

О. С. Ланець, В. М. Боровець, О. В. Ланець, Я. В. Шпак, В. І. Лозинський
Національний університет “Львівська політехніка”

СИНТЕЗ КОНСТРУКЦІЇ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ РЕЗОНАНСНОГО ДВОМАСОВОГО ВІБРАЦІЙНОГО СТОЛА З ЕЛЕКТРОМАГНІТНИМ ПРИВОДОМ

© Ланець О. С., Боровець В. М., Ланець О. В., Шпак Я. В., Лозинський В. І., 2015

Викладено підхід до створення двомасового вібростола з електромагнітним приводом. Детально розкрито та описана конструкція вібраційної машини, наведено розрахунок її параметрів, що забезпечують необхідні режими роботи. На основі розрахунків виготовлено промисловий зразок вібраційного стола, проведено експеримент, що підтверджує роботоздатність конструкції.

Ключові слова: двомасовий вібраційний стіл, електромагнітний привід.

The paper describes an approach to create two-mass vibratory table with an electromagnetic drive. The design of vibratory machines is shown and described in details. The calculation of its parameters that provide the necessary modes is done. Based on these calculations, a model of a vibratory table is designed. An experiment that confirms the serviceability of the design is conducted.

Key words: two-mass vibratory table, electromagnetic drive.

Вступ. Вібраційні машини повинні задовольняти такі технічні вимоги за певними критеріями: висока надійність, довговічність, ефективність, відповідність санітарним нормам, миттєвість досягнення встановленого режиму роботи тощо. Ці обставини зумовлюють науковців та інженерів шукати нові шляхи у створенні високоефективного обладнання.

Постановка проблеми. Сьогодні існує потреба у високочастотних вібростолах (частота вимушених коливань – 100 Гц), що призначені для виготовлення бруківки, личкувальної плитки, стоків тощо. Необхідні габарити поверхні стола – від $1200 \times 600 \text{ мм}$, маса завантаження – до 120 кг , максимальна амплітуда коливань робочого органа суто у вертикальному напрямку – 0.2 мм (еквівалент перевантаженню 8 g на частоті вимушених коливань 100 Гц).

Розроблення та виготовлення вібраційного обладнання містить технічно складні та науково місткі рішення. Насамперед це пов'язано з тим, що вібростіл повинен працювати на частоті 100 Гц . У такому випадку за наявності рухомих з'єднань у приводі вони піддаватимуться високим динамічним навантаженням, а отже, інтенсивному зношуванню. Це дещо обмежує використання віброзбудників з рухомими з'єднаннями, такими як інерційні, ексцентрикові (робоча частота їх переважно становить 50 Гц), не кажучи уже про поршневі та плунжерні. Збільшення частоти призводить до різкого зниження надійності дебалансного приводу. Проте зустрічаються дебалансні вібраційні машини, що працюють на частоті 100 Гц , та ресурс їх приводу низький.

Зважаючи на сказане, і те, що коливання повинні відбуватись суто у вертикальному напрямку, найраціональніше зупинитись на резонансних електромагнітних вібростолах, на яких конструктивно просто досягати прямолінійних коливань з частотою у 100 Гц . Вібростоли на основі електромагнітного приводу, робота яких ґрунтується на унікальному явищі у коливальних процесах – резонансі, забезпечують мінімальне споживання електроенергії, а їх створення та дослідження є перспективою інженерних завдань, викликаних потребами виробництва.

Огляд літературних джерел. Сьогодні є спроби створення вібраційних столів на основі електромагнітного приводу [1–4]. За принципом роботи вони є двомасовими або багатомасовими, з гармонійним рухом або віброударні. Вібраційні столи з електромагнітними вібростудниками зустрічаються переважно як малогабаритне та лабораторне обладнання.

На кафедрі механіки та автоматизації машинобудування були розроблені та виготовлені експериментальні зразки високочастотних (100 Гц) вібростолів для ущільнення бетоноsumішей (рис. 1–4), побудова яких ґрунтується на теорії синфазних коливань [2].

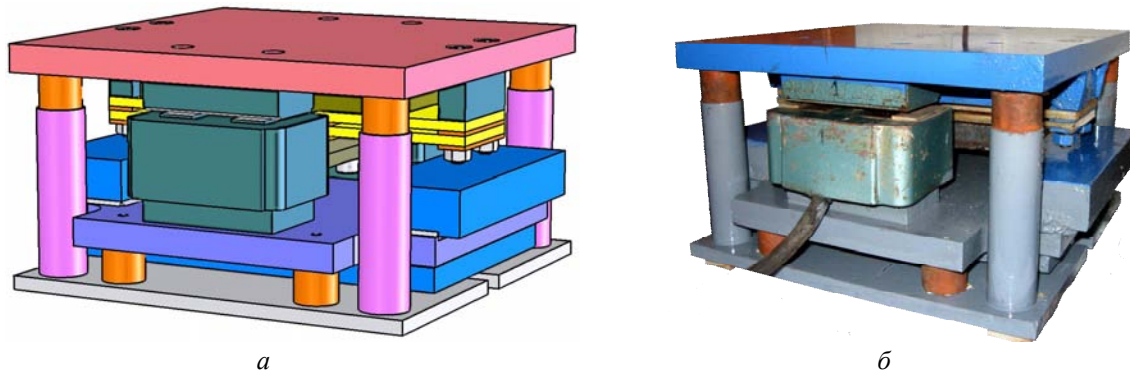


Рис. 1. Просторова модель (а) та створений на її основі однофазний 100-герцовий електромагнітний вібростіл (б) з габаритами поверхні робочого органа 300×300 мм

(Технічна характеристика експериментального вібраційного стола: робочий діапазон амплітуд коливань – 0...0.3 мм; максимальне перевантаження, що діє на деталь на поверхні стола, – 12 г; потужність, кВт, – 0,35; напруга живлення – 220 В від мережі 50 Гц; габаритні розміри вібраційного стола, мм: ширина – 308, довжина – 330, висота – 174; маса – 67 кг)

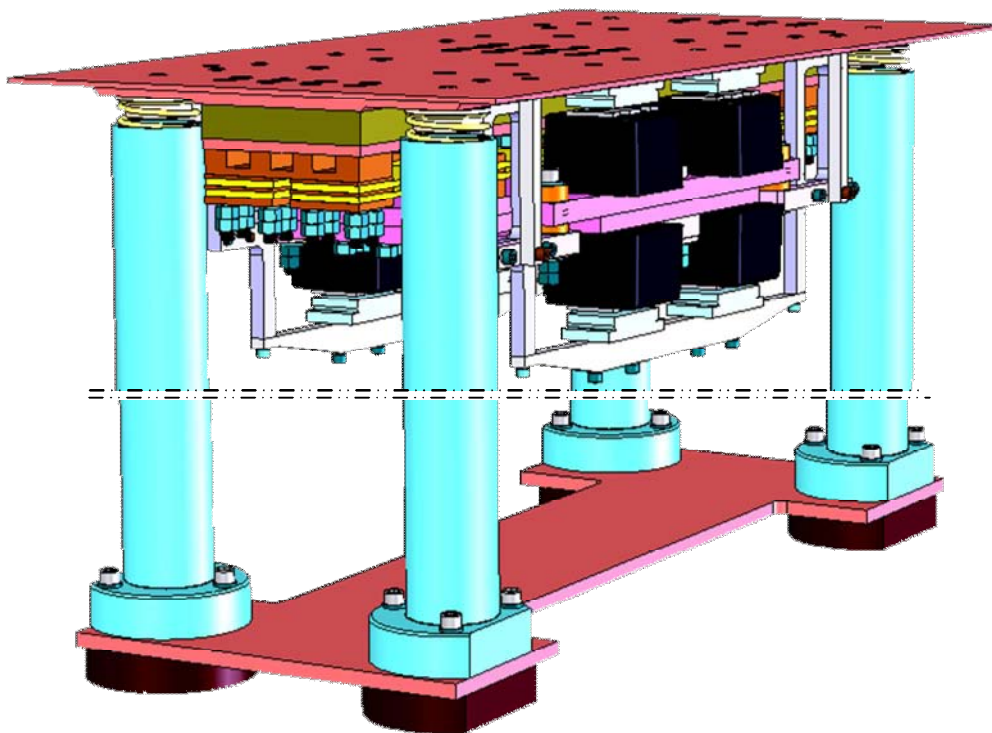
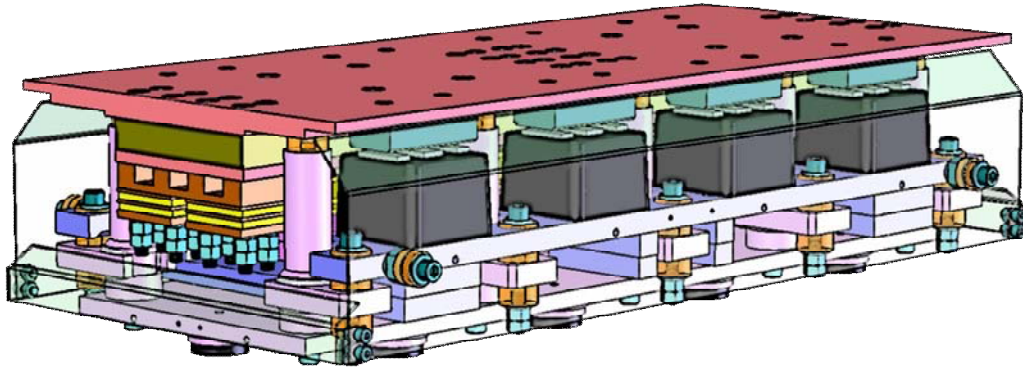


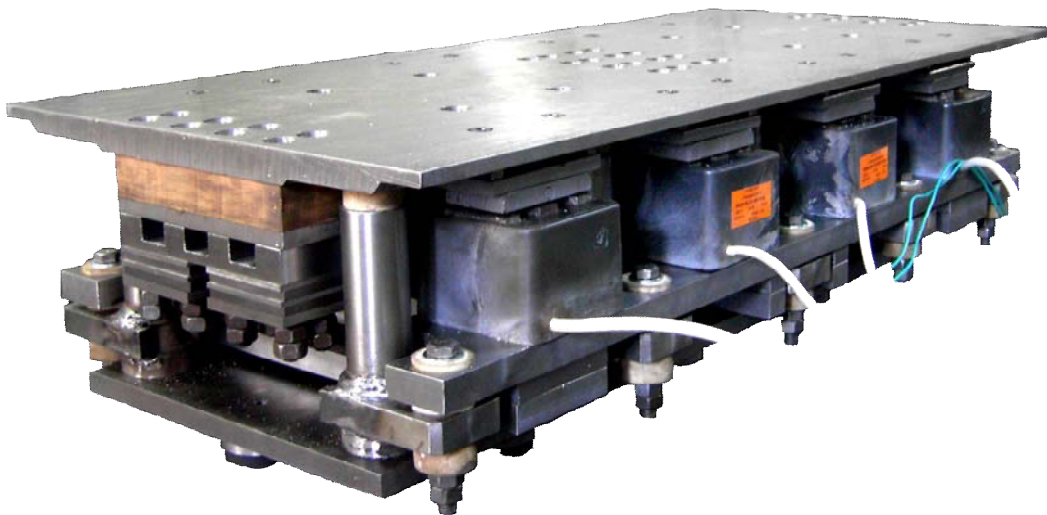
Рис. 2. Просторова модель двохфазного 100-герцового електромагнітного вібростола з габаритами поверхні робочого органа – 1000×500 мм



а



б



в

Рис. 3. Просторова модель (а) та створений на її основі однофазний 100-герцовий електромагнітний вібростіл з габаритами поверхні робочого органа 900×400 мм з (б) та без (в) кожухів (Технічна характеристика вібраційного стола: робочий діапазон амплітуд коливань – 0...0.3 мм; максимальне перевантаження, що діє на деталь на поверхні стола, – 12 g; потужність, кВт, – 1.4; напруга живлення – 220 В від мережі 50 Гц; габаритні розміри вібраційного стола, мм: ширина – 400, довжина – 924, висота – 222; маса – 246 кг)

