведені вище викладення практичними розрахунками. Встановлення геометричних параметрів гвинтових доріжок необхідно починати з внутрішньої чаші, від розмірів якої залежатимуть габарити усього вібраційного бункерного живильника.

Згідно з виразом (1.6) ширина доріжки внутрішньої чаші $b_{\text{д}}$, враховуючи, що максимальний габарит поперечного перерізу деталі $s = 3 \text{ мм}$, становитиме:

$$b_{\text{д}} = s + 2 \text{ мм} = 3 + 2 = 5 \text{ мм} \text{ (див. рис. 1.5).}$$

Крок навівання $h_{\text{д}}$ гвинтової доріжки чаші, якщо конструктивно прийняти, що товщина гвинтової доріжки $\delta_{\text{д}} = 2 \text{ мм}$, згідно з виразом (1.5) становитиме

$$h_{\text{д}} = 1.5s + \delta_{\text{д}} = 1.5 \cdot 3 + 2 = 6.5 \text{ мм} \text{ і приймаємо } h_{\text{д}} = 7 \text{ мм}.$$

Зауважимо, що крок треба приймати таким, щоб не важко було його виставити на верстаті. Середній діаметр $D_{\text{д1}}$ гвинтової доріжки внутрішньої чаші необхідно реалізувати мінімально можливим, а тому, враховуючи, що довжина деталі $l_{\text{д}} = 10 \text{ мм}$ (див. рис. 1.2), згідно з виразом (1.4)

$$D_{\text{д1}} = 7l_{\text{д}} = 7 \cdot 10 = 70 \text{ мм}.$$

Якщо користуватись виразом (1.3), кут підйому α_1 гвинтової доріжки внутрішньої чаші становитиме

$$\alpha_1 = \arctan \frac{h_{\text{д}}}{\pi D_{\text{д1}}} = \arctan \frac{7}{\pi \cdot 70} = 1.82^\circ = 1^\circ 49'' \approx 1.8^\circ$$

і лежить у прийнятних межах (див. вираз (1.1)).

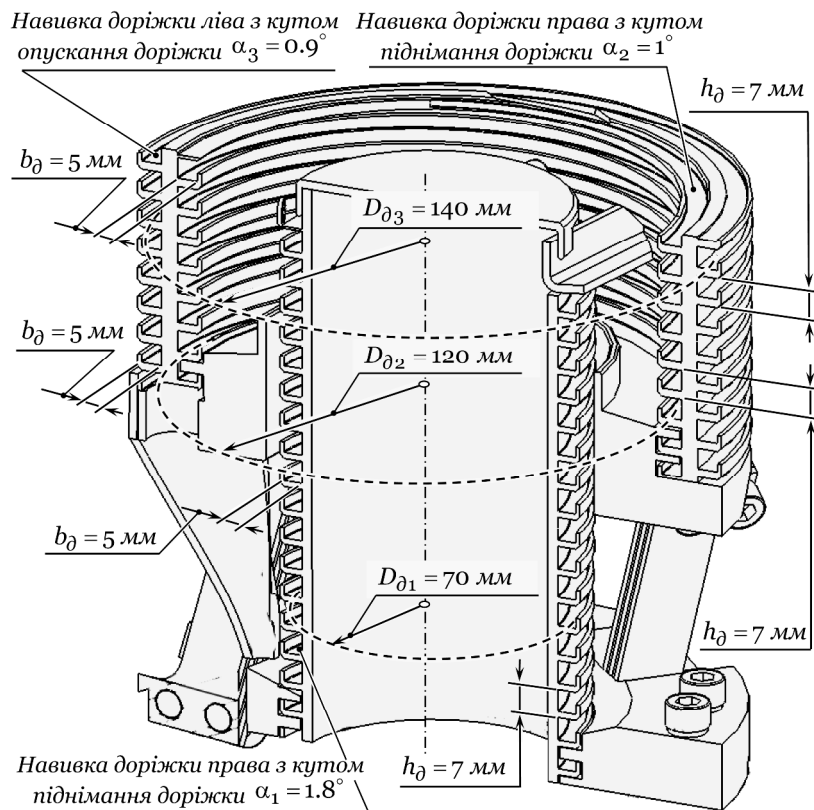


Рис. 1.5. Коливальна система вібраційного бункерного живильника з нанесеними геометричними параметрами зовнішньої та внутрішньої чаші

Для внутрішньої та зовнішньої доріжок зовнішньої чаші крок навивання h_∂ та їх ширину b_∂ приймемо такими самими, як і для внутрішньої чаші, адже транспортуватимуться ті самі деталі. Проте діаметри гвинтових доріжок відрізнятимуться, що вплине на кут їх підйому.

Конструктивно приймемо, що середній діаметр $D_{\partial 2}$ внутрішньої гвинтової доріжки зовнішньої чаші $D_{\partial 2} = 120 \text{ мм}$, а середній діаметр $D_{\partial 3}$ зовнішньої гвинтової доріжки зовнішньої чаші $D_{\partial 3} = 140 \text{ мм}$. Ці розміри задовольняють умову (1.4) і, між іншим, чим більший діаметр, тим краще для транспортування деталей, адже кут підйому α зменшується. Так, кут підйому α_2 внутрішньої гвинтової доріжки зовнішньої чаші

$$\alpha_2 = \arctan \frac{h_\partial}{\pi D_{\partial 2}} = \arctan \frac{7}{\pi \cdot 120} = 1.06^\circ = 1^\circ 3' \approx 1^\circ.$$

Зовнішня гвинтова доріжка зовнішньої чаші у нас буде з лівим навиванням, тобто опускатиметься в напрямку руху деталей. А тому її кут ухилу

$$\alpha_3 = -\arctan \frac{h_\partial}{\pi D_{\partial 3}} = -\arctan \frac{7}{\pi \cdot 140} = -0.91^\circ = -0^\circ 54' \approx -0.9^\circ.$$

1.2. Встановлення кінематичних параметрів. Перейдемо до встановлення оптимальних параметрів кута ψ нахилу пружних елементів та лінійної амплітуди X . Від співвідношення цих параметрів залежить процес транспортування. Почнемо з того, що різниця кута ψ нахилу пружних елементів та підйому гвинтової доріжки α визначає кут кидання β (див. рис. 1.6):

$$\beta = \psi - \alpha, \tag{1.8}$$

проте це справджується лише тоді, коли радіус розташування пружних елементів збігається із середнім радіусом гвинтової доріжки. У цьому випадку лінійна амплітуда X спрямована перпендикулярно до площини розташування пружного елемента.

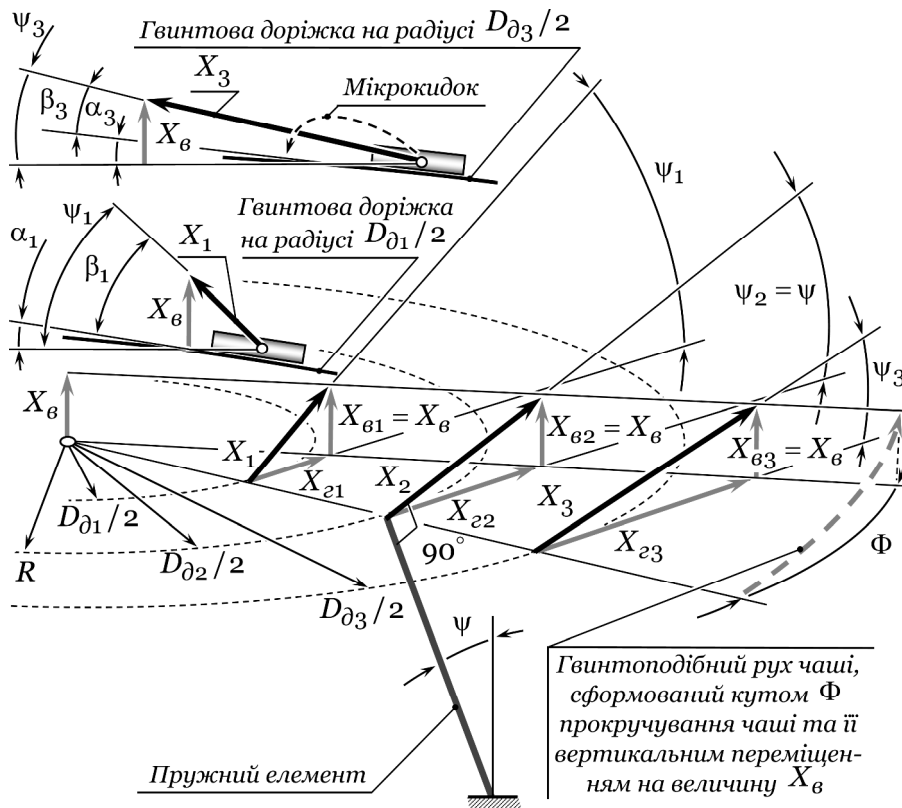


Рис. 1.6. Схематичне зображення геометрії руху на гвинтових доріжках

Коли радіус розташування пружних елементів не збігається із середнім радіусом гвинтової доріжки, співвідношення (1.8) не справджується. Зупинимось на цьому детальніше.

Якщо розглянути три гвинтові доріжки, що розташовані на радіусах відповідно $D_{\partial 1}$, $D_{\partial 2}$ та $D_{\partial 3}$, причому радіус R розташування пружних елементів збігається із радіусом другої гвинтової доріжки і лежить у межах $D_{\partial 1} < R = D_{\partial 2} < D_{\partial 3}$, то помічаємо, що з наближенням до умовної осі обертання чаші – умовний кут нахилу пружних елементів зростає (кут ψ_1), з віддаленням – зменшується (кут ψ_3). Пояснимо це.

