

ГОРОШКО Андрій

Хмельницький національний університет  
<https://orcid.org/0000-0002-1386-2326>

КОВТУН Ігор

Хмельницький національний університет  
<https://orcid.org/0000-0002-1430-6479>

ЗЕМБИЦЬКА Марина

Хмельницький національний університет  
<https://orcid.org/0000-0002-6671-9937>  
e-mail: [iftomm@ukr.net](mailto:iftomm@ukr.net)

## ПІДВИЩЕННЯ ТОЧНОСТІ ВІБРАЦІЙНОГО АНАЛІЗУ ДРУКОВАНИХ ПЛАТ БОРТОВОЇ ЕЛЕКТРОНІКИ

*Електронна апаратура літальних апаратів під час експлуатації піддається вібраціям з частотою 20-2000 Гц та віброприскоренням до 20g. Майже половина усіх відмов бортової апаратури спричинено негативним впливом вібрації. Для ефективного віброзахисту апаратури при її проектуванні здійснюють вібраційний аналіз, визнаючи резонансні режими. У роботі подано результати вібраційного аналізу відомими аналітичними методами, чисельними та експериментальними методами. Показано, що на точність визначення власних частот і форм коливань плати істотно впливають інерційні і пружно-демпфувальні характеристики компонентів плати, кріплень до корпусу і їх місце розташування. З метою підвищення точності вібраційного аналізу необхідно проводити попередній аналіз пружних і демпфувальних параметрів кріплення плати до корпусу та самого корпусу.*

*Ключові слова:* друкована плата, пластина, вібрація, власні частоти, моделювання

GOROSHKO Andrii., KOVTUN Igor, ZEMBYTSKA Maryna  
Khmelnitskyi National University

## IMPROVING THE ACCURACY OF THE VIBRATION ANALYSIS OF ON-BOARD ELECTRONICS PRINTED BOARDS

*Electronic equipment of aircraft during operation is exposed to vibrations with a frequency of 20-2000 Hz and a vibration acceleration of up to 20g. Almost half of all failures of on-board equipment are caused by the negative impact of vibration. For effective vibration protection of the equipment during its design, a vibration analysis is carried out, recognizing resonance modes. The difficulty of modeling vibration processes in printed circuit boards lies in the deviation of calculated values of critical frequencies and values obtained experimentally with the help of shakers. The main reasons for this in the known analytical methods are the impossibility of fully accurate consideration of the concentrated masses and elastic-damping characteristics of individual electronic components of the board, its fasteners and device cases, which, in turn, leads to the appearance of coupled oscillations. The paper presents the results of vibration analysis by well-known analytical methods, numerical and experimental methods. It is shown that the accuracy of determining the natural frequencies and forms of board oscillations is significantly influenced by the geometric, inertial, and elastic-damping characteristics of the board components. The effectiveness of numerical modeling methods is demonstrated. When arranging massive components at the stage of designing the board, it is necessary to take into account that the natural frequency of the board depends on the position of its center of gravity and increases sharply when approaching the edge of the board. Boards with a small number of components have a lower critical frequency than their corresponding empty boards due to the increase in mass. Instead, boards densely filled with components have a higher natural frequency than empty boards due to increased stiffness. In order to increase the accuracy of the vibration analysis, it is necessary to conduct a preliminary analysis of the elastic and damping parameters of attaching the board to the case and the case itself.*

*Keywords:* printed circuit board, plate, vibration, natural frequencies, modeling

### Постановка проблеми у загальному вигляді

#### та її зв'язок із важливими науковими чи практичними завданнями

Одним з вагомих дестабілізуючих факторів, що призводять до відмов електронної апаратури, яка встановлюється на літальних апаратах, є зовнішній вібраційний вплив. Такі вироби електронної техніки (ВЕТ) під час експлуатації піддаються вібраціям з частотою 20-2000 Гц з віброприскоренням до 20g. ВЕТ сприймає вібраційні та ударні навантаження через монтажні плати, днища шасі, стінки корпусів та інші конструктивні елементи, що в свою чергу передають ці навантаження на змонтовані на них блоки, мікросхеми та інші компоненти. Варто зазначити, що режими функціонування бортових ВЕТ в реальних умовах експлуатації значно відрізняються від випробувальних режимів, що є причиною половини відмов, викликаних вібраційними впливами [1].