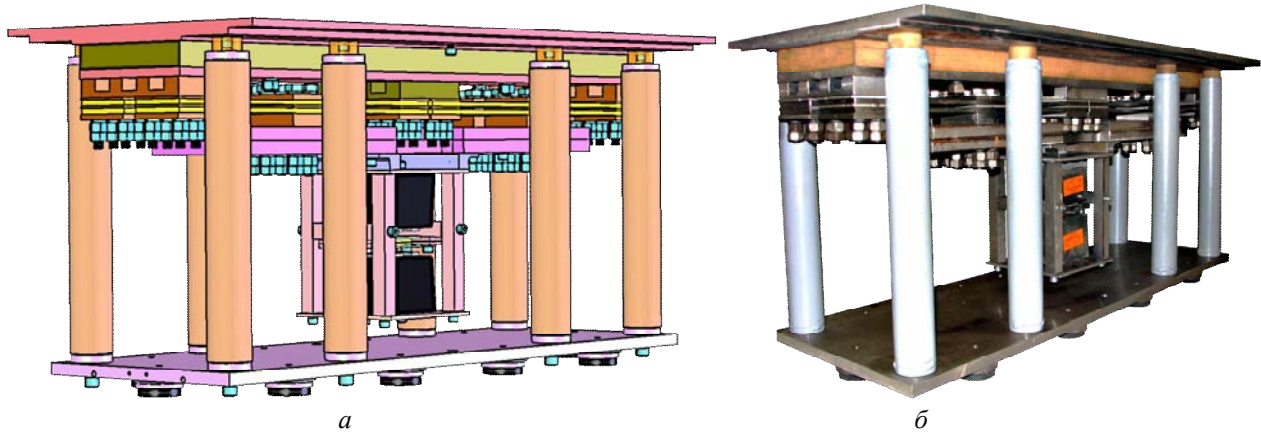


Рис. 4. Просторова модель (а) та створений на її основі високоефективний двотактний 100-герцовий електромагнітний вібростіл (б) з габаритами поверхні робочого органа 900×400 мм

(Технічна характеристика вібраційного стола за даними експерименту: амплітуд коливань – 0.1 мм; перевантаження, що діє на деталь на поверхні стола, – 4 g; потужність – 10 Вт; живлення від звукового генератора ЗГ-33 зі 100-герцовим гармонійним сигналом; габаритні розміри вібраційного стола, мм: ширина – 400, довжина – 900, висота – 430; маса – 170 кг)

Для високоефективного вібраційного стола (рис. 4) був використаний двотактний віброзбудник. Оскільки частота вимушених коливань системи становить 100 Гц, конструкція вимагала 100-герцового синусоїдального сигналу, що дещо ускладнювало її. Тому було вирішено перевести коливальну систему вібростіла на частоту вимушених коливань 50 Гц (рис. 5). У такому випадку системи керування не потрібно, адже живлення відбувається від мережі 220 В через діодний міст. Вібростіл в роботі показав добрий результат.

Постановка завдання. У цій роботі автори розкривають етапи та окреслюють проблеми, що виникають під час створення високочастотного двомасового вібраційного стола середніх габаритів, побудованого за класичною схемою. З конструктивної точки зору він буде резонансним двомасовим з гармонійними коливаннями. Цікавою та перспективною, з погляду авторів, є апробація цієї схеми для середньогабаритних конструкцій.

Опис моделі двомасового вібростіла. Двомасовий вібростіл з електромагнітним приводом (рис. б), в якому реалізуються прямолінійні коливання вздовж осі x за незалежними координатами x_1 і x_2 , містить реактивну масу m_2 та активну m_1 , утворену з робочого органа m_{po} та умовно приєднану частини $m_{np} = k_{np} m_{зав}$ маси середовища завантаження (де k_{np} – коефіцієнт, що відображає частку середовища завантаження $m_{зав}$, що умовно приєдналось до робочого органа). До активної маси жорстко закріпленій якор, а до реактивної – осердя з котушкою електромагніта. Коливальні маси з'єднані між собою пружною системою жорсткістю c_{12} . Вібростіл встановлений на нерухому основу через віброізолятори жорсткістю c_{13} , що кріпляться до маси m_1 .

Вимушені коливання у системі під дією силового збурення з амплітудним значенням вектора зусилля F відбувається за рахунок взаємопритягування якоря до осердя з котушкою. Змінна напруга 220 В з мережі живлення 50 Гц ($\omega = 314 \text{ рад/с}$) на пряму подається на клеми котушки, а тому електромагніт, що працює тільки на притягування, генеруватиме силові імпульси з частотою вимушених коливань 100 Гц ($\Omega = 2\omega = 628 \text{ рад/с}$). Рух коливальних мас здійснюватиметься

виключно вздовж осі x , оскільки вектор силового збурення проходить через центр мас системи. У динамічну модель у вигляді демперів вводяться коефіцієнти в'язкого тертя, які пропорційні до швидкості. Коефіцієнт μ_1 відображає зовнішній в'язкий опір руху маси m_1 , викликаний впливом маси завантаження $m_{зав}$. Коефіцієнт μ_{12} описує розсіювання енергії у резонансній пружній системі жорсткістю c_{12} ; μ_{i3} – в'язке тертя у віброізоляційних пружних елементах, жорсткістю c_{i3} .

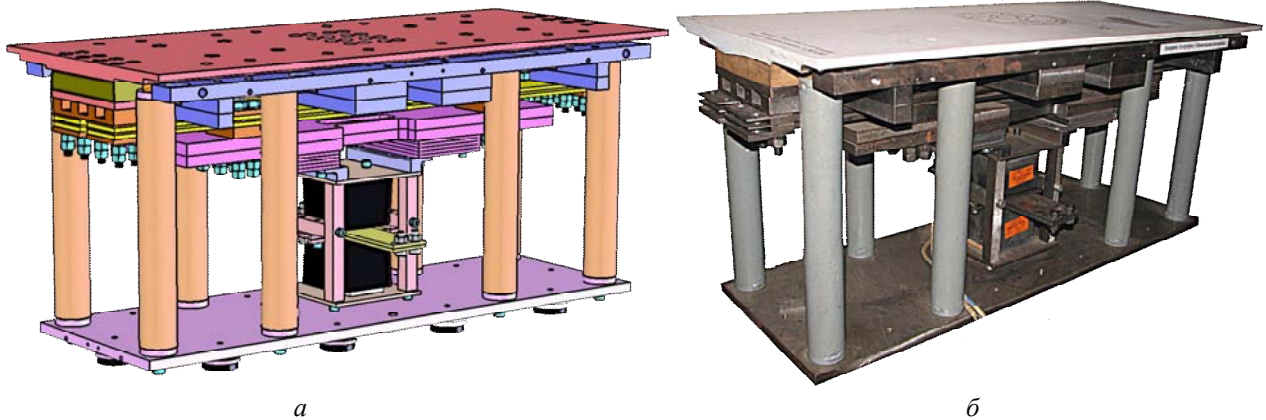


Рис. 5. Просторова модель (а) та створений на її основі двотактний 50-герцовий вібростіл з електромагнітним приводом (Технічна характеристика вібраційного стола: робочий діапазон амплітуд коливань – 0...0.2 мм; максимальне перевантаження, що діє на деталь на поверхні стола, – 8 g; потужність, кВт, – 0.6; напруга живлення – 220 В від мережі 50 Гц; габаритні розміри вібраційного стола, мм: ширина – 400, довжина – 900, висота – 430; маса – 214 кг)

Система диференціальних рівнянь для лінійної двомасової структури, апіорі заклавши, що закон руху гармонійний, має відомий запис лінійної системи:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + c_{12}(x_1 - x_2) + \mu_1 \dot{x}_1 + \mu_{12}(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) = -F \sin \Omega t; \\ m_2 \ddot{x}_2 + c_{12}(x_2 - x_1) + c_{i3}x_2 + \mu_{i3}\dot{x}_2 + \mu_{12}(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) = F \sin \Omega t. \end{cases} \quad (1)$$

Щодо того, чому закон зміни сили збурення подано у синусоїдальному вигляді, буде розкрито нижче.

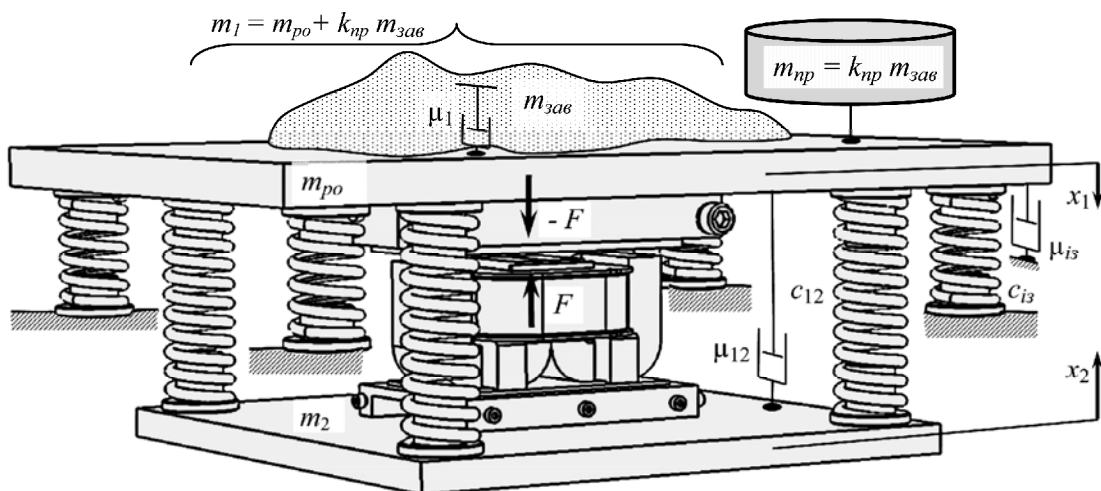


Рис. 6. Принципова схема електромагнітного вібростола

Користуючись загальними методами розв'язання системи диференціальних рівнянь, аналітичні вирази руху мас за двома незалежними ступенями свободи шукаємо у вигляді

$$x_1 = X_1 e^{i\Omega t} \text{ та } x_2 = X_2 e^{i\Omega t},$$

де X_1, X_2 – амплітудні значення лінійних вимушених коливань відповідно за незалежними координатами x_1 та x_2 .

Підставляючи ці вирази в (1) і скоротивши у кожній частині системи рівнянь член $e^{i\Omega t}$, можна отримати залежності для встановлення значень X_1 та X_2 . У матричному поданні за амплітудами коливань мас цей запис матиме такий вигляд:

$$\begin{bmatrix} \left(\begin{matrix} c_{12} + c_{i3} - m_1 \Omega^2 + \\ + i(\mu_{i3} + \mu_1 + \mu_{12}) \Omega \end{matrix} \right) & -c_{12} - i\mu_{12} \Omega \\ -c_{12} - i\mu_{12} \Omega & \left(\begin{matrix} c_{12} - m_2 \Omega^2 + \\ + i\mu_{12} \Omega \end{matrix} \right) \end{bmatrix}^{-1} \times \begin{bmatrix} -F \\ F \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X_1 \\ X_2 \end{bmatrix}. \quad (2)$$

Позначивши: $k_{11}(\Omega) = c_{12} + c_{i3} - m_1 \Omega^2 + i(\mu_{i3} + \mu_1 + \mu_{12}) \Omega$; $k_{12}(\Omega) = k_{21}(\Omega) = -c_{12} - i\mu_{12} \Omega$;

$$k_{22}(\Omega) = c_{12} - m_2 \Omega^2 + i\mu_{12} \Omega,$$

розв'язок системи (1) у вигляді виразів для амплітуд коливань X_1 та X_2 відповідно мас m_1 та m_2 в ustalених режимах зведуться до таких залежностей:

$$X_1(\Omega) = \frac{F \cdot (k_{12}(\Omega) + k_{22}(\Omega))}{\Delta}; \quad X_2(\Omega) = \frac{-F \cdot (k_{11}(\Omega) + k_{21}(\Omega))}{\Delta}, \quad (3)$$

де $\Delta = k_{12}(\Omega)k_{21}(\Omega) - k_{11}(\Omega)k_{22}(\Omega)$, (4)

– детермінант матриці коефіцієнтів за невідомих у системі рівнянь (2).