Гвинтоподібний рух чаші можна розкласти на дві складові: кут прокручування Φ та вертикальне переміщення X_e . Якщо параметр X_e для кожної ділянки чаші однаковий, то горизонтальні складові X_{zi} амплітуд коливань X_i на різних радіусах $D_{\partial i}$ різнитимуться, адже параметр X_{zi} через амплітуду Φ кутових коливань чаші, за умови, що кут Φ малий, визначається як

$$X_{zi} = \frac{D_{\partial i}}{2} \tan \Phi \approx \frac{D_{\partial i}}{2} \Phi. \quad (1.9)$$

На кожному діаметрі справджується рівність

$$X_e = X_{ei} = X_{zi} \tan \psi_i, \quad (1.10)$$

а тому умовний кут нахилу пружного елемента на трьох різних радіусах, виразивши вертикальну складову X_e через кут нахилу ψ пружних елементів, розташованих на радіусі R , подамо як

$$\psi_i = \arctan \frac{X_e}{X_{zi}} = \arctan \frac{R \tan \Phi \tan \psi}{\frac{D_{\partial i}}{2} \tan \Phi} = \arctan \frac{R \tan \psi}{\frac{D_{\partial i}}{2}} \approx \frac{2R \psi}{D_{\partial i}}. \quad (1.11)$$

З виразу кут нахилу ψ пружних елементів визначатиметься як:

$$\psi = \arctan \frac{D_{\partial i} \tan \psi_i}{2R} \approx \frac{D_{\partial i} \psi_i}{2R}, \quad (1.12)$$

або ж, якщо хочемо визначити кут ψ нахилу пружних елементів з умови кута кидання β_i , де

$$\beta_i = \psi_i - \alpha_i, \quad (1.13)$$

із (1.12) та (1.13) отримаємо

$$\psi = \arctan \frac{D_{\partial i} \tan \psi_i}{2R} = \arctan \frac{D_{\partial i} \tan(\beta_i + \alpha_i)}{2R} \approx \frac{D_{\partial i} \psi_i}{2R} = \frac{D_{\partial i}(\beta_i + \alpha_i)}{2R}. \quad (1.14)$$

Отже, кут ψ нахилу пружних елементів у випадку, коли середній радіус R їх розташування не збігається із середнім радіусом гвинтової доріжки, визначають згідно з (1.14). З цієї залежності зрозуміло, що коли $D_{\partial i} < R$, то $\psi_i > \psi$; коли $D_{\partial i} > R$, то $\psi_i < \psi$; коли $D_{\partial i} = R$, то $\psi_i = \psi$. Це добре простежується і з рис. 1.6.

Кут ψ нахилу пружних елементів визначається кутом кидання β_i та кутом нахилу гвинтової доріжки α_i (див. вираз (1.13)). Кут кидання β_i разом з амплітудою коливань X_i задають швидкість транспортування деталей, а отже, і саму продуктивність вібраційного бункерного живильника. Тому, щоб встановити кут ψ , передусім необхідно обґрунтувати параметри X_i та β_i з умови продуктивності.

Так, максимально можлива швидкість транспортування деталей по гвинтовій доріжці визначається лінійною швидкістю руху самої гвинтової доріжки, максимальне (амплітудне) значення V_{∂} якої становить

$$V_{\partial i} = X_{li} \omega = X_i \omega \cos \beta_i = X_i \omega \cos(\psi_i - \alpha_i), \quad (1.15)$$

де X_{li} – проекція лінійної амплітуди X_i коливань чаші на радіусі $D_{\partial i}/2$ на поверхню i -ї гвинтової доріжки.

Закон зміни швидкості доріжки за умови, що коливання гармонійні, запишеться як

$$v_{\partial i} = V_{\partial i} \sin \omega t. \quad (1.16)$$

Діюче значення швидкості транспортування $v_{\partial i}$ становитиме

$$v_{\partial i} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T v_{\partial i}(t)^2 dt} = \sqrt{\frac{\omega}{2\pi} \int_0^{2\pi/\omega} (V_{\partial i} \sin \omega t)^2 dt} = \frac{1}{\sqrt{2}} V_{\partial i}, \quad (1.17)$$

де $T = 2\pi/\omega$ – період, на якому відбувається інтегрування. Користуючись (1.9), вираз (1.11) запишемо як

$$v_{\partial i} = \frac{1}{\sqrt{2}} X \omega \cos(\psi - \alpha) = \frac{1}{\sqrt{2}} X_i \omega \cos \beta_i. \quad (1.18)$$

За цим виразом і встановлюється швидкість транспортування, яка задає продуктивність вібраційного бункерного живильника. Здебільшого під час його проектування необхідно ґрунтуватися саме на продуктивності Q , яка пов'язана зі швидкістю транспортування так

$$Q_i = \frac{v_{\partial i}}{l_{\partial}} k_{зано\text{в}}, \quad [\text{штук/с}], \quad (1.19)$$

де l_{∂} – довжина деталі (заготовки);

$$k_{зано\text{в}} \approx 0.4 \dots 0.7 \quad (1.20)$$

– коефіцієнт заповнення, що враховує наявність проміжків між деталями (він також виконує функції коефіцієнта запасу, що відображає проковзування деталей по лотку). Із виразів (1.18) та (1.19) отримуємо, що амплітуда X_i лінійних коливань гвинтової доріжки

$$X_i = \frac{\sqrt{2} Q_i l_{\partial}}{\omega k_{зано\text{в}} \cos \beta_i}. \quad (1.21)$$

Невідомим параметром залишається кут кидання β . Для того, щоб обґрунтувати значення кута кидання β , повернемося до параметра перевантаження (див. вираз (1.141)). В нашому випадку за його значення відповідає нормальна складова X_n амплітуди коливань X . Ця складова визначатиметься як (див. рис. 1.4, в):

$$X_{ni} = X_i \sin \beta_i. \quad (1.22)$$

Враховуючи, що в нормальному напрямку до поверхні доріжки складова земного прискорення становить $g \cos \alpha$, перевантаження на поверхні доріжки визначатиметься як

$$\xi = \frac{X_{ni} \omega^2}{g \cos \alpha_i} = \frac{X_i \omega^2 \sin \beta_i}{g \cos \alpha_i}. \quad (1.23)$$

Згідно з рекомендаціями [3] коефіцієнт перевантаження ξ лежить у межах

$$\xi = 1.9 \dots 2.2. \quad (1.24)$$

Розв'язуючи як систему рівнянь (1.21) та (1.23), отримуємо:

$$X_i = \frac{\sqrt{k_{зано\text{в}}^2 \xi^2 g^2 \cos^2(\alpha_i) + 2 \omega^2 l_{\partial}^2 Q_i^2}}{\omega^2 k_{зано\text{в}}}; \quad (1.25)$$

$$\beta_i = \arccos \left(\frac{\sqrt{2} Q_i l_{\partial} \omega}{\sqrt{k_{зано\text{в}}^2 \xi^2 g^2 \cos^2(\alpha_i) + 2 \omega^2 l_{\partial}^2 Q_i^2}} \right). \quad (1.26)$$

Зауважимо, що кут кидання залежно від циклічної частоти вимушених коливань переважно лежить у межах

$$\beta = 15^{\circ} \mathbf{K} 30^{\circ} \text{ для } \nu = 50 \text{ Гц}; \quad \beta = 7^{\circ} \mathbf{K} 15^{\circ} \text{ для } \nu = 100 \text{ Гц}. \quad (1.27)$$

Менше значення кута β використовується для більших швидкостей транспортування.

Якщо ж задано швидкість транспортування v_{∂} , то, розв'язуючи сумісно (1.18) та (1.23), отримаємо:

$$X_i = \frac{\sqrt{\xi^2 g^2 \cos^2(\alpha_i) + 2\omega^2 v_{\partial i}^2}}{\omega^2}; \quad (1.28)$$

$$\beta = \arccos \left(\frac{\sqrt{2} v_{\partial i} \omega}{\sqrt{\xi^2 g^2 \cos^2(\alpha_i) + 2\omega^2 v_{\partial i}^2}} \right). \quad (1.29)$$

Отже, вирази (1.25), (1.26), (1.28) та (1.29) дають змогу знайти необхідну лінійну амплітуду коливань X_i i -ї гвинтової доріжки та кут ψ нахилу пружних елементів (див. вираз (1.14)) з технологічних умов. Зрозуміло, що амплітуда коливань X_i є порівняно лінійною, оскільки формується за рахунок гвинтоподібного руху чаші. На малих кутах закручування чаші, як і є в нашому випадку, амплітуду коливань X_i вважаємо лінійною.

4 Використовуючи наведені вище формули, встановимо геометрико-кінематичні параметри вібраційного бункерного живильника. Для цього скористаємось рис. 1.6. Обґрунтування параметрів розпочнемо із внутрішньої чаші. Нехай технологічно необхідна продуктивність гвинтової доріжки становить $Q_1 = 4$ *штуки/с*. Із виразу (1.19), якщо прийняти, що коефіцієнт заповнення доріжки $k_{зано} = 0.55$, швидкість транспортування становитиме

$$v_{\partial i} = \frac{Q_i l_{\partial}}{k_{зано}} = \frac{5 \cdot 0.01}{0.5} = 0.073 \text{ м/с} = 73 \text{ мм/с}.$$

Якщо прийняти, що коефіцієнт перевантаження $\xi = 2.2$; кут підйому гвинтової доріжки $\alpha_1 = 1.82^\circ$; колова частота вимушених коливань $\omega = 314 \text{ рад/с}$, відповідно до (1.28), амплітуда X_1 коливань чаші становить

$$X_1 = \frac{\sqrt{\xi^2 g^2 \cos^2(\alpha_1) + 2\omega^2 v_{\partial 1}^2}}{\omega^2} = \frac{\sqrt{2.2^2 \cdot 9.81^2 \cos^2(1.82^\circ) + 2 \cdot 314^2 \cdot 0.073^2}}{314^2} = 0.000394 \text{ м},$$

а кут кидання β_1 згідно з (1.29)

$$\begin{aligned} \beta_1 &= \arccos \left(\frac{\sqrt{2} v_{\partial 1} \omega}{\sqrt{\xi^2 g^2 \cos^2(\alpha_1) + 2\omega^2 v_{\partial 1}^2}} \right) = \\ &= \arccos \left(\frac{\sqrt{2} \cdot 0.073 \cdot 314}{\sqrt{2.2^2 \cdot 9.81^2 \cos^2(1.82^\circ) + 2 \cdot 314^2 \cdot 0.073^2}} \right) = 0.59 \text{ рад} = 33.74^\circ. \end{aligned}$$

Тоді умовний кут нахилу пружних елементів на діаметрі $D_{\partial 1}$ гвинтової доріжки згідно з (1.13)

$$\psi_1 = \beta_1 + \alpha_1 = 33.74^\circ + 1.82^\circ = 35.56^\circ,$$

а на основі (1.14), кут нахилу пружних елементів, середній радіус розташування яких передбачається $R = 55 \text{ мм}$, становитиме

$$\psi = \arctan \frac{D_{\partial 1} \tan \psi_1}{2R} = \arctan \frac{0.07 \tan 35.56^\circ}{2 \cdot 0.055} = 0.436 \text{ рад} = 25^\circ.$$