Якщо плати та інші несівні елементи зазнають резонансних коливань, то динамічні навантаження багаторазово зростають і можуть призвести до поломок або відмови ВЕТ через відхилення параметрів розташованих на них блоків та елементів за межі допусків згідно технічними умовами. Тому при проектуванні ВЕТ особлива увага має бути приділена знаходженню власних частот коливань розрахунковими та експериментальними методами, а отже, і можливих резонансів, щоб уникати роботи апаратури на цих режимах [1]. Для вібраційного аналізу ВЕТ використовують розрахункові та експериментальні методи, а також різноманітні методи моделювання, зокрема на базі методу скінченних елементів.

### Аналіз досліджень та публікацій

Питанням віброзахисту, вібростійкості та підвищенню точності вібраційного контролю ВЕТ останнім часом приділяється значна увага [2-11]. Зазвичай при розрахунках друкованих плат, стінок корпусів та інших плоских прямокутних конструкцій РЕА їх моделюють у вигляді еквівалентних їм однорідних прямокутних пластин, теорія коливань яких є досить складною, об'ємною, сповненою спрощень і припущень і не є завершеною [3]. Для складних конструкцій ВЕТ кращі результати показує чисельне [4] та імітаційне моделювання коливань друкованих плат. Зокрема автори роботи [8] дослідили динамічні характеристики друкованої плати, визначивши та перевірили нормальні режими та функції амплітудно-частотної характеристики за допомогою вібраційних випробувань друкованої плати. Розроблена модель з перевіреною адекватністю використана для прогнозування вібраційної реакції на вхідну випадкову вібрацію. Показано, що для підвищення точності прогнозування реакції на випадкову вібрацію необхідно враховувати зміни проектних параметрів друкованої плати.

Автори у [9] чисельно моделювали друковану плату та визначали найбільш обмежені ділянки для декількох її конфігурацій. Цей результат може бути корисним у процесі збирання з використанням конфігурації з найменшими обмеженнями. У роботі [10] проаналізовано проблеми вібрації друковані плати, стінки корпусу та електронних компонентів. Експериментально підтверджена значна різниця в амплітудах коливань, що передаються всередину і зовні плати. Автори використовували елементи теорії згину пластин для основних плат, стінок корпусів та інших плоских прямокутних конструкцій, розглядаючи плати як еквівалентні однорідні пластини для оцінювання їх власних частот та форм вільних перехресних коливань і, отже, ідентифікації можливих резонансів з метою уникнення їх під час роботи.

У [11] представлені результати чисельного моделювання і експериментальних досліджень друкованих плат. Доведено, що моделювання плати без врахування компонентів не дає бажаної точності визначення критичних частот, тому стандарт вібраційних випробувань має містити визначення вібраційних характеристик усієї збірки друкованої плати. Автори роботи [12] змодельовали і експериментально дослідили вібраційні властивості багатошарової крупногабаритної друкованої плати методами імітаційного моделювання в середовищі *Creo Elements/Pro 5.0 Environment*, порівняли отримані дані з результатами випробувань друкованих плат на вібростенді.

Широкий огляд сучасних засобів віброзахисту і зниження віброактивності друкованих плат поданий у роботі [13], зокрема розглянуті сучасні підходи до оцінювання надійності друкованих плат з використанням *Physics of Failure (PoF)*. Проте суттєвим недоліком скінченноелементних деталізованих моделей друкованих плат є їх вузька спеціалізація. На жаль, через великий діапазон вхідних даних (типи компонентів, товщини друкованих плат та навантаження) ці моделі не володіють бажаною універсальністю. Аналітичні методи не мають таких недоліків і мають набагато ширшу застосовність.