Синтез інерційно-жорсткісних та силових параметрів вібростола. Формуючи характеристичне рівняння механічної коливальної системи, прирівнявши (4) до нуля, знехтувавши коефіцієнтами в'язкого опору та жорсткістю віброізоляторів, визначаємо значення жорсткості c_{12} через єдину власну частоту $\Omega_0 = \Omega/z$ коливань системи. Вираз набуває відомого вигляду:

$$c_{12} = m_{30} (\Omega/z)^2, \quad (5)$$

де $m_{30} = m_1 m_2 / (m_1 + m_2)$ – зведена маса; z – резонансне налагодження системи; Ω – кутова частота вимушених коливань.

Відзначимо, що під час встановлення інерційних та жорсткісних параметрів системи знехтувано коефіцієнтами в'язкого тертя, щоб уникнути комплексних значень. Жорсткістю віброізоляторів також знехтувано, оскільки істотного впливу на перерозподіл параметрів у коливальній системі вона не має. Для цього необхідно, щоб виконувалась умова: частота власних коливань вібростола як умовно твердого тіла на м'яких пружних елементах повинна бути у 5К8 разів нижчою за вимушену. Проте врахування дисипативних сил та жорсткості віброізоляторів є обов'язковим під час моделювання роботи вібростола.

Незважаючи на те, що неврахування дисипативних сил та жорсткостей віброізоляторів під час визначення інерційно-жорсткісних параметрів закладає похибку у модель системи, результати

отримують з достатньою для інженерних розрахунків точністю, а кінцеві аналітичні залежності формуються математично просто та однозначно.

Потужність електромагнітного приводу $N_{зб}$, необхідна для збудження n -масової коливальної системи, визначається так [5]:

$$N_{зб} = \frac{\sqrt{6}}{4} \frac{\Omega^3}{\eta} \sum_{i=1}^n \left(\frac{X_i^2 m_i}{\lambda_i} + X_1^2 m_{np} \right), \quad (6)$$

де X_i , λ_i – амплітуда коливань та коефіцієнт динамічності маси m_i ; m_{np} – частка середовища завантаження, що умовно приєднується до робочого органа (у цьому випадку до маси m_1); X_1 – амплітуда коливань маси m_1 ; η – ККД приводу (електромагнітних віброзбудників). У нашому випадку значення коефіцієнтів динамічності першої та другої мас матимуть такий вигляд:

$$\lambda_1 = X_1(\Omega)/(m_1 \Omega^2 / F) = \left| m_1 \Omega^2 (k_{12}(\Omega) + k_{22}(\Omega)) / \Delta \right|; \quad \lambda_2 = \left| m_2 \Omega^2 (k_{11}(\Omega) + k_{21}(\Omega)) / \Delta \right|. \quad (7)$$

Особливістю цієї конструкції є те, що електромагнітні віброзбудники увімкнені за однократною схемою, тобто, коли збудювальна сила на коливальну масу діє з одного боку і працює тільки на притягування. Це породжує наявність постійної складової від збудювального зусилля, яка з першого наближення визначається з виразу, що описує закон зміни однополярної напруги живлення котушок електромагнітних віброзбудників. Розклад цієї функції в ряд Фур'є за умови, що електромагніт живиться від мережі $\omega = 314 \text{ рад/с}$ ($\nu = 50 \text{ Гц}$), має такий вигляд:

$$p(t) = \left(\frac{2}{\pi} - \frac{4}{\pi} \left[\frac{\cos 2\omega t}{3} + \dots \right] \right) P_{ел}, \quad (8)$$

де $P_{ел}$ – сумарне амплітудне значення силового імпульсу електромагнітних віброзбудників за однократного збудження. Власне за цим амплітудним значенням необхідно проводити розрахунок віброзбудників (рис. 7). Вибірка з (8) постійного члена дасть частку постійної складової притягання. У такому випадку постійна складова зусилля (рис. 7) визначатиметься як

$$P_{пост} = \frac{2}{\pi} P_{ел}, \quad (9)$$

змінна ж складова (рис. 7) з робочою частотою вимушених коливань $\Omega = 2\omega$ дорівнюватиме:

$$P_{гарм}(t) = \frac{4}{3\pi} P_{ел} \cos 2\omega t. \quad (10)$$

Із (10) амплітудне значення сили збудження гармонійної складової на частоті $\Omega = 2\omega$, яка і приводить в рух коливальну систему:

$$P_{гарм} = F = \frac{4}{3\pi} P_{ел}. \quad (11)$$

З іншого боку, необхідне значення F через параметри системи (амплітуду коливань робочого X_1 , інерційні параметри мас, жорсткості пружних елементів) можна встановити, використавши перший вираз з (3):

$$F = \frac{X_1(\Omega)\Delta}{(k_{12}(\Omega) + k_{22}(\Omega))}. \quad (12)$$

Прирівнюючи вирази (11) та (12), сумарне амплітудне значення імпульсу збурення електромагнітних віброзбудників, що виражається через необхідну амплітуду X_1 коливань робочого органа на частоті вимушених коливань $\Omega = 2\omega$, становить:

$$P_{ел} = \frac{3\pi X_1(\Omega)\Delta}{4(k_{12}(\Omega) + k_{22}(\Omega))}. \quad (13)$$

Якщо силу F , у виразі (12), подати через коефіцієнт динамічності активної маси, використавши вираз (7):

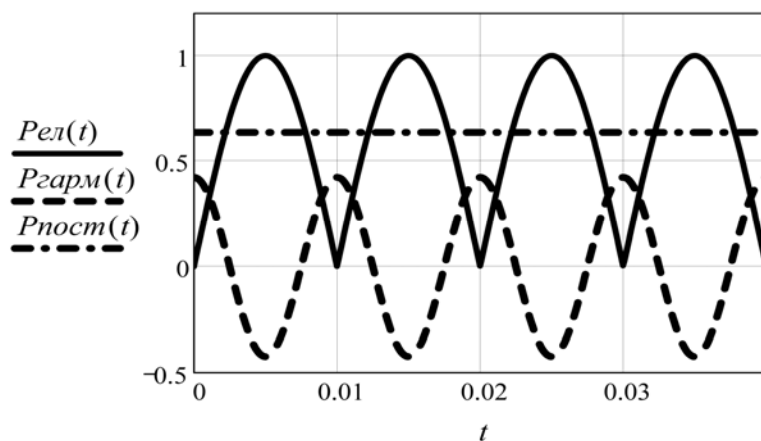
$$F = \frac{X_1(\Omega)m_1\Omega^2}{\lambda_1(\Omega)}, \quad (14)$$

то вираз (13) переписеться як

$$P_{ел} = \frac{3\pi X_1(\Omega)m_1\Omega^2}{4\lambda_1(\Omega)}. \quad (15)$$

Саме за цим параметром силового збурення, значення якого визначається згідно з (15) і розраховуватиметься електромагнітний віброзбудник.

Рис. 7. Візуалізація розкладу функції $p(t)$ за першими двома членами за умови, що $P_{ел} = 1$ Н



Наявність постійної складової $P_{пост}$ на перший погляд можна було б зарахувати до істотного недоліка одноктних віброзбудників, оскільки втрачається тягове зусилля, виникає статичний прогин у пружних елементах, можливе залипання якоря до осердя з котушкою в електромагнітних віброзбудниках. Проте для високочастотних систем він дещо нівелюється, оскільки коливальні маси мають порівняно невисокі амплітуди коливань, а повітряний проміжок можна максимально мінімізувати, що істотно підвищує ККД приводу. Крім того, аналізуючи (11) бачимо, що фактично $4/2\pi \approx 2/3$ тягового зусилля сприймається системою. А це означає, що тягового зусилля для одноктних віброзбудників порівняно з двоктними необхідно лише в 1.57 разу більше, а не в 2 рази, як на перший погляд. Інакше кажучи, щоб привести коливальну систему, де використано 8 одноктних віброзбудників (8 електромагнітів), двоктних необхідно 3 (двоктний – це два одноктні), тобто 6 електромагнітів, правда потужністю 85 % одноктного, або ж двоктних необхідно два, тобто чотири електромагніти потужністю 128 % від одноктного. Використання двоктних віброзбудників конструктивно ускладнює і здорожчує систему та вимагає додатково систему керування для генерування 100-герцового синусоїдального сигналу.

Синтез робочого органа вібраційного стола. Важливим завданням під час експлуатації вібраційних столів для ущільнення бетоносумішей є досягнення стабільного значення амплітуди коливань за усією площею робочого органа. Це особливо актуально, коли робочий орган працює на високих частотах з малими значеннями амплітуди коливань. Пояснюється це тим, що під дією збурюючої сили, окрім корисного поперечного коливання робочого органа як твердого тіла, з'являються додаткові поперечні (паразитні) коливання. Накладення корисних і паразитних коливань на площині робочого органа призводитиме до нерівномірності значення амплітуди на певних ділянках робочого органа, що може спричинити появу бракованого продукту (недостатня і нерівномірна щільність виробів, недостатньо витіснена вода).

Ще на стадії проектування необхідно розрахувати значення першої власної частоти поперечних коливань робочого органа. Щоб розроблена конструкція забезпечувала стабільне та рівномірне ущільнення заготовок необхідно, щоб власна частота була принаймні у **3К4** рази вищою за вимушену. Найпростішим способом проведення цих розрахунків є використання методу скінченних елементів. Комп'ютерне моделювання механічної коливної системи з розподіленими масами методом скінченних елементів можна проводити у програмному продукті Cosmos, що працює в оболонці програмного продукту SolidWorks.

Так, для вібростолу (рис. 1) власна частота коливань робочого органа (квадратної плити) габаритами $300 \times 300 \times 20$ мм та масою $m = 14$ кг становитиме $\nu = 724$ Гц (рис. 8, а). Для того, щоб досягти такого самого значення власної частоти коливань для вібростолів на рис. 2, 4 з габаритами робочого органа 900×400 мм, використовуючи монолітну сталеву плиту, нам необхідна плита завтовшки 116 мм (рис. 8, б), а її маса уже становитиме $m = 327.8$ кг. Тобто, збільшивши площу робочого органа в 4 рази, маса зростає у 23 рази.

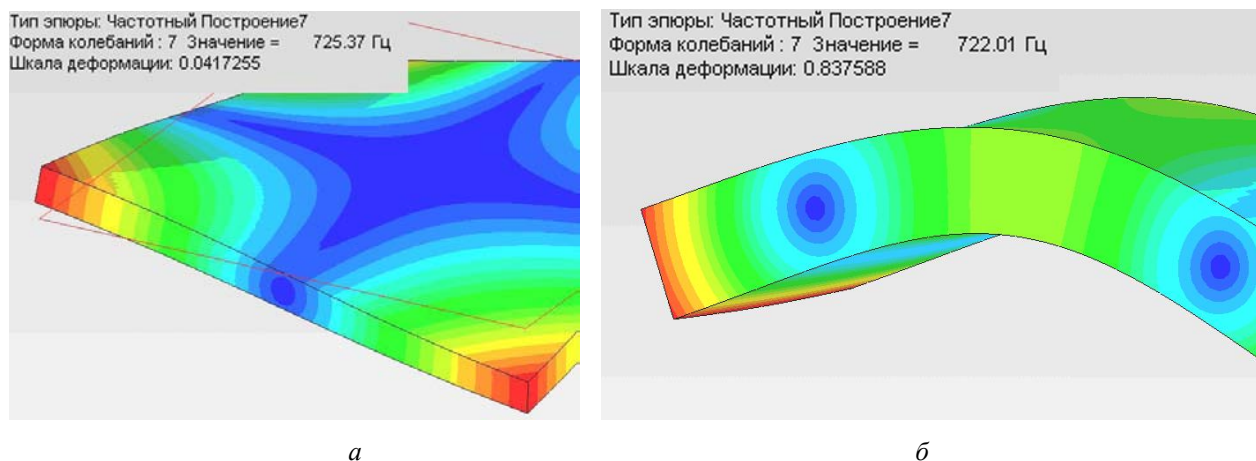


Рис. 8. Результат розрахунку частоти власних коливань для робочого органа габаритами:
а – $300 \times 300 \times 20$ мм; б – $900 \times 400 \times 116$ мм

Отже, збільшуючи габарити конструкції та дотримуючись тих самих технічних параметрів машини, що і в експериментальному її зразку, таке поняття, як “складність”, може зростати у кілька разів. Для виходу з цієї ситуації необхідно здійснювати такі кроки: полегшуючи конструкцію і найшвидше втрачаючи у значенні власної частоти коливань, виходити на ті конструктивні параметри, які будуть прийнятні з технологічного та економічного погляду.