Отже, пружні елементи встановлюємо під кутом $\psi = 25^\circ$ відносно вертикалі. Пружна система для нашої коливальної системи буде одна, а тому зрозуміло, що інші дві доріжки за відомого кута нахилу пружних елементів матимуть такі умовні кути нахилу пружного елемента (див. вираз (1.11)):

$$\psi_2 = \arctan \frac{2R \tan \psi}{D_{\partial 2}} = \arctan \frac{2 \cdot 0.055 \cdot \tan 25^\circ}{0.12} = 0.4 \text{ рад} = 23^\circ;$$

$$\psi_3 = \arctan \frac{2R \tan \psi}{D_{\partial 3}} = \arctan \frac{2 \cdot 0.055 \cdot \tan 25^\circ}{0.14} = 0.4 \text{ рад} = 20^\circ.$$

Кути кидання деталей на них гвинтових доріжках згідно з (1.13):

$$\beta_2 = \psi_2 - \alpha_2 = 23^\circ - 1^\circ = 22^\circ; \quad \beta_3 = \psi_3 - \alpha_3 = 20^\circ - (-0.9^\circ) = 20.9^\circ.$$

Зрозуміло, що по зовнішній гвинтовій доріжці зовнішньої чаші деталі рухатимуться вниз у будь-якому випадку. Питання постає відносно внутрішньої гвинтової доріжки зовнішньої чаші на радіусі $D_{\partial 2}/2$, адже вона повинна транспортувати деталі вгору приблизно з такою ж швидкістю ($v_{\partial 2} \approx v_{\partial 1} = 73 \text{ мм/с}$). Її можемо досягти лише за рахунок забезпечення необхідної амплітуди коливань X_2 , адже змінити кут кидання ми уже не можемо ($\beta_2 = 22^\circ$). Так, завдяки тому, що внутрішній і зовнішній бункери утворюють дві різні маси, різним співвідношенням їхніх інерційних параметрів можна закладати меншу чи більшу амплітуду коливань зовнішньої чаші щодо уже фіксованої амплітуди коливань внутрішньої чаші.

Для цього скористаємось виразом (1.21), згідно з яким необхідна амплітуда коливань X_2 гвинтової доріжки для забезпечення заданої продуктивності $Q_1 = Q_2 = Q = 4 \text{ штуки/с}$ становить

$$X_2 = \frac{\sqrt{2} Q_i l_{\partial}}{\omega k_{\text{запов}} \cos \beta_i} = \frac{\sqrt{2} \cdot 4 \cdot 0.01}{314 \cdot 0.55 \cos 22^\circ} = 0.00035 \text{ м} = 0.35 \text{ мм}.$$

Горизонтальна складова X_{22} амплітуди коливань X_2 становить

$$X_{22} = X_2 \cos \psi_2 = 0.35 \cdot \cos 23^\circ = 0.32 \text{ мм}.$$

Відповідно до (1.9), кут закручування Φ_2 зовнішньої чаші мав би становити

$$\Phi_2 = \arctan \frac{2X_{22}}{D_{\partial 2}} = \arctan \frac{2 \cdot 0.32}{120} = 0.3^\circ.$$

Відповідно для гвинтової доріжки на радіусі $D_{\partial 1}/2$ горизонтальна складова X_{21} амплітуди коливань X_1 становить

$$X_{21} = X_1 \cos \psi_1 = 0.394 \cdot \cos 35.56^\circ = 0.32 \text{ мм},$$

тоді кут закручування Φ_1 внутрішньої чаші дорівнює

$$\Phi_1 = \arctan \frac{2X_{21}}{D_{\partial 1}} = \arctan \frac{2 \cdot 0.32}{70} = 0.52^\circ.$$

Отже, інерційний параметр маси, утвореної зовнішньою чашею, для забезпечення продуктивності $Q_2 = Q = 4 \text{ штуки/с}$, повинен мати в

$$\Phi_1 / \Phi_2 = 0.52^\circ / 0.3^\circ = 1.7 \text{ разу}$$

більше значення, тобто ця маса має бути більшою. Проте в такому випадку нормальна складова амплітуди коливань зовнішнього бункера становитиме лише

$$X_{н2} = X_2 \sin \psi_2 = 0.35 \cdot \sin 23^\circ = 0.137 \text{ мм},$$

що відповідає коефіцієнту перевантаження (див. вираз (1.23))

$$\xi_2 = \frac{X_{н2} \omega^2}{g \cos \alpha_2} = \frac{0.000137 \cdot 314^2}{9.81 \cdot \cos 1^\circ} = 1.38.$$

Значення $\xi_2 = 1.38$ не зовсім відповідає умові (1.24). Тому з метою підвищення коефіцієнта перевантаження для зовнішньої чаші приймемо, що вона буде важчою за внутрішню ≈ 1.6 разу, незважаючи на те, що у такому випадку продуктивність може бути дещо вищою, приблизно на 16 %. Коефіцієнт перевантаження сягне значення $\xi_2 = 1.38 \cdot 1.16 = 1.6$, достатнього для стабільного транспортування деталей. Σ

Сформувавши основні геометричні та кінематичні параметри вібраційного бункерного живильника, можна перейти до його конструктивного розроблення. Для цього, насамперед, необхідно визначити коливальні маси, встановити їхні інерційні параметри, розрахувати пружну систему та електромагнітний віброзбудник.

2. Встановлення інерційно-жорсткісних та силових параметрів коливальної системи.

2.1. *Вирази для жорсткості пружної системи та зведених мас.* Коефіцієнт жорсткості на згин (стиск) через зведену масу $m_{зв}$ для прямолінійного руху та коефіцієнт жорсткості для коливальної системи, що здійснює кутові (крутильні) рухи, визначаються згідно з виразами (рис. 1.7):

$$\begin{aligned} c &= m_{зв} \left(\frac{\omega}{z} \right)^2 = \left(\frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} \right) \left(\frac{\omega}{z} \right)^2; \\ c_{кр} &= J_{зв} \left(\frac{\omega}{z} \right)^2 = \left(\frac{J_1 J_2}{J_1 + J_2} \right) \left(\frac{\omega}{z} \right)^2, \end{aligned} \quad (1.30)$$

де m_1 , m_2 та J_1 , J_2 – відповідно інертність за лінійного руху та моменти інерції першої та другої коливальних мас. Зауважимо, що встановлення значення коефіцієнта жорсткості було можливим завдяки тому, що відомий аналітичний вираз для зведеної маси $m_{зв}$.

Якщо розглянути двомасову систему на базі гіперболоїдного торсіона (рис. 1.8), невідомим параметром для нас є коефіцієнт жорсткості пружної системи. Так, якщо гіперболоїдний торсіон приводиться від вертикального зусилля F , ми не знаємо як визначати жорсткість на згин (стиск) $c_{з2}$; якщо він скручується крутним моментом $M_{кр}$ – невідома жорсткість на кручення $c_{кр}$.

У чому ж справа? А в тому, що в першому випадку недостатньо визначити коефіцієнт жорсткості з виразу (1.30) через зведену масу $m_{зв}$, а другому через зведений момент інерції $J_{зв} = J_1 J_2 / (J_1 + J_2)$, адже коливальні маси перебувають в гвинтоподібному русі. На формування значення зведеної маси впливатимуть значення моментів інерції мас, а зведений момент інерції такої коливальної системи повинен враховувати інертність мас.

Тому розглянемо двомасову коливальну систему бункерного живильника, маси якого притягуються збурювальним зусиллям F (рис. 1.8, а). Для такої схеми необхідно знати вираз для зведеної маси $m_{зв \ 2m}$, щоб за формулою, аналогічною (1.30)

$$c_{з2} = m_{зв \ 2m} (\omega / z)^2, \quad (1.31)$$

встановити невідомий для нас коефіцієнт жорсткості на згин.

Для спрощення викладення матеріалу зведемо двомасову систему вібраційного бункерного живильника до одномасової (рис. 1.9), жорстко защемивши її нижню масу, а її інерційність врахувавши в параметрах верхньої. По суті, в русі перебуває одна коливальна маса, інерційні параметри якої визначаються так

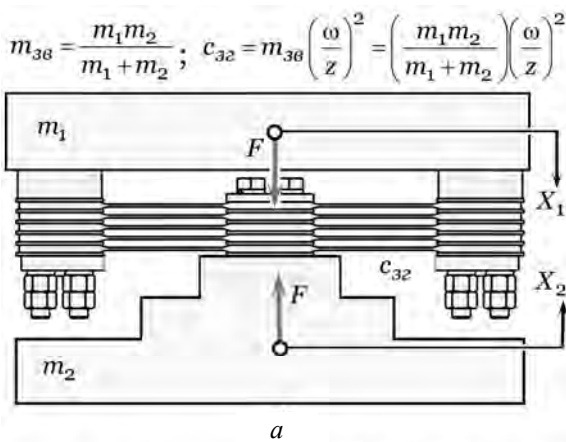
$$m_{зв} = \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2};$$

$$J_{зв} = \frac{J_1 J_2}{J_1 + J_2}. \tag{1.32}$$

Координати відносного руху $x_{від}$ та $\varphi_{від}$ не є незалежними, вони взаємопов'язані. Одна координата через іншу встановлюється згідно зі співвідношенням:

$$x_{від} = \varphi_{від} R \cos \alpha \operatorname{tg} \psi. \tag{1.33}$$

Тобто узагальненою координатою може бути лише $x_{від}$ або $\varphi_{від}$. Для встановлення зведеної маси складемо рівняння енергетичного балансу за узагальненою координатою $x_{від}$, звівши обертальний рух по $\varphi_{від}$ до лінійного переміщення за $x_{від}$.



$J_{зв} = \frac{J_1 J_2}{J_1 + J_2}; c_{кр} = J_{зв} \left(\frac{\omega}{z}\right)^2 = \left(\frac{J_1 J_2}{J_1 + J_2}\right) \left(\frac{\omega}{z}\right)^2$

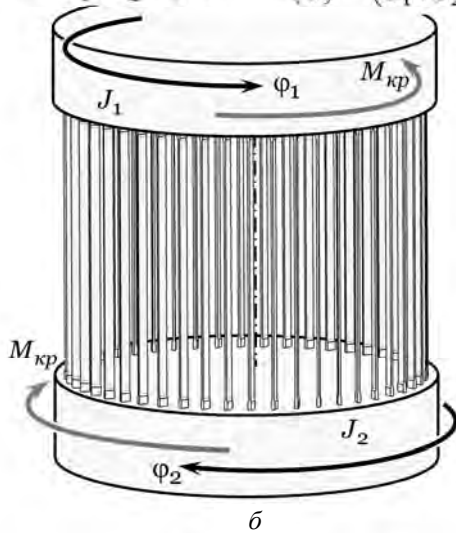


Рис. 1.7. Коливальні системи з прямолінійним (а) та кутовим (б) рухом

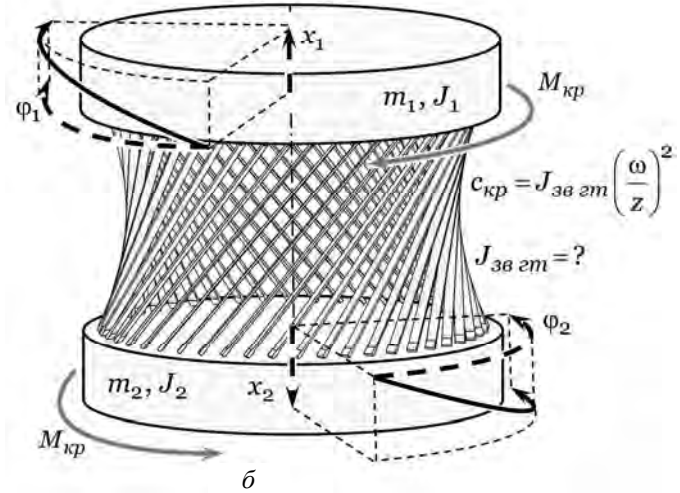
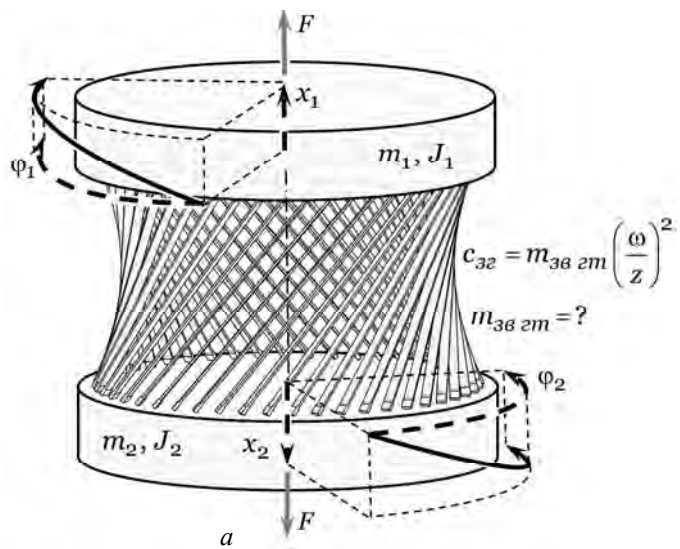


Рис. 1.8. Коливальна система на базі гіперболічного торсіона, що приводиться у рух від сили збурення (а) та крутного моменту (б)

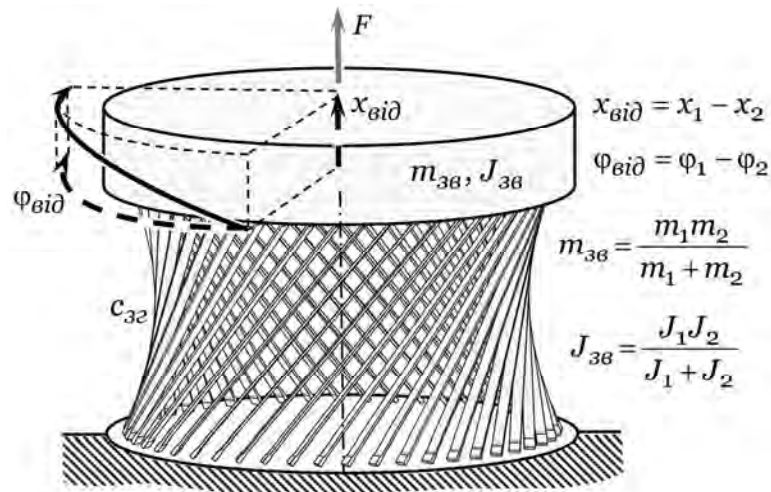


Рис. 1.9. Коливальна система на базі гіперболоїдного торсіона, зведена до одномасової

Під час коливань завжди зберігається баланс кінетичної K та потенціальної Π енергій, який можна відобразити рівністю $\Pi = K$. Потенціальна енергія у разі деформації гіперболоїдного торсіона за лінійною координатою x_{vib} становитиме

$$\Pi = \frac{c_{32} x_{vib}^2}{2} \tag{1.34}$$

а кінетична енергія складатиметься з рухів за координатами x_{vib} та ϕ_{vib} :

$$K = \frac{m_{36} \dot{x}_{vib}^2}{2} + \frac{J_{36} \dot{\phi}_{vib}^2}{2} \tag{1.35}$$

З використанням (1.33) кутова швидкість за координатою ϕ_{vib} становить $\dot{\phi}_{vib} = \dot{x}_{vib} / (R \cos \alpha \operatorname{tg} \psi)$. Враховуючи це та прирівнюючи (1.34) та (1.35), отримаємо

$$\frac{c_{32} x_{vib}^2}{2} = \frac{m_{36} \dot{x}_{vib}^2}{2} + \frac{J_{36} \dot{x}_{vib}^2}{2 R^2 \cos^2(\alpha) \operatorname{tg}^2(\psi)} \tag{1.36}$$

З амплітудними значеннями переміщення X_{vib} та швидкості ωX_{vib} рівність (1.36) запишеться як

$$c_{32} X_{vib}^2 = m_{36} \omega^2 X_{vib}^2 + \frac{J_{36} \omega^2 X_{vib}^2}{R^2 \cos^2(\alpha) \operatorname{tg}^2(\psi)} \tag{1.37}$$

звідки з урахуванням коефіцієнта резонансного налагодження z

$$c_{32} = \left(m_{36} + \frac{J_{36}}{R^2 \cos^2(\alpha) \operatorname{tg}^2(\psi)} \right) \left(\frac{\omega}{z} \right)^2 \tag{1.38}$$

Зіставляючи (1.31) та (1.38), бачимо, що зведена маса коливальної системи на базі гіперболоїдного торсіона, що працює на стиск під дією вертикальної сили збурення F (схема на рис. 1.8, а)

$$m_{36 \text{ зм}} = m_{36} + \frac{J_{36}}{R^2 \cos^2(\alpha) \operatorname{tg}^2(\psi)} = \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} + \frac{J_1 J_2}{J_1 + J_2} \frac{1}{R^2 \cos^2(\alpha) \operatorname{tg}^2(\psi)} \tag{1.39}$$

Якщо використати (1.38), власну частоту системи на базі гіперболоїдного торсіона, подану через зведену масу, визначимо як

$$\omega = \sqrt{\frac{c_{32}}{m_{32}}} = \sqrt{\frac{c_{32}}{\frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} + \frac{J_1 J_2}{J_1 + J_2} \frac{1}{R^2 \cos^2(\alpha) \operatorname{tg}^2(\psi)}}}. \quad (1.40)$$

Для коливальної системи на базі гіперболоїдного торсіона, що приводиться у рух від крутного моменту (схема на рис. 1.8, б), рівняння енергетичного балансу матиме вигляд

$$\frac{c_{кр} \Phi_{від}^2}{2} = \frac{J_{32} \Phi_{від}^2}{2} + \frac{m_{32} \Phi_{від}^2 R^2 \cos^2(\alpha) \operatorname{tg}^2(\psi)}{2},$$

звідки, проводячи перетворення, ідентичні виконаним вище, запишемо зведений момент інерції

$$J_{32} = J_{32} + m_{32} R^2 \cos^2(\alpha) \operatorname{tg}^2(\psi) = \frac{J_1 J_2}{J_1 + J_2} + \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} R^2 \cos^2(\alpha) \operatorname{tg}^2(\psi). \quad (1.41)$$

Аналогічно значення жорсткості $c_{кр}$ на кручення

$$c_{кр} = \left(\frac{J_1 J_2}{J_1 + J_2} + \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} R^2 \cos^2(\alpha) \operatorname{tg}^2(\psi) \right) \left(\frac{\omega}{z} \right)^2, \quad (1.42)$$

а власна частота системи на базі гіперболоїдного торсіона, подана через зведений момент інерції, визначається як

$$\omega = \sqrt{\frac{c_{кр}}{J_{32}}} = \sqrt{\frac{c_{кр}}{\frac{J_1 J_2}{J_1 + J_2} + \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} R^2 \cos^2(\alpha) \operatorname{tg}^2(\psi)}}. \quad (1.43)$$

2.2. Вирази для амплітудного значення F_0 збурювального зусилля. Диференціальне рівняння руху за узагальненою координатою $x_{від}$ набуде вигляду

$$m_{32} \ddot{x}(t) + c_{32} \cdot x(t) = F_0 \sin(\omega \cdot t). \quad (1.44)$$

За амплітудою коливань $X_{від}$ рівняння (1.44) запишеться як

$$-m_{32} \omega^2 X_{від} + c_{32} \cdot X_{від} = F_0, \quad (1.45)$$

а отже, амплітудне значення збурювального зусилля становитиме

$$F_0 = X_{від} (c_{32} - m_{32} \omega^2) = (X_1 + X_2) \left(c_{32} - \left(\frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} + \frac{J_1 J_2}{J_1 + J_2} \frac{1}{R^2 \cos^2(\alpha) \operatorname{tg}^2(\psi)} \right) \omega^2 \right), \quad (1.46)$$

де X_1 та X_2 – лінійні амплітуди коливань мас m_1 та m_2 .