Робочий орган вібраційного стола конструктивно можна виготовляти різними способами, найголовніше щоб були мінімізовані власні коливання робочого органа як тіла з розподіленою

масою, що виникають за рахунок збігу частоти вимушених та власних коливань. Тобто необхідно, щоб на частоті вимушених коливань 100 Гц уся його робоча поверхня здійснювала коливальний рух як абсолютно тверде тіло, для чого робочий орган повинен бути доволі жорстким; водночас робочий орган повинен бути легким, конструктивно простим та дешевим у виготовленні.

Як конструктивне рішення взято такий варіант робочого органа, що зображений на рис. 9. Як бачимо, верхня сталевая плита завтовшки 25 мм на краях звужується, що робить її легшою і до того ж жорсткою. Така товщина зумовлена необхідністю ховати головки гвинтів М12 під внутрішній шестигранник у плиті. Звужена нижня плита забезпечує значне зниження матеріаломісткості, істотно не впливаючи на жорсткість усієї конструкції. Нижня сталевая плита завтовшки 8 мм рознесена з верхньою завдяки вставленому між ними швелеру № 10. Знизу до нижньої плити кріпляться башмаки під пружні елементи.

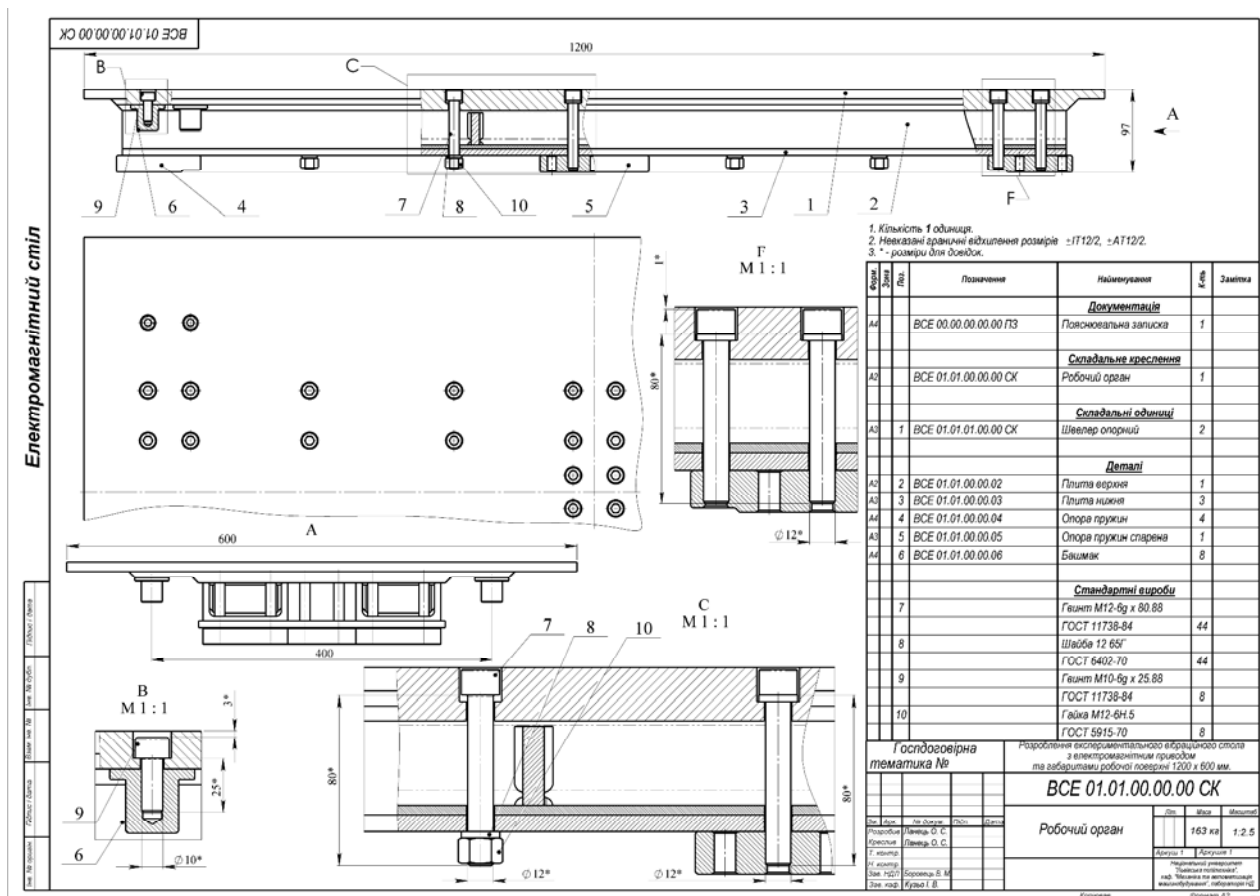


Рис. 9. Складальне креслення робочого органа

Таке конструктивне рішення дає змогу досягти високої жорсткості конструкції під час її порівняно невеликої ваги. Аналогію цьому конструктивному рішення можна знайти у формі сталевого прокату. Так, наприклад, двотавр має також дві сталеві полицки, рознесені за висотою і з'єднані між собою тонкою перепонкою. Така конструкція робочого органа виходить порівняно легкою ($m = 163 \text{ кг}$) і водночас жорсткою (рис. 10). Як бачимо, його власна частота коливань становить $\nu = 300 \text{ Гц}$, що є прийнятним рішенням, оскільки власна частота коливань робочого органа як тіла з розподіленою масою у 3 рази вища за вимушену, і велика ймовірність того, що робочий орган фактично не матиме паразитних амплітуд коливань.

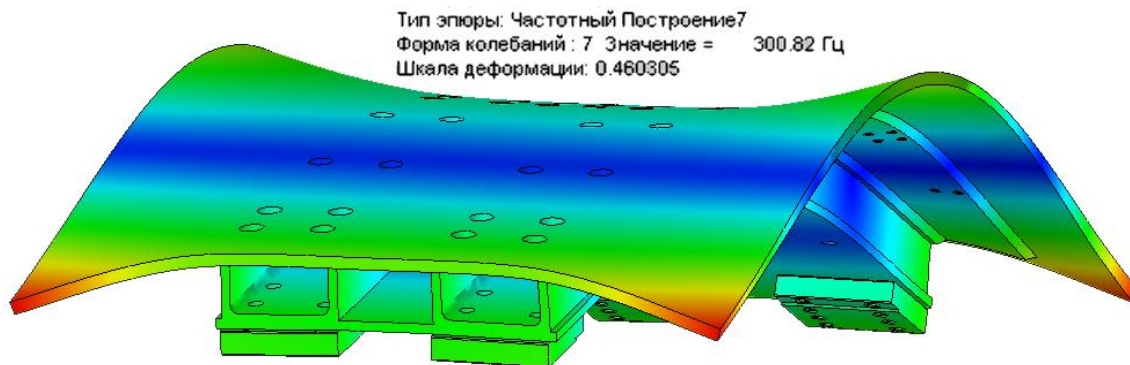
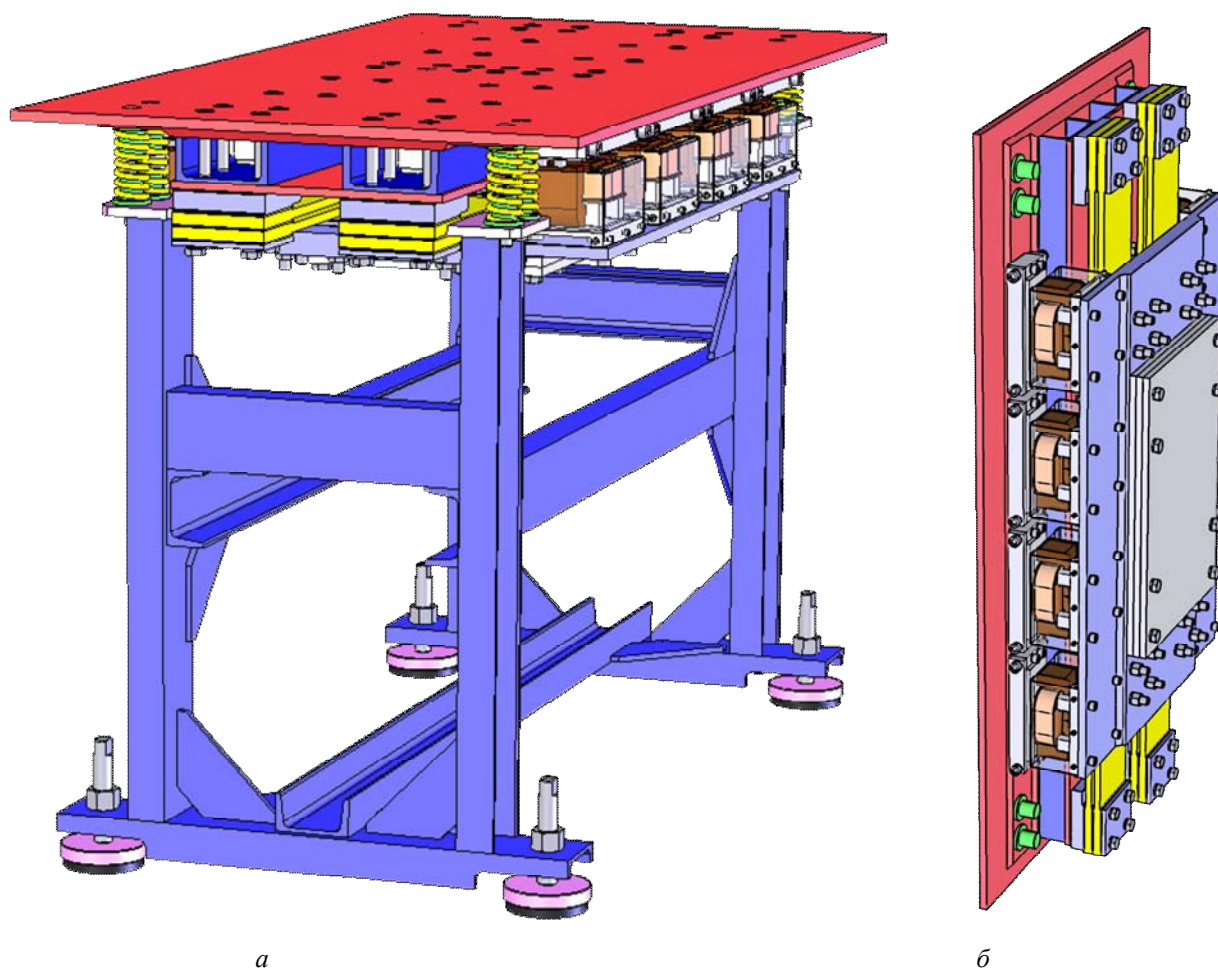


Рис. 10. Результат розрахунку робочого органа з габаритами 1200×600 мм як тіла з розподіленою масою, де визначена його перша власна частота коливань

Розроблення твердотілої моделі вібростола. Використовуючи результати проектування, наведені вище, була створена твердотіла модель вібраційного стола (рис. 11) та розроблена для нього конструкторська документація у програмному продукті SolidWorks 2006 (рис. 12 та 13).