Аналогічно амплітудне значення крутного моменту визначатиметься згідно з

$$M_{кр0} = \Phi_{від} (c_{кр} - J_{32} \omega^2) = (\Phi_1 + \Phi_2) \left(c_{кр} - \left(\frac{J_1 J_2}{J_1 + J_2} + \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} R^2 \cos^2(\alpha) \operatorname{tg}^2(\psi) \right) \omega^2 \right), \quad (1.47)$$

де Φ_1 та Φ_2 – кутові амплітуди коливань мас m_1 та m_2 з моментами інерції J_1 та J_2 .

З урахуванням коефіцієнта опору b_{12} можна записати, що амплітудне значення збурювального зусилля становитиме

$$F_0 = X_{від} \sqrt{(c_{32} - m_{32} \omega^2)^2 + (\omega b_{12})^2} = (X_1 + X_2) \sqrt{\left(c_{32} - \omega^2 \left(\frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} + \frac{J_1 J_2}{J_1 + J_2} \frac{1}{R^2 \cos^2(\alpha) \operatorname{tg}^2(\psi)} \right) \right)^2 + (\omega b_{12})^2}, \quad (1.48)$$

а амплітудне значення крутного моменту визначатиметься згідно з

$$M_{кр0} = \Phi_{від} \sqrt{(c_{кр} - J_{зв\ зм} \omega^2)^2 + (\omega b_{12})^2} =$$

$$= (\Phi_1 + \Phi_2) \sqrt{\left(c_{кр} - \omega^2 \left(\frac{J_1 J_2}{J_1 + J_2} + \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} R^2 \cos^2(\alpha) \operatorname{tg}^2(\psi) \right) \right)^2 + (\omega b_{12})^2}. \quad (1.49)$$

2.3. Уточнені вирази для встановлення зведеної маси та моменту інерції. Зведену масу (1.39) для гіперболоїдного торсіона можна встановити і розглядаючи двомасову конструкцію, не зводячи її до одномасової (рис. 1.8, а). Для цього складемо диференціальні рівняння вільних коливань (без сили збурення) системи за узагальненими координатами x_1 та x_2 .

Кінетична енергія системи становить, з огляду на (1.33)

$$K = \frac{m_1 \dot{x}_1^2}{2} + \frac{J_1 \dot{\varphi}_1^2}{2} + \frac{m_2 \dot{x}_2^2}{2} + \frac{J_2 \dot{\varphi}_2^2}{2} =$$

$$= \frac{m_1 \dot{x}_1^2}{2} + \frac{J_1 \dot{x}_1^2}{2R^2 \cos^2(\alpha) \operatorname{tg}^2(\psi)} + \frac{m_2 \dot{x}_2^2}{2} + \frac{J_2 \dot{x}_2^2}{2R^2 \cos^2(\alpha) \operatorname{tg}^2(\psi)}. \quad (1.50)$$

потенціальна енергія

$$\Pi = \frac{c_{32} (x_1 - x_2)^2}{2}. \quad (1.51)$$

Введемо позначення $\Xi = R \cos(\alpha) \operatorname{tg}(\psi)$. Виконавши диференціювання аналогічно до (1.52) використовуючи (1.50) та (1.51), отримаємо систему диференціальних рівнянь

$$\begin{cases} \ddot{x}_1 (m_1 + J_1 / \Xi^2) + c_{32} (x_1 - x_2) = 0; \\ \ddot{x}_2 (m_2 + J_2 / \Xi^2) + c_{32} (x_2 - x_1) = 0. \end{cases} \quad (1.52)$$

За амплітудами коливань X_1 та X_2 система (1.52) набуде вигляду

$$\begin{cases} -X_1 \omega^2 (m_1 + J_1 / \Xi^2) + c_{32} (X_1 - X_2) = 0; \\ -X_2 \omega^2 (m_2 + J_2 / \Xi^2) + c_{32} (X_2 - X_1) = 0. \end{cases} \quad (1.53)$$

Частотна матриця (матриця коефіцієнтів при невідомих) системи (1.53) має вигляд

$$\begin{bmatrix} c_{32} - \omega^2 (m_1 + J_1 / \Xi^2) & -c_{32} \\ -c_{32} & c_{32} - \omega^2 (m_2 + J_2 / \Xi^2) \end{bmatrix},$$

а її визначник $(c_{32} - \omega^2 (m_1 + J_1 / \Xi^2))(c_{32} - \omega^2 (m_2 + J_2 / \Xi^2)) - c_{32}^2$. Якщо прирівняти його до нуля, власна частота коливальної системи становить

$$\omega = \sqrt{\frac{c_{32}}{\frac{(m_1 + J_1 / \Xi^2)(m_2 + J_2 / \Xi^2)}{(m_1 + J_1 / \Xi^2) + (m_2 + J_2 / \Xi^2)}}} = \sqrt{\frac{c_{32}}{m_{зв\ зм}}}, \quad (1.54)$$

а отже

$$m_{зв\ зм} = \frac{(m_1 + J_1 / \Xi^2)(m_2 + J_2 / \Xi^2)}{(m_1 + J_1 / \Xi^2) + (m_2 + J_2 / \Xi^2)}. \quad (1.55)$$

Аналогічно можна вивести зведений момент інерції (рис. 1.8, б):

$$J_{зв\ зм} = \frac{(m_1 \Xi^2 + J_1)(m_2 \Xi^2 + J_2)}{((m_1 \Xi^2 + J_1) + (m_2 \Xi^2 + J_2))}, \quad (1.56)$$

де, нагадаємо, $\Xi = R \cos(\alpha) \operatorname{tg}(\psi)$. Порівняно з (1.39) та (1.41) вирази (1.55) та (1.56) точніші й дають дещо більший результат з різницею до 1%. Проте вирази (1.39) та (1.55), (1.41) та (1.56) повністю сходяться на граничних умовах:

$$\lim_{\psi \rightarrow 90^\circ} m_{зв\ зм} = \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2}; \quad \lim_{\psi \rightarrow 90^\circ} J_{зв\ зм} = \frac{J_1 J_2}{J_1 + J_2}; \quad \lim_{\psi \rightarrow 0^\circ} m_{зв\ зм} = \lim_{\psi \rightarrow 0^\circ} J_{зв\ зм} \rightarrow \infty.$$

4 Отож, на основі власного бачення та дотримуючись технічних та технологічних вимог, конструктор розробляє вібраційний бункерний живильник. Особливостей його побудови може бути безліч. Одне з конструктивних рішень наведено на рис. 1.10.

Сумарна маса коливальної системи відображена на рис. 1.11, а інерційні параметри мас, що утворюються внутрішньою та зовнішньою чашами, наведено на рис. 1.12 та рис. 1.13 відповідно. За аналогією з (1.39), прийнявши попередньо, що робоча довжина пружного елемента $l_c = 60$ мм, зведена маса внутрішньої чаші

$$m_{зв\ 1} = m_1 + \frac{J_1}{R^2 \cos^2 \left(\arcsin \frac{l_c \sin \psi}{2R} \right) \operatorname{tg}^2(\psi)} = 3.32 + \frac{0.0084}{0.055 \cdot \cos^2 \left(\arcsin \frac{0.06 \cdot \sin 25^\circ}{2 \cdot 0.055} \right)} = 16.8 \text{ кг}, \quad (1.57)$$

а зведена маса зовнішньої чаші

$$m_{зв\ 2} = m_2 + \frac{J_2}{R^2 \cos^2 \left(\arcsin \frac{l_c \sin \psi}{2R} \right) \operatorname{tg}^2(\psi)} = 4.56 + \frac{0.0136}{0.055 \cdot \cos^2 \left(\arcsin \frac{0.06 \cdot \sin 25^\circ}{2 \cdot 0.055} \right)} = 26.4 \text{ кг}. \quad (1.58)$$

Отже, співвідношення інерційних параметрів чаш – зовнішньої до внутрішньої таке

$$\frac{m_{зв\ 2}}{m_{зв\ 1}} = \frac{26.4}{16.8} = 1.57,$$

що відповідає умові, поставленій у попередньому параграфі.

Зведену масу коливальної системи, реалізовану на основі гіперболоїдного торсіона за двома масовою схемою, дві незалежні маси якої утворюються внутрішньою та зовнішньою чашами, визначаємо згідно з (1.39):

$$\begin{aligned} m_{зв\ зм} &= \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} + \frac{J_1 J_2}{J_1 + J_2} \frac{1}{R^2 \cos^2 \left(\arcsin \frac{l_c \sin \psi}{2R} \right) \operatorname{tg}^2(\psi)} = \\ &= \frac{3.32 \cdot 4.56}{3.32 + 4.56} + \frac{0.0084 \cdot 0.0136}{0.0084 + 0.0136} \frac{1}{0.055 \cdot \cos^2 \left(\arcsin \frac{0.06 \cdot \sin 25^\circ}{2 \cdot 0.055} \right)} = 10.26 \text{ кг}. \end{aligned} \quad (1.59)$$

Практично такий самий результат можна отримати, використовуючи вирази (1.57) та (1.58):

$$m_{зв\ зм} = \frac{m_{зв\ 1} m_{зв\ 2}}{m_{зв\ 1} + m_{зв\ 2}} = \frac{16.8 \cdot 26.4}{16.8 + 26.4} = 10.27 \text{ кг}. \quad (1.60)$$

Вираз (1.60) – не що інше, як вираз (1.59). Як бачимо, різниця в розрахунках за цими виразами незначна. Зауважимо, що якщо не враховувати прокручування коливальних мас, тобто не брати до уваги моментів інерції, то зведена маса коливальної системи становитиме лише

$$m_{зв} = \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} = \frac{3.32 \cdot 4.56}{3.32 + 4.56} = 1.92 \text{ кг}.$$

Левову частку інертності коливальній системі надає обертальний рух, викликаний прокручуванням мас по гвинтоподібній траєкторії. Чим менший кут нахилу пружних елементів ψ – тим більший відсоток інерційної складової від обертання. Тому зрозуміло, що не враховувати прокручування мас недопустимо.