*Рис. 11. Просторові моделі:
а – вібростола; б – двомасової коливальної системи*

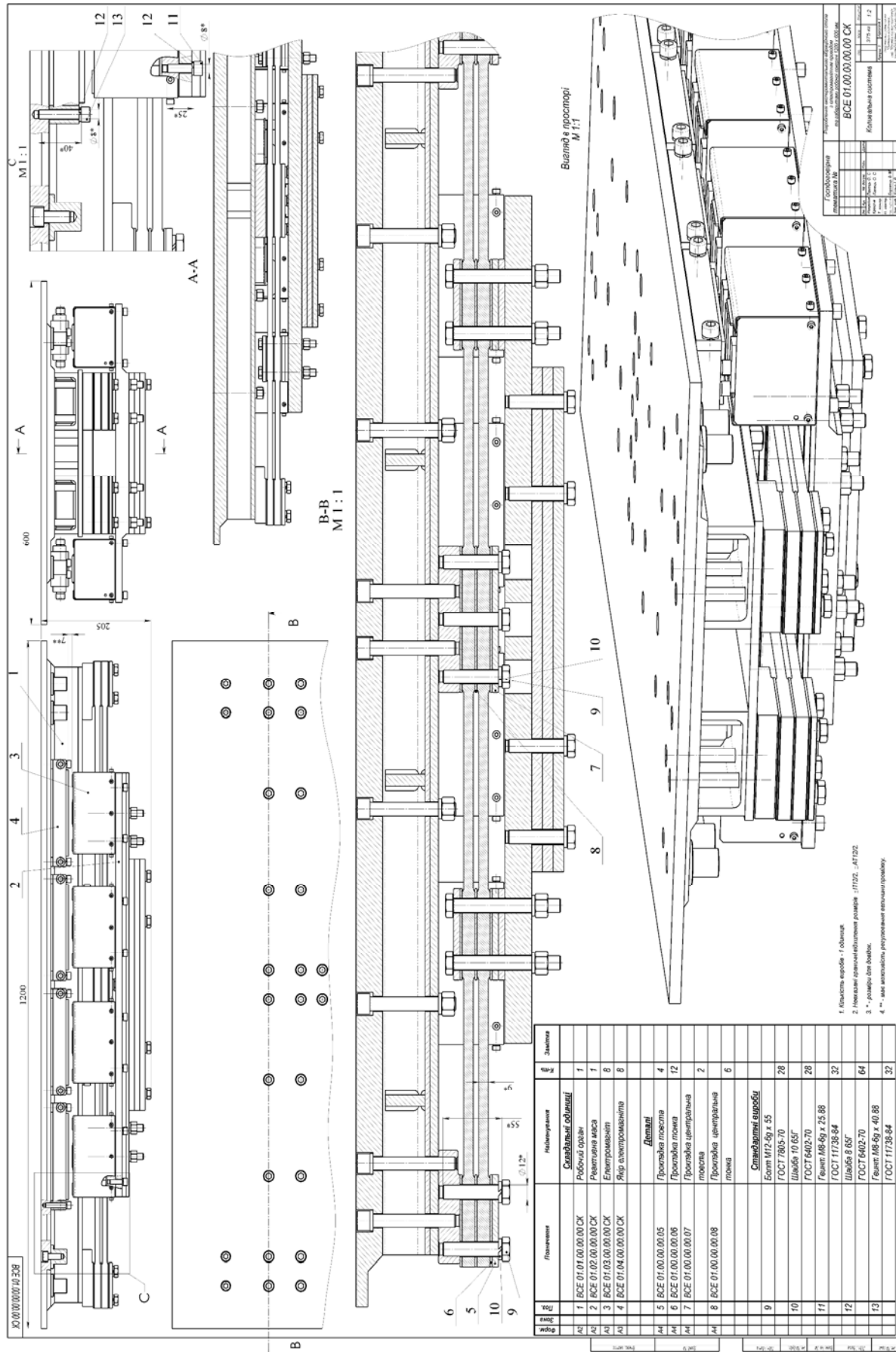


Рис. 13. Складальне кріплення двомасової ковпальної системи

Визначення параметрів механічної коливальної системи. Встановимо значення інерційних параметрів коливальних мас вібростола. Так, у нашому випадку сумарна маса двомасової коливальної системи становить $M = 368.5 \text{ кг}$ (рис. 14, а). Реактивна маса без налагоджувальних плит становить $m_2 = 132.5 \text{ кг}$ (рис. 14, б), а з плитами – $m_2 = 161.8 \text{ кг}$ (рис. 14, в). Отже, маса проміжної коливальної маси може коливатися у межах $\Delta m_2 = 29.3 \text{ кг}$. Така можливість зміни інерційного параметра реактивної маси, що пов'язаний з трудностю передбачення коефіцієнта защемлення пружних елементів. Саме за допомогою цих плит можна буде підвести коливальну систему до резонансу або ж відвести від нього. Активна маса – $m_1 = M - m_2 = 206.7 \text{ кг}$.

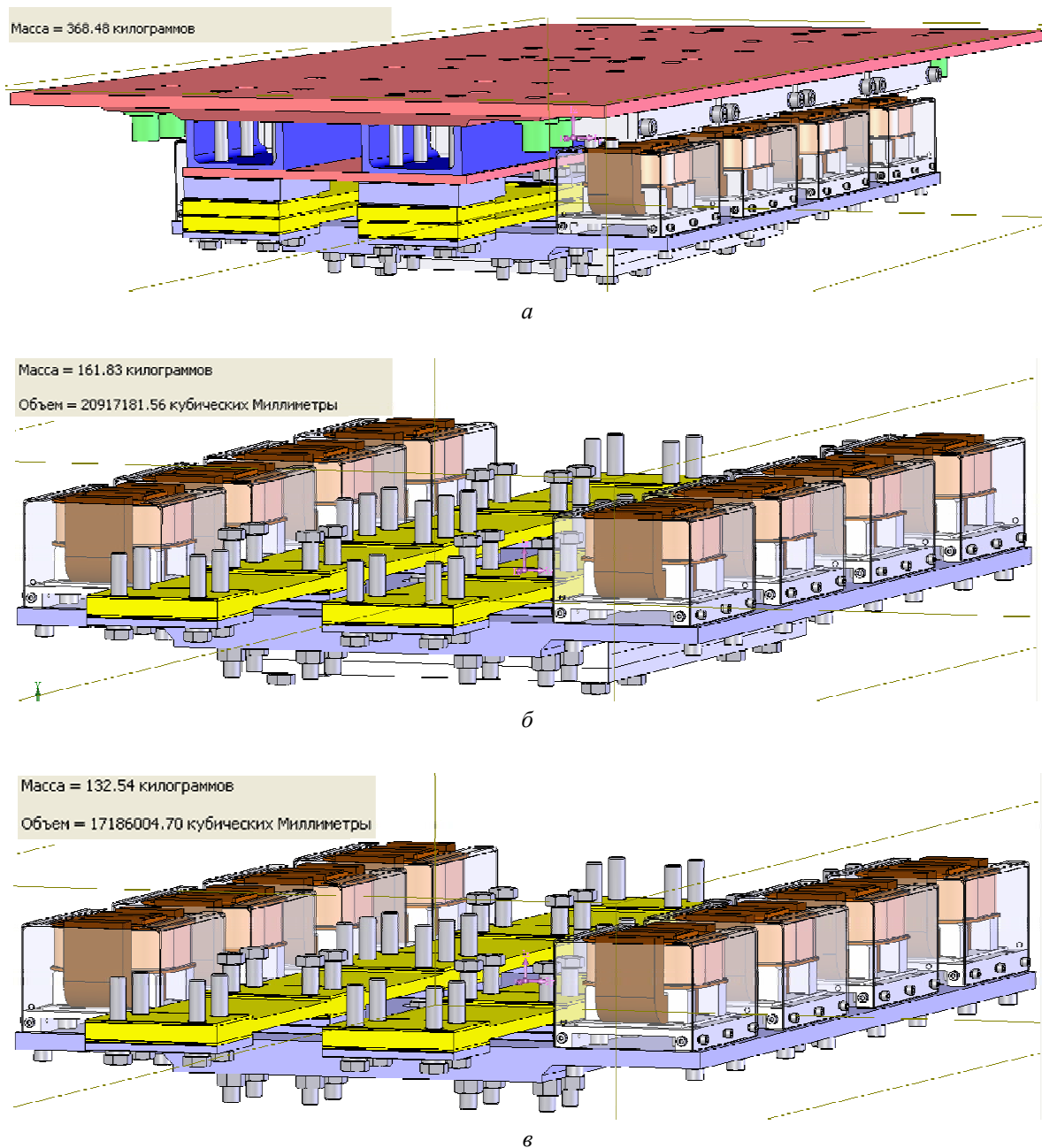


Рис. 14. Фрагменти вікон програмного продукту SolidWorks 2006, де проведено розрахунок маси: а – двомасової коливальної системи вібростола; б, в – реактивної коливальної маси відповідно з налагоджувальними плитами та без них

Розрахунок пружної системи вібраційного майданчика. Приймаючи випадок, коли $m_2 = 161.8$ кг, а резонансне налагодження системи – $z = 0.97$, необхідна жорсткість пружної системи згідно з (5) становитиме

$$c_{12} = \left(\frac{206.7 \cdot 161.8}{206.7 + 161.8} \right) \cdot \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot 100}{0.97} \right)^2 = 3.808 \cdot 10^7 \text{ Н/м},$$

причому $m_{3g} = 90.75$ кг. Для вибору параметра товщини b плоскої пружини за відомої довжини l_c та ширини h пружного елемента з урахуванням кількості i пружних пер необхідно користуватися таким кінцевим виразом [2]:

$$b = l_c \sqrt[3]{\frac{c_1}{E h i k}}, \quad (16)$$

де E – модуль пружності першого роду; k – коефіцієнт защемлення, що враховує неідеальну затяжку гвинтами та болтами, що мають свою податливість, крім того, саме защемлення не виключає мікролюфти для пружних елементів. Все це знижує жорсткість пружних систем. Тому на практиці необхідно дещо збільшити жорсткість пружної системи стосовно розрахункового значення. Взявши коефіцієнт защемлення $k = 0.75$ та користуючись параметрами з рис. 15, товщина пружного елемента згідно з (16) становитиме:

$$b = 0.169 \cdot \sqrt[3]{\frac{3.808 \cdot 10^7}{2.1 \cdot 10^{11} \cdot 0.1 \cdot 16 \cdot 0.75}} = 0.009 \text{ м}.$$

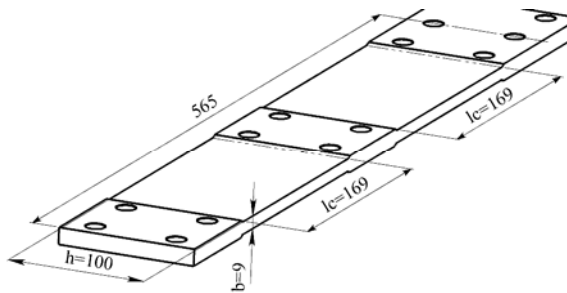


Рис. 15. Габарити пружного елемента

Перевірка жорсткості пружного елемента. Моделювання здійснюватимемо методом скінченних елементів. 3D-модель пружного елемента розбита на кінцеві елементи. Жорстко защемивши одні ділянки, навантажуюємо іншу тестовим зусиллям в $R = 1000$ Н. Прогин елемента становитиме $\varpi = 1.937 \cdot 10^{-4}$ м (рис. 16), а отже, жорсткість пружної системи буде:

$$c_{12} = \frac{R}{\varpi} = \frac{1000 \cdot 8}{1.937 \cdot 10^{-4}} = 4.13 \cdot 10^7 \text{ Н/м},$$

що є більшою від розрахункового значення. Це прийнятно, оскільки в 3D-моделі не враховується коефіцієнт защемлення пружного елемента.

Перевірка пружного елемента на міцність. У випадку, коли реактивна маса має значення $m_2 = 161.8$ кг, а активна маса (робочий орган) – $m_1 = 206.7$ кг, співвідношення амплітуд становить 1.278 разів. Відносна амплітуда коливань визначається як

$$A_{gid} = A \cdot (1 + 1.278),$$

де A – амплітуда коливань робочого органу. Покладаємо $A = X_1 = 0.2$ мм – еквівалент дорівнює 8-ми перевантаженням, адже у такому випадку воно становитиме:

$$\xi = \frac{X_1 \Omega^2}{g} = \frac{0.0002 \cdot 628^2}{9.81} = 8.$$

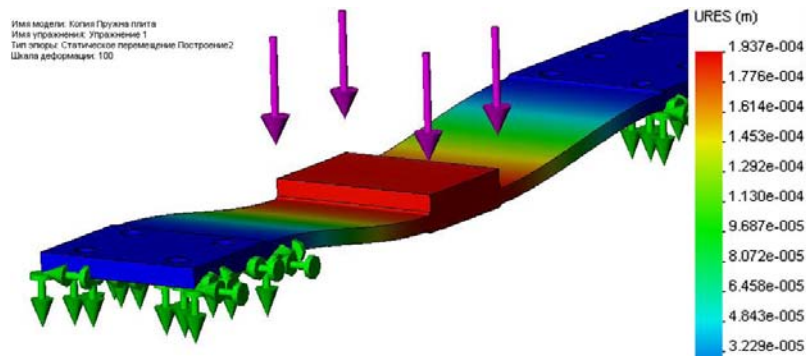


Рис. 16. Результат розрахунку методом скінченних елементів у програмному продукті SolidWorks пружної системи на жорсткість

Цього параметра на практиці достатньо, щоб забезпечувати ефективне ущільнення бетоносуміші. Розрахунок методом скінченних елементів, коли в твердотільній моделі пружного стрижня жорстко защемлюються одні ділянки, а іншим надається зміщення на величину $A_{від} = \varpi = 0.46 \text{ мм}$ без провертання (рис. 17), вказує на значний запас міцності ($\sigma_{\max} = 83 \text{ МПа}$). Для сталей 60С2, 60С2А, 60С2ХФА максимальне допустиме напруження $[\sigma_{-1}] = 170 \text{ МПа}$. Згідно з відомою аналітичною залежністю максимальне напруження у пружних елементах:

$$\sigma_{\max} = \frac{3EbA_{від}}{l_c^2} = \frac{3 \cdot 2.1 \cdot 10^{11} \cdot 0.009 \cdot 0.00046}{0.169^2} = 91 \text{ МПа},$$

що добре узгоджується з числовим розрахунком. Отже, ця пружна система витримує навантаження.

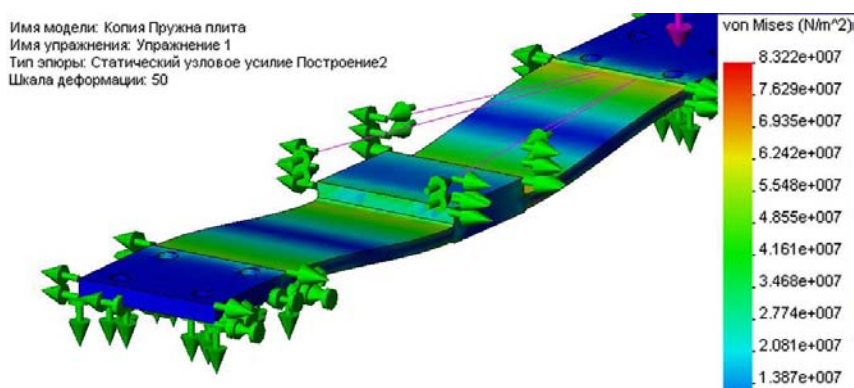


Рис. 17. Результат розрахунку методом скінченних елементів у програмному продукті SolidWorks пружної системи на міцність (а) (прогин на рисунку відображений з масштабним коефіцієнтом 50)

Перевірка власної частоти коливань системи. Проведення частотного аналізу здійснюватимемо з використанням методу скінченних елементів у програмному продукті SolidWorks. Для спрощення розрахунків розглядатимемо одномасову механічну коливальну систему (рис. 18, а), що складається з ділянки пружного елемента та приведеної маси, яка припадає суто на неї ($m_{зв} = 90.75/8 = 11.34 \text{ кг}$). Як матеріал пружного елемента взято віртуальний густиною $\rho = 1 \text{ кг/м}^3$ для того, щоб його маса не впливала на розрахунок, оскільки уже врахована у наведеній. Матеріал вантажу наведеної маси також віртуальний густиною $\rho = 78500 \text{ кг/м}^3$ для зменшення його розмірів, що уможливило б точніше розбиття системи на скінченні елементи. Враховуючи, що защемлення не ідеальне, дійсні власні частоти будуть нижчими від розрахункових (рис. 18, б). Крім того, ми зможемо за допомогою налагоджувальних плит підійти до необхідної власної частоти коливань $101\text{K}102 \text{ Гц}$.

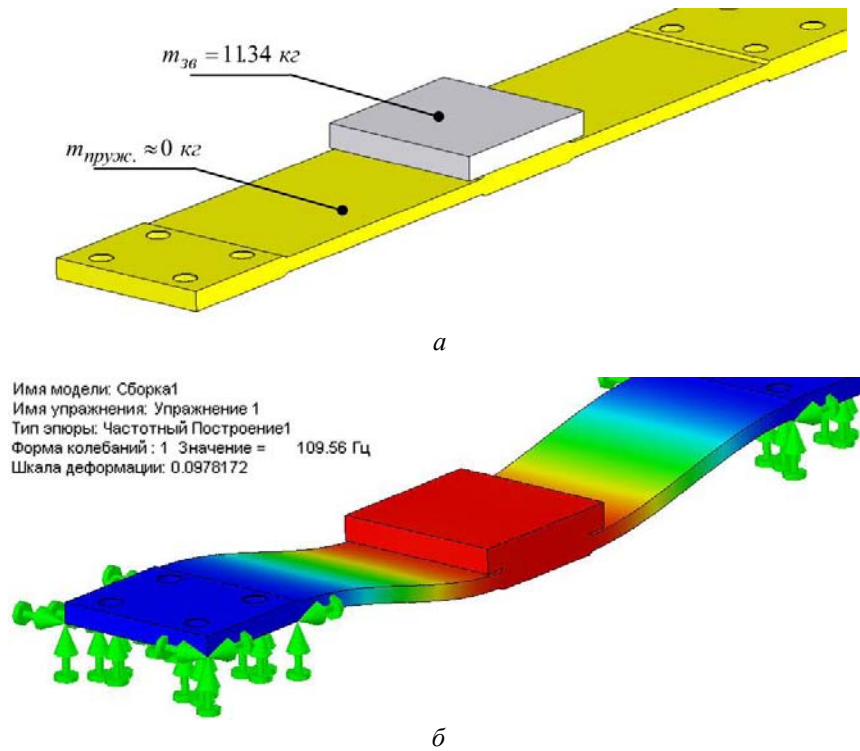


Рис. 18. Досліджувана умовно виділена одномасова структура у вигляді ділянки пружного елемента з жорстко приєднаною зведеною масою, що припадає на одну ділянку (а), та результат розрахунку власної частоти коливань умовно виділеної одномасової структури (б)

Розрахунок параметрів віброізоляторів. Жорсткість віброізоляторів встановлюємо з умови, щоб коливальна система вібростола масою $M = 368.5 \text{ кг}$ із завантаженням $m_{зав.} = 120 \text{ кг}$ на віброізоляторах мала власну частоту коливань у $5 \dots 10$ разів нижчу за вимушену, тобто

$$c_{i3} = (M + m_{зав.}) \left[\frac{\Omega}{(5K 20)} \right]^2 = (M + m_{зав.}) (2\pi v_{i3})^2, \quad (17)$$

де v_{i3} – власна частота коливальної системи як твердого тіла на віброізоляторах. У конструкції вібростола (рис. 12) передбачено $n = 8$ витих пружин, що виконують віброізоляційні функції. На одну пружину припадатиме навантаження

$$Q = \left(\frac{M + m_{зав.}}{n} \right) g = \left(\frac{368.5 + 120}{8} \right) \cdot 9.81 = 600 \text{ Н}.$$

Власна частота коливальної системи як твердого тіла на віброізоляторах (розглядається одномасова коливальна система), користуючись (17), визначається як

$$v_{i3} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c_{i3}}{M + m_{зав.}}}. \quad (18)$$

Покладемо, що власна частота коливальної системи $v_{i3} = 5 \text{ Гц}$ (у 20 разів менша від вимушеної). У такому випадку жорсткість одного віброізолятора (витої пружини) в осьовому напрямку згідно з (18) буде:

$$c_{i31} = \frac{(M + m_{зав.}) (2\pi v_{i3})^2}{n} = \frac{(368.5 + 120) (2\pi 5)^2}{8} = 60266 \text{ Н / м}.$$

Жорсткість витої пружини через її конструктивні параметри визначається згідно з такою залежністю [6]:

$$c_{i31} = \frac{G \cdot d_{\delta}^4}{8 \cdot D^3 \cdot i_{\delta}}, \tag{19}$$

де G – модуль пружності другого роду; d_{δ} – діаметр дроту; D – середній діаметр навивки витків; i_{δ} – кількість витків дроту. Якщо підбір пружини проводити корегуванням її довжини для забезпечення певного значення жорсткості c_{i31} , то у випадку, коли $d_{\delta} = 6 \text{ мм}$, $D = 32 \text{ мм}$, необхідну кількість витків встановлюють згідно з (19):

$$i_{\delta} = \frac{G \cdot d_{\delta}^4}{8 \cdot D^3 \cdot c_{i31}} = \frac{7.7 \cdot 10^{10} \cdot 0.006^4}{8 \cdot 0.032^3 \cdot 60266} = 6.3.$$

Приймаємо, що $i_{\delta} = 6$ витків. Склавши модель виті пружини під навантаженням 600 Н , встановлено її просідання (рис. 19).

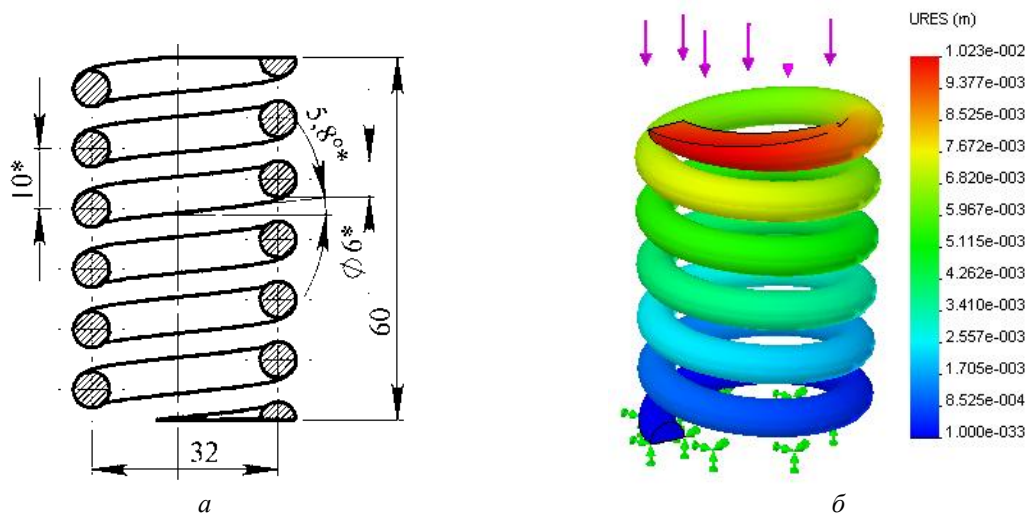


Рис. 19. Габарити просідання виті пружини, що виконує віброізоляційні функції (а) та встановлення величини її під дією розрахункового навантаження

Згідно з результатами розрахунку на рис. 19 просідання виті пружини $\delta_{cm} = 0.00996 \text{ м}$, а тому значення її коефіцієнта жорсткості в осьовому напрямку:

$$c_{i31} = \frac{Q}{\delta_{cm}} = \frac{600}{0.001} = 60000 \text{ Н / м}.$$

Власна частота коливальної системи вібростолу на восьми віброізоляторах згідно з (18) становитиме:

$$\nu = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c_{i3}}{M + m_{зав.}}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{60000 \cdot 8}{368.5 + 120}} = 4.99 \text{ Гц},$$

що у 20 разів менше за вимушену і, безумовно, задовольняє вимоги віброізоляції. Так, за таких показників передача вібрації на фундамент знижується у $20^2 = 400$ разів.

Напруження, яке виникає в пружному елементі [6]:

$$\tau = \frac{8 \cdot k_{\delta} \cdot D \cdot Q}{\pi \cdot d_{\delta}^3} = \frac{8 \cdot 1.28 \cdot 0.032 \cdot 600}{\pi \cdot 0.006^3} = 290 \text{ МПа},$$

що є допустимо для статичного навантаження.