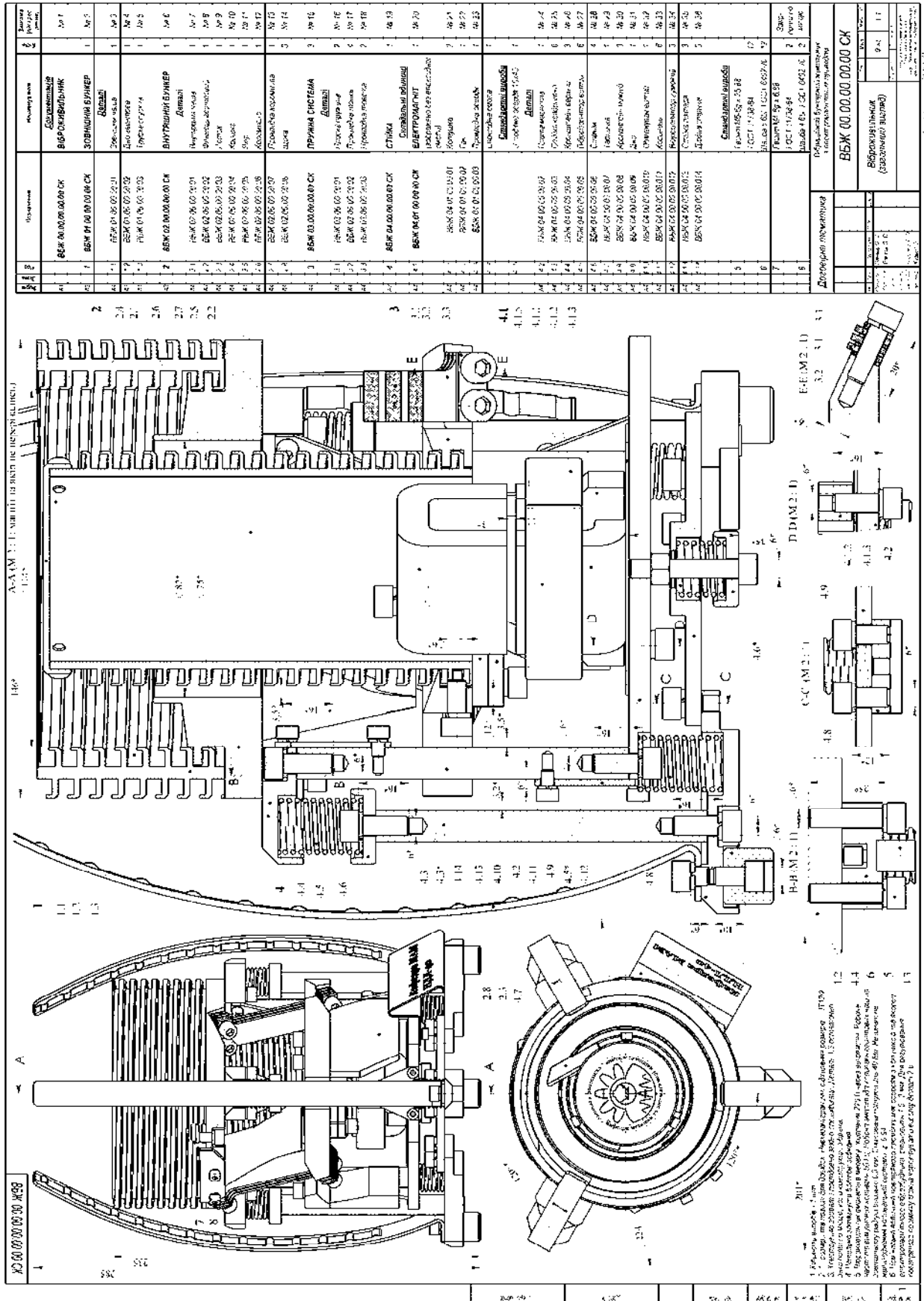


Рис. 1.10. Складальне креслення вібраційного живильника (повернуто на 90°)

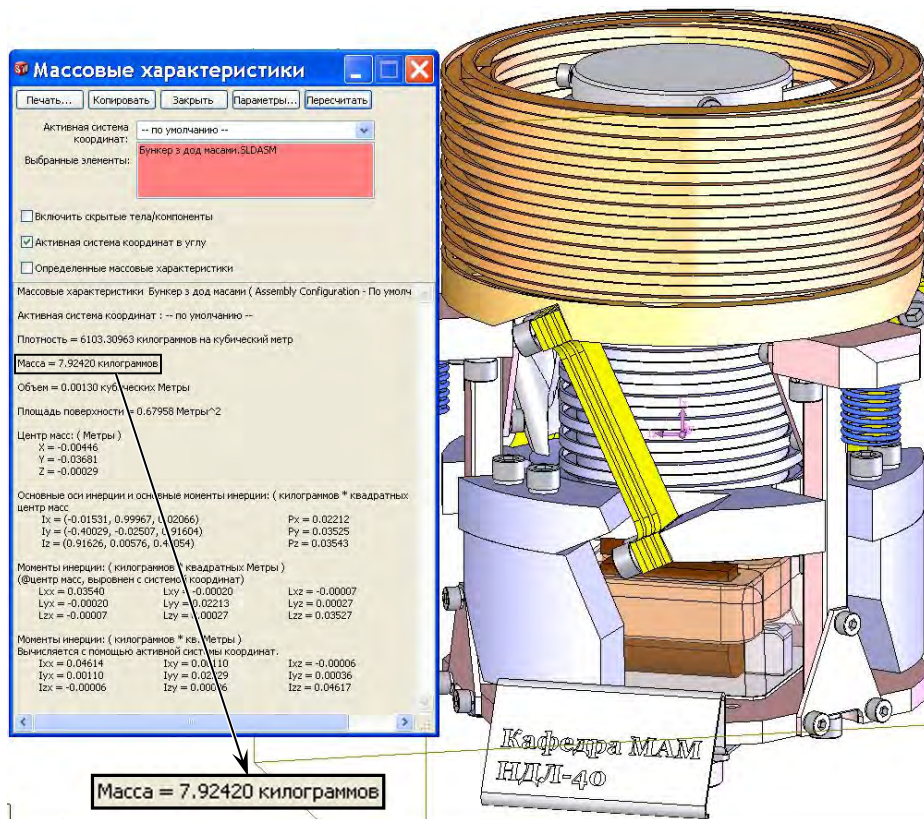


Рис. 1.11. Вікно програмного продукту SolidWorks, в якому відображено визначення загальної маси коливної системи

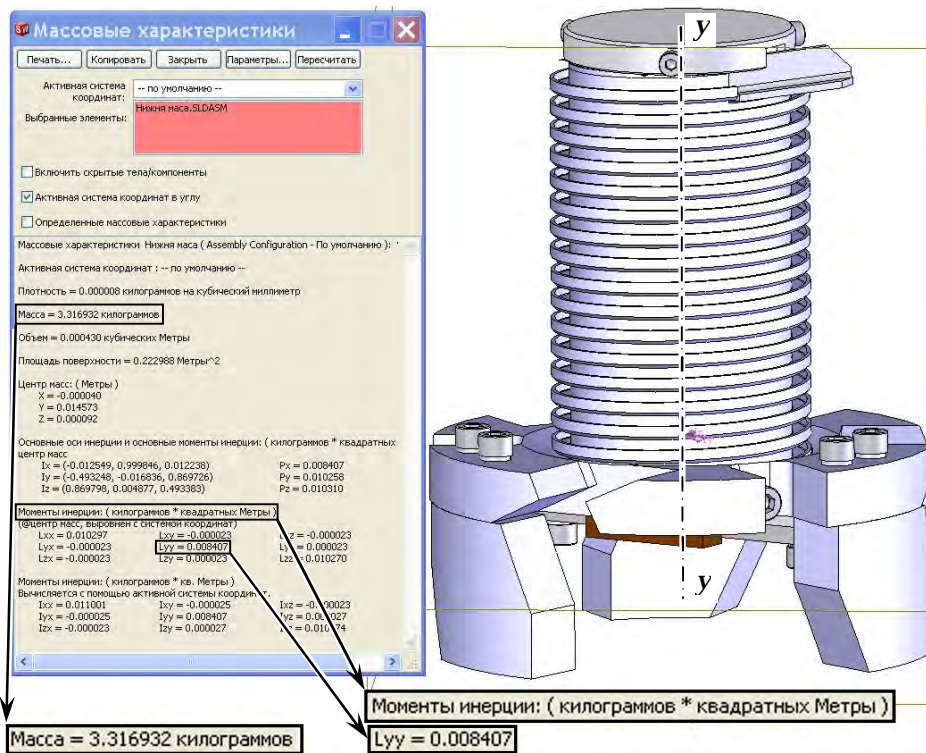


Рис. 1.12. Вікно продукту SolidWorks, в якому відображено визначення інерційних параметрів зовнішньої чаші (маса $m_1 = 3.32$ кг з моментом інерції відносно осі провертання $J_1 = 0.0084$ кг · м²)

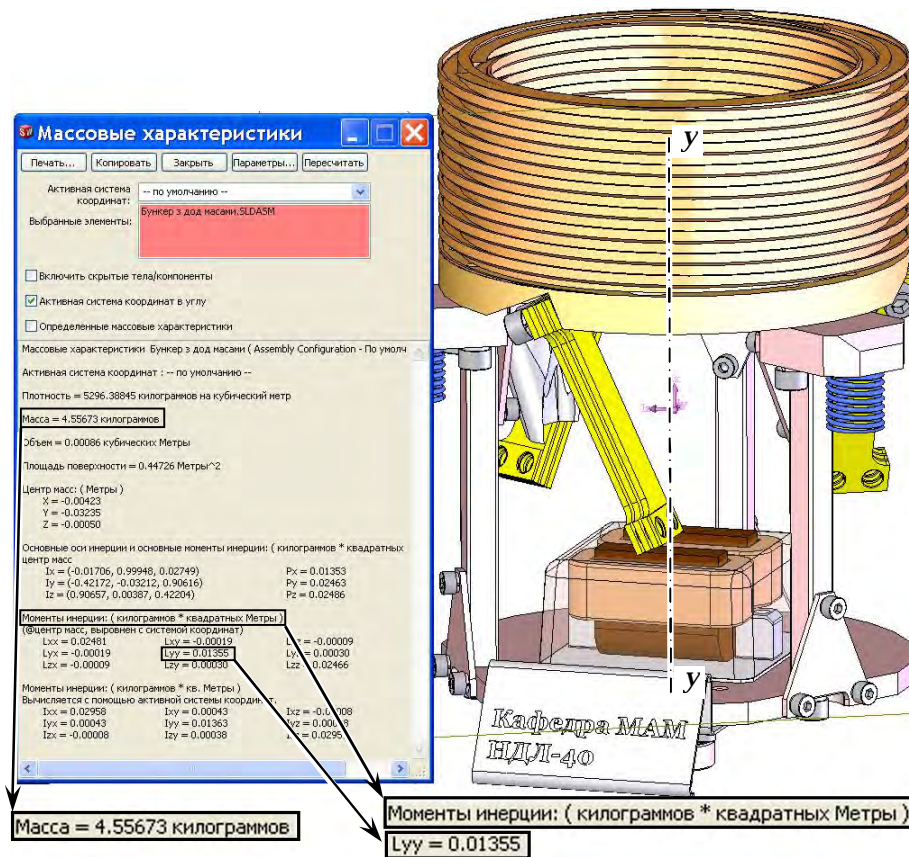


Рис. 1.13. Вікно програмного продукту SolidWorks, в якому відображено визначення інерційних параметрів зовнішньої часті (маса $m_2 = 4.56$ кг з моментом інерції відносно осі прокрутання $J_2 = 0.0136$ кг·м²)

Зведена маса коливальної системи необхідна для подальших розрахунків пружної системи. Чому саме зведена маса, а не зведений момент інерції? Тому, що ми плануємо використати один електромагніт, який працюватиме на притягування мас у вертикальному напрямку. Пружна система стискатиметься з відповідним прокрутанням. По суті, ми звели гвинтоподібний рух до прямолінійного руху, мірама інертності якого є маси.