Розрахунок електромагнітного вібробудника. Для цього складено програму в середовищі QBasic, що враховує випуклість електромагнітних полів, тим самим уможлиблюючи точно провести розрахунок. Його здійснюватимемо з таких умов: сумарне амплітудне значення збурення електромагнітних вібробудників за умови, що перевантаження становить 11 g (амплітуда коливань активної маси 0.27 мм (відносна 0.62 мм) на частоті 100 Гц) згідно з залежністю (11): $P_{el} = 500 H$; повітряний проміжок – $\delta = 0.0018$ мм. Перевантаження 11 g під час розрахунку електромагнітних вібробудників взято з метою забезпечення запасу по потужності приводу, хоча передбачається, що вібростіл працюватиме з перевантаженням 8 g (номінальна амплітуда коливань активної маси 0.2 мм). Початкові дані, що вводились, та результати розрахунку:

ВЕЛИЧИНА АМПЛІТУДИ ВЕКТОРА МАГНІТНОЇ ІНДУКЦІЇ ВМ В
МАГНІТОПРОВОДІ ? 0.97
ВЕЛИЧИНА ВЕКТОРА МАГНІТНОЇ ІНДУКЦІЇ ВІ (0.6 ... 1) В ЗАЗОРІ ? 0.7
ДІЙСНЕ ЗНАЧЕННЯ НАПРУГИ НА ЗАТИСКАЧ. ВІРОЗБ. U= ? 220
ЧАСТОТА КОЛИВАНЬ N= ? 50
ВВЕДІТЬ ЗНАЧЕННЯ ЗУСИЛЛЯ F, ЩО РОЗВИВАЄ
(РОЗВИВАЮТЬ) ВІБРОЗБУДНИК (ВІБРОЗБУДНИКИ)
? 500
ВВЕДІТЬ ЗНАЧЕННЯ АМПЛІТУДИ КОЛИВАНЬ
? 0.00062
ЧИ ХОЧЕТЕ ПОСТАВИТИ СВОЄ ЗНАЧЕННЯ ЗАЗОРУ SO ?
ВВЕСТИ (Y , N)? y
SO= ? 0.0018
ЗАЗОР SO= .0018

РЕЗУЛЬТАТИ ПО ПОПЕРЕДНЬОМУ РОЗРАХУНКУ

ПОЗНАЧЕННЯ МАГНІТОПРОВОДА ШЛ32*40
КІЛЬКІСТЬ ВІТКІВ КОТУШКИ W= 763.811
ДІАМЕТР ДРОТУ ОБМОТКИ D= 7.337951E-04
ЕЛЕКТРОМАГНІТ МАЄ ОДНУ КОТУШКУ
ЕЛЕКТРОМАГНІТ НЕМАЄ СПАРЕНИХ МАГНІТОПРОВОДІВ

УТОЧНЕНА ЧАСТИНА РОЗРАХУНКУ ВІБРОЗБУДНИКА ЯК НАМОТУВАТИМЕТЬСЯ КОТУШКА

1. РУЧНА НАМОТКА (ВВЕСТИ 1)
2. НА ВЕРСТАТІ З ПАПЕРОМ 0.035 ММ ЧЕРЕЗ 1 ШАР (ВВЕСТИ 2)
3. РУЧНА НАМОТКА ПАПІР ЧЕРЕЗ 2 ШАРИ (ВВЕСТИ 3)
4. РУЧНА НАМОТКА ПАПІР ЧЕРЕЗ 1 ШАР (ВВЕСТИ 4)
5. СВОЄ ЗНАЧЕННЯ КОЕФ. ЗАПОВНЕННЯ KU
? 4
303.7474
413.0006
506.7602

РЕЗУЛЬТАТИ ПО УТОЧНЕНОМУ РОЗРАХУНКУ

ПОЗНАЧЕННЯ МАГНІТОПРОВОДУ: ШЛ40*45
ГРАНЬ A= .04
ГРАНЬ B= .045
ЗУСИЛЛЯ FR= 506.7602
КІЛЬКІСТЬ ВІТКІВ W= 609.8925
ДІАМЕТР ПРОВІДНИКА D= 7.884736E-04
ЕЛЕКТРОМАГНІТ МАЄ ОДНУ КОТУШКУ
ЕЛЕКТРОМАГНІТ НЕМАЄ СПАРЕНИХ МАГНІТОПРОВОДІВ

Отже, вибрано конструктивні параметри Ш-подібного електромагніта: діаметр дроту обмотки – 0.8 мм, кількість витків – $\varpi = 610$, габарити осердя – див. на рис. 20).

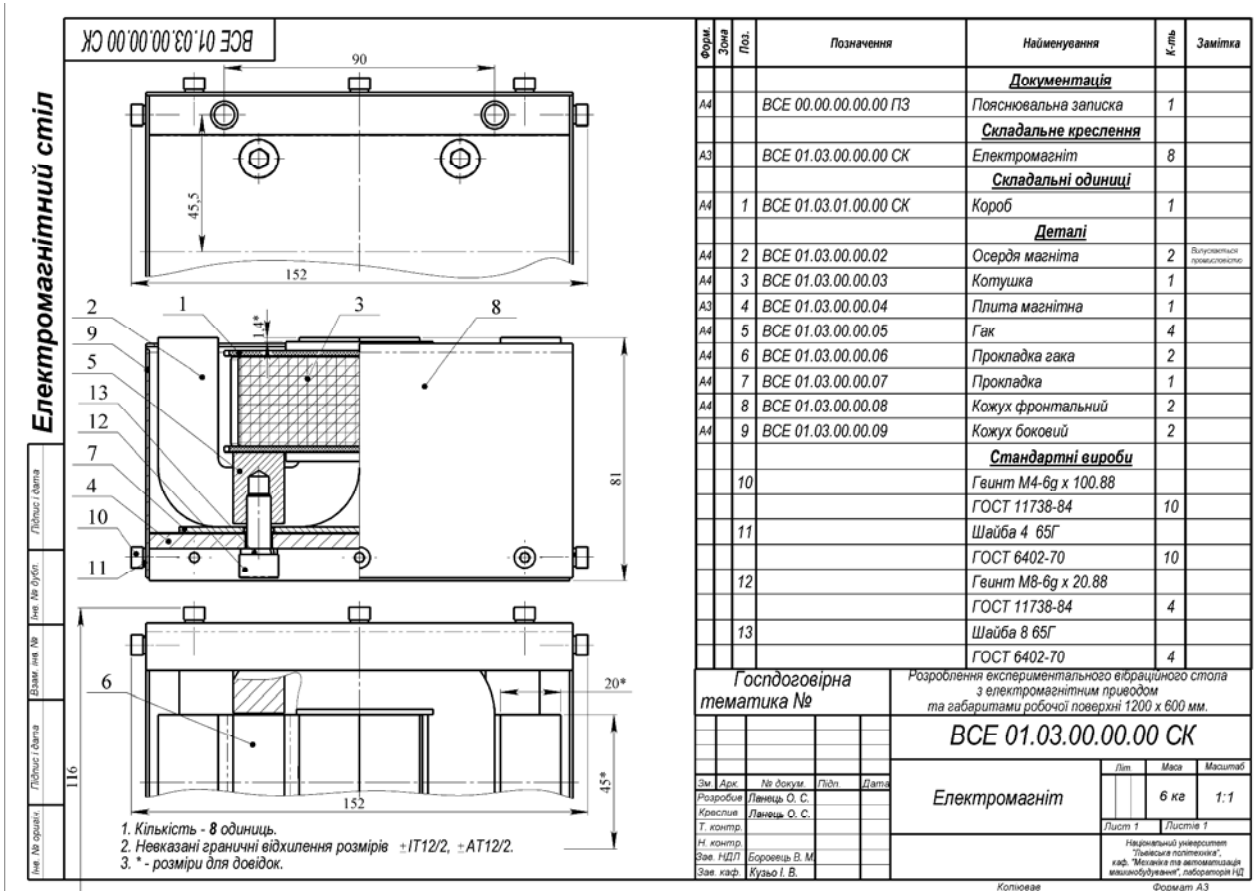


Рис. 20. Креслення осердя з котушкою електромагнітного вібрострою

Площа перерізу дроту розраховувалась за умови, що густина струму становить $\rho = 3 \text{ A/мм}^2$. За найнесприятливіших умов (не враховуючи $\cos(\varphi)$ між струмом та напругою) один вібрострою може пропустити

$$N_1 = U I = U \rho \frac{\pi d^2}{4} = \frac{220 \cdot 3 \cdot \pi \cdot 0.8^2}{4} = 330 \text{ Вт}.$$

Отже, привід усього вібрострою здатен розвинути потужність $N_{пр} = 8 \cdot 330 = 2640 \text{ Вт}$. Питання перегрівання обмоток котушки опосередковано вирішене шляхом обмеження допустимого значення струму через переріз дроту ($\rho = 3 \text{ A/мм}^2$). Це виправдано, оскільки справді під час роботи вібрострою котушки не перегрівались, а отже, теплообмін задовільний.

Побудова АЧХ. Передбачається, що при перевантаженні 8 g необхідне тягове зусилля одного електромагніта становитиме 370 Н. Амплітудне значення сумарної гармонійної складової збудовального зусилля восьми вібрострою згідно з (7) під час перевантаження 8 g становить:

$$P_{гaрм} = F = \frac{4}{3\pi} P_{el} = \frac{4}{3\pi} (8 \cdot 370) = 1256 \text{ Н}.$$

Заклавши вищеприведені параметри механічної коливальної системи в її математичну модель (1), можна констатувати, що запропонована конструкція буде дієздатною (рис. 21). Коефіцієнт

в'язкості μ_{12} розраховувався з умови, що коефіцієнт внутрішнього частотно-незалежного тертя $\chi_{12} = 0.03 \text{ м}^3 \text{ с}$, а тому $\mu_{12} = \chi_{12} c_{12} / \Omega = 1830 \text{ Н} \cdot \text{с} / \text{м}$. Решта значень параметрів коефіцієнтів в'язкості: $\mu_1 = 2400 \text{ Н} \cdot \text{с} / \text{м}$, $\mu_{i3} = 230 \text{ Н} \cdot \text{с} / \text{м}$.

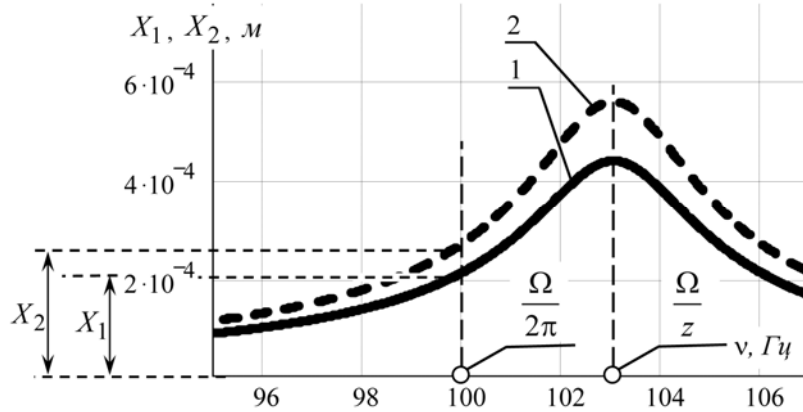


Рис. 21. Амплітудно-частотна характеристика вібраційного стола, де: 1, 2 – амплітудні значення коливань відповідно активної та реактивної мас

Використовуючи (7), встановлюємо, що на частоті вимушених коливань $\Omega = 628.3 \text{ рад} / \text{с}$ (100 Гц) значення коефіцієнта динамічності маси m_1 у білярезонансній зоні фактично ідентичне до маси m_2 і становить $\lambda_1 = \lambda_2 \approx 13$. Підставляючи дані у (6) за умови, що перевантаження 11 г , а частина маси середовища, що приєдналася, 100 кг (взято з запасом), отримаємо:

$$N_{зб} = \frac{\sqrt{6}}{4} \cdot \frac{628^3}{0.7} \left(\frac{0.000274^2 \cdot 206.8}{13} + \frac{0.00035^2 \cdot 161.8}{13} + 100 \cdot 0.000274^2 \right) = 2.2 \text{ кВт}.$$

Цей результат добре узгоджується з розрахунками, наведеними вище, адже привід усього вібростола здатен розвинути потужність $N_{пр} = 8 \cdot 330 = 2640 \text{ Вт}$. Тобто електромагнітний привід розрахований на вібростіл з запасом.

Попередньо подавши систему диференціальних рівнянь (1) у нормальному вигляді стосовно старших похідних, матимемо:

$$D(t, X) := \begin{bmatrix} X_1 \\ \frac{1}{m_1} \cdot [-\mu_{12} \cdot (X_1 - X_3) - c_{12} \cdot (X_0 - X_2) - \mu_1 \cdot X_1 - F(t)] \\ X_3 \\ \frac{1}{m_2} \cdot [F(t) - \mu_{12} \cdot (X_3 - X_1) - c_{12} \cdot (X_2 - X_0) - c_{iz} \cdot X_2 - \mu_{iz} \cdot X_3] \end{bmatrix}$$

$$S1 := \text{Rkadapt} \left[\begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}, 0, 4, 10000, D \right] \quad i := 0 \dots \text{last}(S1^{(0)}),$$

та використовуючи параметри, наведені вище, систему розв’язано у програмному продукті Matcad 13 з використанням методу Рунге–Кутта (рис. 22). Причому $F(t) = |P_{en} \sin(\Omega t / 2)| \equiv F \sin(\Omega t)$. Амплітуда коливань на робочому органі становить запланованих $X_1 = 0.2 \text{ мм}$ (еквівалент 8-ми перевантаженням). З графіків спостерігаємо статичне просідання пружного елемента $\delta_{пост.}$ під дією постійної складової зусилля $P_{пост} = 1884 \text{ Н}$ (9). Це просідання становитиме:

$$\delta_{пост.} = \frac{P_{пост.}}{c_{12}} = \frac{1884}{3.808 \cdot 10^7} = 0.00005 \text{ м} = 0.05 \text{ мм}.$$

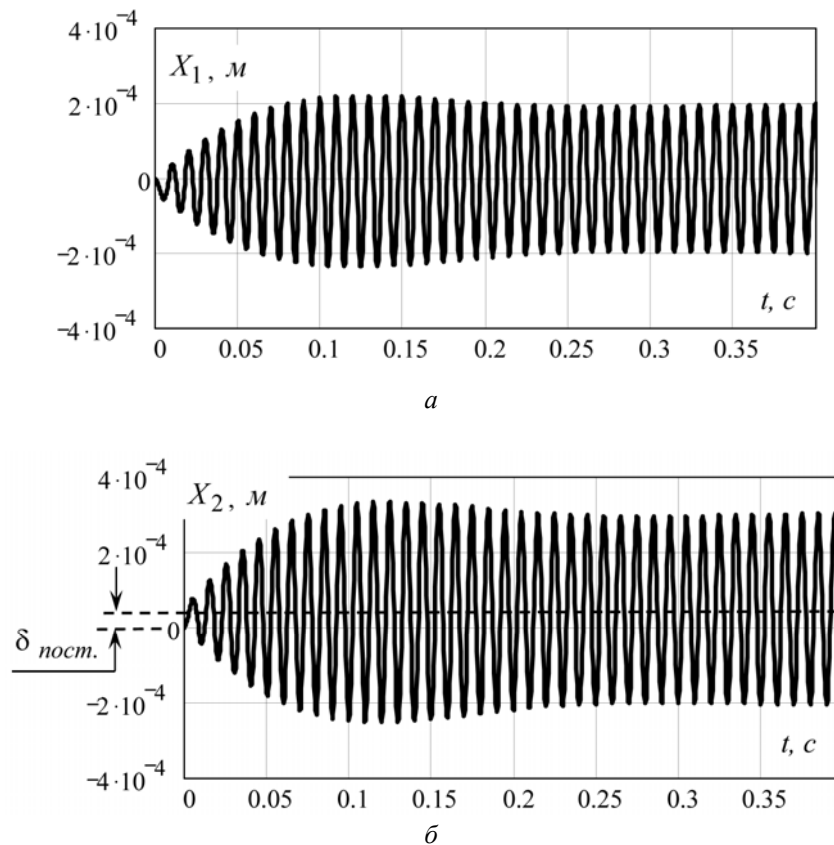


Рис. 22. Теоретичні часові залежності руху мас m_1 (а) та m_2 (б) у дорезонансному режимі

Експериментальна перевірка. Виготовлено експериментальний зразок вібростола (рис. 23, а). Постановка експерименту була проведена з використанням лабораторного обладнання так. Знімання механічних характеристик з експериментального зразка відбувалось за допомогою двоканального USB-осцилографа (аналогово-цифрового перетворювача IRIS фірми “Відео Інтернет Технології”), підключеного до комп’ютера. Живлення відбувалось від автотрансформатора за напруги 150 В . Приєднавши давач віброприскорень (рис. 23, з) до маси m_1 , зчитано дані з використанням програмного продукту для USB-осцилографа.

Встановимо амплітуду коливань першої маси, що виконує функцію робочого органа. Враховуючи, що давач, який жорстко закріплений до цієї маси, тарований ${}^1U_{на1g} = 66 [мВ / g]$ (рис. 23, з), а амплітудне значення з давача $U_1 = \frac{2.2 - 1.15}{2} = 0.525 [В]$ (рис. 24, а), перевідний коефіцієнт ξ , він же показник перевантаження, розраховуємо з таких умов:

$$\begin{cases} 0.066 [B] \equiv g; \\ 0.525 [B] \equiv x g. \end{cases} \quad (17)$$

Отже, користуючись (17), перевантаження на робочому органі буде:

$$\xi_1 = \frac{U_1}{1U_{на 1g}} = \frac{0.525}{0.066} = 8.$$



Рис. 23. Експериментальний зразок вібростола (а); фрагмент відеоролика, де зображено роботу вібростола (б); компонування обладнання під час експерименту (в) та датч, що приєднаний до маси m_1 (г) для знімання часових залежностей руху коливальної маси

Як зазначалось вище, для гармонійних коливань перевантаження ξ визначається з відомої залежності $\xi = \frac{X \omega^2}{g}$. Тому амплітуда коливань робочого органа буде становити

$X_1 = \frac{8 \cdot 9.81}{(2 \cdot \pi \cdot 100)^2} = 2 \cdot 10^{-4} \text{ м}$, що повністю узгоджується з результатами математичного моделювання (рис. 22). Кутова ж частота вимушених коливань насправді знаходиться в околі 100 Гц (рис. 24, б).

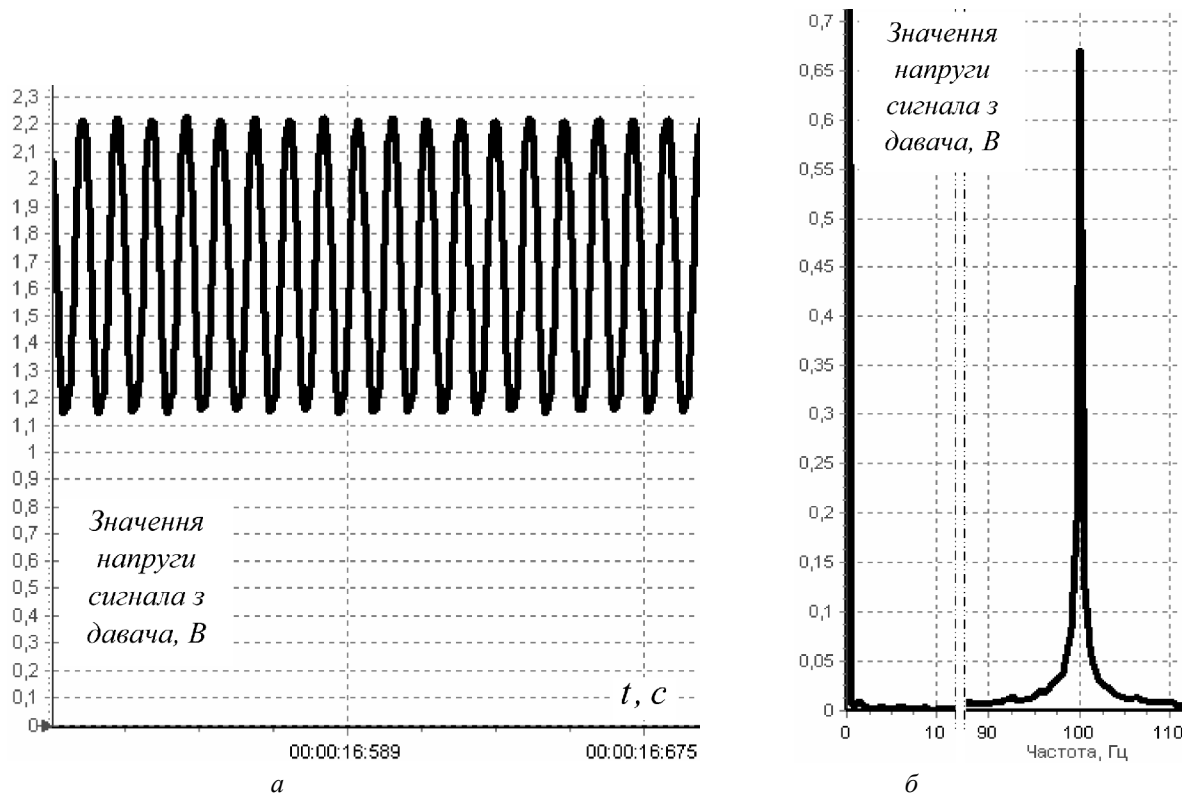


Рис. 24. Експериментально зняті: а – часова залежність руху коливальної маси m_1 ; б – спектральна характеристика руху маси m_1 за усталених коливань системи

Досліджено роботу вібростола під час завантаження. Робочий орган був навантажений сталевими плитами масою 120 кг, що покладені через товсту м'яку гумову прокладку. Це добре імітувало реальне завантаження, оскільки гума має високі дисипативні властивості та забезпечує вищу частку приєднання маси. Зняті характеристики за напруги живлення 150 В вказали, що перевантаження впало до 4 g (у 2 рази). Проте, піднявши напругу до 220 В, вібростіл виходив на режим роботи з перевантаженням 8 g.

Висновки. Отже, можна констатувати таке. Резонансний вібротомоделювальний привод працює на частоті вимушених коливань 100 Гц, забезпечуючи закладені технологічні параметри. Максимальна споживана потужність 2.2 кВт; амплітуда коливань робочого органа масою $m_1 = 206.7 \text{ кг}$ становить $X_1 = 0.2 \text{ мм}$ (перевантаження на робочому органі становить вісім земних прискорень).

Наведений вище приклад ще раз довів реальність створення середньогабаритного віброобладнання на основі електромагнітного приводу. Зняті технічні характеристики з такого обладнання підтверджують ефективність застосування запропонованих методів у проектуванні цього типу обладнання.

Досягнуті високі перевантаження на масивному робочому органі за порівняно незначних затрат потужності свідчать про значні переваги та перспективи використання резонансних вібраційних машин з електромагнітним приводом.

1. Назаренко И. И. *Высокоэффективные вибротрамбовочные машины*. – К.: Вища шк., 1982. – 200 с. 2. Ланець О. С. *Високоєфективні міжрезонансні вібраційні машини з електромагнітним приводом (Теоретичні основи та практика створення): моногр.* / О. С. Ланець. – Львів: Вид-во Нац. ун-ту “Львівська політехніка”, 2008. – 324 с. 3. Кузьо І. В. *Реалізація нелінійних полічастотних резонансних вібраційних машин з використанням одноктактних електромагнітів* / І. В. Кузьо, В. М. Гурський, О. С. Ланець // *Вібрації в техніці та технологіях*. – 2012. – № 1 (65). – С. 10–14. 4. <http://www.tristateelectricmc.com/pdf/FMC%20Technologies%20Syntron%20Vibrating%20Tables.pdf>. (компанія FMC Technologies); <https://www.uras-techno.co.jp/en/pro/01-09/magneticpacker> (компанія Uras-Techno). 5. Ланець О. В. *Реалізація ефекту Зоммерфельда у вібраційному майданчику з інерційним приводом* / О. В. Ланець, Я. В. Шпак, В. І. Лозинський, П. Ю. Леонович // *Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. Український міжвід. наук.-техн. зб.* – Львів: НУ “Львівська політехніка”, 2013. – Вип. 47. – С. 12–28. 6. *Справочник машиностроителя: в 3 т.* / под ред. С. В. Серенсена и Н. С. Ачеркана. – М., 1951. – Т. 3. – 1098 с.