Якщо б запланували використати електромагнітні віброзбудники, збудувальне зусилля яких діє у горизонтальній площині на певній віддалі відносно осі прокручування системи, утворюючи момент, ми б шукали жорсткість на кручення і для цього мусили б розраховувати зведений момент інерції. З

3. Розрахунок пружної системи. Кінцевою метою цього розрахунку є визначення геометричних параметрів пружних елементів та перевірка їх на міцність. Ми прийняли, що середній радіус розташування пружних елементів відносно осі прокручування мас $R = 55$ мм, робоча довжина пружних елементів $l_c = 60$ мм. Встановлено, що кут нахилу пружних елементів $\psi = 25^\circ$. Матеріалом пружних елементів вибираємо склотекстоліт, модулі пружності першого та другого роду якого відповідно становлять: $E = 2.1 \cdot 10^{10}$ Па; $G = 8.1 \cdot 10^9$ Па.

Спочатку визначимо згідно з (1.31) коефіцієнт жорсткості c_{32} на згин гіперболоїдного торсіона. Прийнявши резонансне налагодження коливальної системи $z = 0.97$ та враховуючи, що колова частота вимушених коливань $\omega = 314$ рад/с (циклічна $\nu = 50$ Гц), c_{32} становить:

$$c_{32} = m_{36} g m (2\pi\nu/z)^2 = 10.26 (2 \cdot \pi \cdot 50/z)^2 = 1.076 \cdot 10^6 \text{ Н/м}.$$

Пружну систему реалізуватимемо на основі плоских пружних елементів, сумарну жорсткість на стиск, виражену через геометричні параметри системи, визначаємо згідно з [5]

$$c_{3z} = \frac{b^4 E n \gamma k}{l_c} \left[\frac{R^2 \cos^2 \theta}{l_c^2 \cos^2 \psi} + \frac{\gamma^2 \sin^2 \psi}{12} + \frac{G \Lambda \cos^2 \psi}{E} \right] / (R^2 \cos^2 \theta \cdot \text{tg}^2 \psi). \quad (1.60a)$$

Кількість пружних елементів пружної системи – $n=9$, причому відношення ширини h елемента до його товщини b становить $\gamma=h/b=8$. Коефіцієнт Λ , що залежить від співвідношення сторін h і b під час визначення моменту інерції прямокутного перерізу в разі кручення та кут α :

$$\Lambda = (\gamma - 0.63) / (3\gamma) = (8 - 0.63) / (3 \cdot 8) = 0.307; \quad \theta = \arcsin \frac{l_c \sin \psi}{2R} = \arcsin \frac{0.06 \cdot \sin 25^\circ}{2 \cdot 0.055} = 13.33^\circ.$$

Якщо прийняти, що коефіцієнт защемлення $k=0.8$, товщина пружного елемента, згідно з (1.60), становитиме:

$$b = \sqrt[4]{\frac{c_{3z} R^2 \cos^2 \theta \cdot \text{tg}^2 \psi}{E n \gamma k \left[\frac{R^2 \cos^2 \theta}{l_c^2 \cos^2 \psi} + \frac{\gamma^2 \sin^2 \psi}{12} + \frac{G \Lambda \cos^2 \psi}{E} \right]}} =$$

$$= \sqrt[4]{\frac{1.076 \cdot 10^6 \cdot 0.055^2 \cos^2 13.33^\circ \cdot \text{tg}^2 25^\circ}{2.1 \cdot 10^{10} \cdot 9 \cdot 8 \cdot 0.8 \cdot \frac{0.06}{0.055} \times \left[\frac{0.055^2 \cdot \cos^2 13.33^\circ}{0.06^2 \cdot \cos^2 25^\circ} + \frac{8^2 \cdot \sin^2 25^\circ}{12} + \frac{8.1 \cdot 10^9 \cdot 0.307 \cdot \cos^2 25^\circ}{2.1 \cdot 10^{10}} \right]}} = 0.002 \text{ м.}$$

Тоді ширина пружного елемента $h=b\gamma=2 \cdot 8=16 \text{ мм}$. Запропонована пружна система наведена на рис. 1.14.

Щоб провести розрахунок на міцність, необхідно знати відносний кут прокручування $\Phi_{від}$ коливальної системи. Він становитиме

$$\Phi_{від} = \Phi_1 + \Phi_2 = 0.52^\circ + 0.3^\circ = 0.82^\circ \approx 0.82^\circ \cdot (2\pi/360^\circ) = 0.0144 \text{ рад.}$$

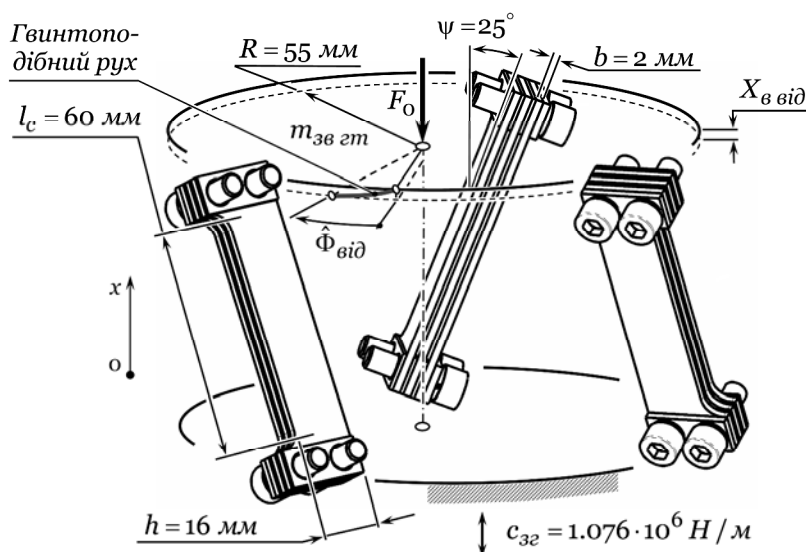


Рис. 1.14. Загальний вигляд пружної системи з проставленими значеннями її геометричних та інерційно-жорсткісних параметрів

Нехай коефіцієнт концентрації напружень у пружному елементі $k_{кон} = 1.2$, тоді максимальне напруження, що в ньому виникає, становить [5]:

$$\sigma_{max} = k_{кон} b \Phi_{від} \sqrt{\left(\frac{E}{l_c} \left(\frac{3R \cos \theta}{l_c \cos \psi} + \frac{\gamma}{2} \sin \psi \right) \right)^2 + 4 \left(\frac{G \Lambda \cos \psi}{l_c \Lambda} \right)^2} = 1.2 \cdot 0.002 \cdot 0.0144 \times$$

$$\times \sqrt{\left(\frac{2.1 \cdot 10^{10}}{0.06} \left(\frac{3 \cdot 0.055 \cos 13.33^\circ}{0.06 \cos 25^\circ} + \frac{8}{2} \sin 25^\circ \right) \right)^2 + 4 \left(\frac{8.1 \cdot 10^9 \cdot 0.307 \cos 25^\circ}{0.06} \right)^2} = 36.6 \text{ МПа}.$$

Умова міцності дотримана, адже допустиме напруження за знакозмінних навантажень для склотекстоліту становить $[\sigma_{-1}] \approx 50 \text{ МПа}$. Запас міцності 1.4 разу. З

4. Розрахунок електромагнітного вібробудника. Приймаємо, що живлення вібробудника здійснюється через випрямляч від побутової мережі $U = 220 \text{ В}$, забезпечуючи колово частоту зміни тягового зусилля $\omega = 314 \text{ рад/с}$. Попередньо знайдемо, що коефіцієнт в'язкого опору b_{12}

$$b_{12} \approx (0.01 \dots 0.05) \sqrt{2 c_{32} m_{36 \text{ зт}}} = 0.05 \sqrt{2 \cdot 1.076 \cdot 10^6 \cdot 10.26} = 235 \text{ Н} \cdot \text{с/м},$$

а відносна амплітуда коливань у вертикальному напрямку

$$X_{\text{в від}} = X_{1\text{в}} + X_{2\text{в}} = X_1 \sin \psi_1 (1 + m_{3\text{в}1} / m_{3\text{в}2}) = 0.4 \cdot \sin 33.74^\circ (1 + 16.8 / 26.4) = 0.36 \text{ мм},$$

яку ще можна знайти так

$$X_{\text{в від}} = X_{1\text{в}} + X_{2\text{в}} = X_1 \sin \psi_1 + X_2 \sin \psi_2 = 0.4 \cdot \sin 33.74^\circ + 0.35 \cdot \sin 23^\circ = 0.36 \text{ мм}.$$

Перестраховуючись, приймаємо з коефіцієнтом запасу 1.4 за амплітудою, тобто відносна амплітуда коливань $X_{\text{в від}} = 0.5 \text{ мм}$. Це зроблено для того, що у разі помилки під час розрахунку кінематичних параметрів руху чаші, що унеможливилюватиме транспортування деталей чи забезпечення певної продуктивності, ми завжди мали можливість наростити амплітуду коливань. Крім того, коефіцієнт запасу 1.4 узгоджений з умовою міцності (див. вище), тобто, якщо збільшити амплітуду коливань в 1.4 разу, напруження у пружних елементах дорівнюватимуть допустимим. Отже, необхідне амплітудне значення тягового зусилля $F_{\text{тяг}}$ становить

$$F_{\text{тяг}} = 2F_0 = 2X_{\text{в від}} \sqrt{(c_{32} - m_{36 \text{ зт}} \omega^2)^2 + (\omega b_{12})^2} =$$

$$= 2 \cdot 0.0005 \sqrt{(1.076 \cdot 10^6 - 10.26 \cdot 314^2)^2 + (314 \cdot 235)^2} = 97 \text{ Н}.$$

Приймаємо, що $F_{\text{тяг}} = 100 \text{ Н}$. Подальший розрахунок виконуємо за допомогою програми [5], його результат :

```

* * * * *
* РОЗРАХУНОК ЕЛЕКТРОМАГНІТНОГО ВІБРОБУДНИКА *
* * * * *

В ПРОГРАМІ ЗАКЛАДАЮТЬСЯ ТАКІ ПАРАМЕТРИ:
АМПЛІТУДА ВЕКТОРА МАГНІТНОЇ ІНДУКЦІЇ VM=1Тл ;
ЧАСТОТА МЕРЕЖІ ЖИВЛЕННЯ N=50 Гц;
ДІЙСНЕ ЗНАЧЕННЯ НАПРУГИ ЖИВЛЕННЯ U=220 В
ЧИ ХОЧЕТЕ ЗМІНИТИ ДАНІ ? ВВЕСТИ ( Y , N)? n
АМПЛІТУДНЕ ЗНАЧЕННЯ ТЯГОВОГО ЗУСИЛЛЯ F (В НЬЮТОНАХ),
ЩО РОЗВИВАЄ ВІБРОБУДНИК ? 100
ВВЕДІТЬ В МЕТРАХ ЗНАЧЕННЯ ВІДНОСНОЇ АМПЛІТУДИ
КОЛИВАНЬ AM=? 0.0005

```

ЗНАЧЕННЯ ПОВІТРЯНОГО ПРОМІЖКУ $SO = 1.6 \cdot AM = .0008 (м)$
 ЧИ ХОЧЕТЕ ПОСТАВИТИ СВОЄ ЗНАЧЕННЯ ПРОМІЖКУ SO ?
 ВВЕСТИ (Y , N)? n

РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКУ
 ПОЗНАЧЕННЯ МАГНІТОПРОВОДА ШЛ20*20
 ЗНАЧЕННЯ СТОРОНИ A = .02 (м)
 ЗНАЧЕННЯ СТОРОНИ B = .02 (м)
 КІЛЬКІСТЬ ВИТКІВ КОТУШКИ W= 3069.042
 ДІАМЕТР ДРОТУ КОТУШКИ D= 2.479156E-04 (м)
 ЕЛЕКТРОМАГНІТ МАЄ ОДНУ КОТУШКУ
 ЕЛЕКТРОМАГНІТ НЕ МАЄ СПАРЕНИХ МАГНІТОПРОВОДІВ

У нашому випадку, з конструктивних міркувань, використаємо замість Ш-подібного осердя ШЛ 20×20 U-подібне, розміри одного полюса якого становлять 10 мм×40 мм. На осердя намотується котушка з мідного дроту діаметром $d_{\delta} = 0.25 \text{ мм}$ та кількістю витків $\varpi = 3000$. Можна симетрично розташувати і дві котушки по $\varpi = 1500 \text{ витків}$, що увімкнені послідовно, як це і реалізовано в нашому випадку (рис. 1.12).

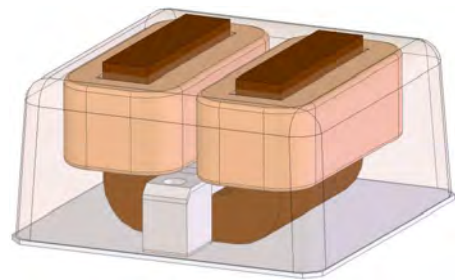


Рис. 1.15. Осердя з котушками електромагнітного віброзбудника З

5. Споживана потужність електромагнітного віброзбудника. Якщо розглянути вібраційний бункер як одномасову коливальну систему зі зведеною масою $m_{зв \text{ зм}}$ та відносною амплітудою коливань $X_{\text{в і д}}$ (коливання зводимо до прямолінійних вертикальних), то мінімально необхідну дійсну потужність N_{δ} приводу можна встановити так:

$$N_{\delta} = \frac{\sqrt{6}}{4\eta} \omega X_{\text{в і д}}^2 \sqrt{(c_{зз} - m_{зв \text{ зм}} \omega^2)^2 + (b_{12} \omega)^2}.$$

Враховуючи, що ККД приводу $\eta = 0.5$, підставляючи дані у наведений вище вираз, отримуємо

$$N_{\delta} = \frac{\sqrt{6}}{4 \cdot 0.5} \cdot 314 \cdot 0.0005^2 \sqrt{(1.076 \cdot 10^6 - 10.26 \cdot 314^2)^2 + (314 \cdot 235)^2} = 10 \text{ Вт}.$$

Тобто на приведення коливальної системи в рух необхідно затратити $\approx 7 \text{ Вт}$. Якщо наближено оцінити, скільки потужності споживає електромагнітний віброзбудник, то ми заклали, що через площу поперечного перерізу $S_{\delta} = \pi d_{\delta}^2 / 4 = \pi \cdot 0.00025^2 / 4 = 4.9 \cdot 10^{-8} \text{ м}^2$ дроту котушки протікає струм максимально допустимої густини $\rho_c = 2 \cdot 10^6 \text{ А/м}^2$. Діюче значення струму, що протікає у котушці, становить

$$I_{\delta} = S_{\delta} \rho_c = 4.9 \cdot 10^{-8} \cdot 2 \cdot 10^6 = 0.1 \text{ А},$$

а отже, діюче значення споживаної потужності віброзбудником без урахування кута зсуву фаз між струмом та напругою становить

$$N_{\delta \text{ вібр.}} = I_{\delta} U_{\delta} = 0.07 \cdot 220 = 22 \text{ Вт},$$

що в два рази більше, ніж необхідно для приведення коливальної системи. Пояснимо це. Оскільки ми використовуємо однофазний електромагнітний віброзбудник, то половина тягової сили

$F_{\text{тяг}} = 100 \text{ Н}$, а отже, половина витраченої потужності – це втрати. Амплітудне значення гармонійної складової $F_{\text{гарм}}$, що, власне, і приводить в рух систему:

$$F_{\text{гарм}} = F_0 = F_{\text{тяг}} / 2 = 100 / 2 = 50 \text{ Н}.$$

Справді, якщо $F_0 = 50 \text{ Н}$, відносна амплітуда коливань дорівнює закладеній:

$$\begin{aligned} X_{1\sigma} &= \frac{m_{3\sigma 2} F_0}{(m_{3\sigma 1} + m_{3\sigma 2}) \sqrt{(c_{3\sigma} - m_{3\sigma 2} \omega^2)^2 + (\omega b_{12})^2}} = \\ &= \frac{26.4 \cdot 50}{(16.8 + 26.4) \sqrt{(1.076 \cdot 10^6 - 10.26 \cdot 314^2)^2 + (314 \cdot 235)^2}} = 0.0003 \text{ м} = 0.25 \text{ мм}; \\ X_{2\sigma} &= \frac{m_{3\sigma 2} F_0}{(m_{3\sigma 1} + m_{3\sigma 2}) \sqrt{(c_{3\sigma} - m_{3\sigma 2} \omega^2)^2 + (\omega b_{12})^2}} = \\ &= \frac{16.8 \cdot 50}{(16.8 + 26.4) \sqrt{(1.076 \cdot 10^6 - 10.26 \cdot 314^2)^2 + (314 \cdot 235)^2}} = 0.0002 \text{ м} = 0.2 \text{ мм}, \end{aligned}$$

а отже

$$X_{\sigma \text{ від}} = X_{1\sigma} + X_{2\sigma} = 0.3 + 0.2 = 0.5 \text{ мм}.$$

Значення $X_{\sigma \text{ від}}$ можемо відразу встановити, якщо звести коливальну систему до одномасової:

$$\begin{aligned} X_{\sigma \text{ від}} &= \frac{F_0}{\sqrt{(c_{3\sigma} - m_{3\sigma 2} \omega^2)^2 + (\omega b_{12})^2}} = \\ &= \frac{50}{\sqrt{(1.076 \cdot 10^6 - 10.26 \cdot 314^2)^2 + (314 \cdot 235)^2}} = 0.0005 \text{ м} = 0.5 \text{ мм} \end{aligned}$$

Отже, для приведення коливальної системи в рух з відносною амплітудою коливань $X_{\sigma \text{ від}} = 0.5 \text{ мм}$ достатньо амплітудного значення збурювального зусилля $F_{\text{гарм}} = F_0 = 50 \text{ Н}$. Решта 50 Н – це справді втрати: у постійну складову притягування $F_{\text{пост}} = F_{\text{тяг}} / \pi = 100 / \pi = 32 \text{ Н}$ та гармоніки вищого порядку 18 Н . Виконаний в металі вібраційний бункерний живильник наведено на рис. 1.12.



Рис. 1.16. Резонансний віброживильник

1. Повідайло В. О. Вібраційні процеси та обладнання: навч. посіб. – Львів: Видавництво Національного університету “Львівська політехніка”, 2004. – 248 с. 2. Повідайло В. А. Принципы создания вибрационных устройств и машин для автоматизированных производств // Всеукраїнський науково-технічний журнал “Вибрації в техніці та технологіях”. – 1994. – № 1. – С. 18–27. 3. Повідайло В. А. Расчет и конструирование вибрационных питателей. – М.: Машиз, 1962. 4. Вибрації в техніці: справочник: в 6-ти т. / ред. совет: В. Н. Челомей (пред.). – М.: Машиностроение, 1981. – Т. 4: Вибрационные процессы и машины / под. ред. Э. Э. Лавендела. – 1981. – 509 с. 5. Ланець О. С. Високоєфективні міжрезонансні вібраційні машини з електромагнітним приводом (Теоретичні основи та практика створення): монографія / О. С. Ланець. – Львів: Вид-во Нац. ун-ту “Львівська політехніка”, 2008. – 324 с.