### Постановка проблеми

Результати різних авторів свідчать про достатню складність моделювання вібраційних процесів у друкованих платах, що проявляється у відхиленні розрахованих значень критичних частот і значень, отриманих експериментально за допомогою вібростендів. Головними причинами цього у відомих аналітичних методах є неможливість повного точного врахування зосереджених мас та пружно-демпфувальних характеристик окремих електронних компонентів плати, її кріплення та корпусів пристроїв, що, у свою чергу, призводить до появи зв'язаних коливань.

Метою цієї роботи є аналіз критичних частот склотекстолітових (FR-4) друкованих плат аналітичними і експериментальними методами, методом імітаційного моделювання та порівняння їх результатів.

### Виклад основного матеріалу

#### Застосування теорії коливань прямокутних пластин

У теорії коливань прямокутних пластин пластиною називають геометричний об'єкт з товщиною  $H$  не менше, ніж в п'ять разів меншою за довжину і ширину (рис. 1). Нехай осі  $X$  та  $Y$  прямокутної системи координат лежать у серединній площині пластини, а вісь  $Z$  є перпендикулярною цій площині.

Під дією поперечного рівномірного інерційного навантаження пластина згинається і серединна площина перетворюється на серединну пружну поверхню, яка ділить пластину на розтягнуту і стислу зони, подібно до того, як у балках на нейтральній волокну і нейтральну вісь перерізу. Як і у балок, прогин пластини  $Z \ll H$ , серединна поверхня є нейтральною, а нормальні до неї деформації залишаються нормальними до неї і за умов деформації пластини. Картина деформацій пластини схожа на картину деформацій балки, але пластина деформується у двох площинах –  $XZ$  та  $YZ$  одночасно. Точки серединної площини з точністю до малих другого порядку отримують лише вертикальні переміщення – прогини  $Z$ , а точки, віддалені по вертикалі переміщуються ще й горизонтально в площині  $XY$ .

Отже, отримавши рівняння серединної поверхні  $Z = Z(X, Y)$  можна знайти положення усіх точок пластини, за законом Гука – усі напруження і застосовувати теорію міцності. Це рівняння має вигляд [14]:

$$\frac{\partial^4 z}{\partial^4 x} + 2 \frac{\partial^4 z}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 z}{\partial y^4} + \frac{\gamma H}{gD} \frac{\partial^2 z}{dt^2} = \frac{P}{D}, \quad (1)$$

або ввівши оператор Лапласа  $\Delta = \partial^2/\partial x^2 + \partial^2/\partial y^2$  і бігармонічний оператор  $\Delta\Delta = \partial^4/\partial x^2 + 2\partial^4/\partial x^2\partial y^2 + \partial^4/\partial y^4$  отримують основне рівняння деформацій пластини у вигляді:

$$\Delta\Delta z + \frac{\gamma H}{gD} \frac{\partial^2 z}{\partial t^2} = \frac{P}{D}, \quad (2)$$

де  $z$  – прогин;  $q$  – інтенсивність розподіленого по поверхні навантаження;  $\gamma$  – об'ємна вага матеріалу пластини, кг/см<sup>2</sup>;  $g$  – прискорення сили тяжіння;  $H$  – товщина пластини;  $D = EH^3/[12(1-\mu^2)]$ , – циліндрична жорсткість;  $E$  – модуль пружності матеріалу пластини;  $\mu$  – коефіцієнт Пуассона;  $t$  – час.

Частинним видомком (2) є рівняння власних коливань пластини, навантаженої силою інерції

$$m \cdot a = \frac{\gamma H}{g} \frac{\partial^2 z}{\partial t^2} = -m \frac{\partial^2 z}{\partial t^2}, \text{ де } a \text{ – прискорення, а } m = \frac{\gamma}{g} H \text{ – погонна маса:}$$

$$m \frac{\partial^2 z}{\partial t^2} + D \left( \frac{\partial^4 z}{\partial x^4} + 2 \frac{\partial^2 z}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 z}{\partial y^4} \right) = 0. \quad (3)$$

Коли усі краї пластини є вільно опертими, розв'язок (3) має вигляд  $Z(x, y, t) = W(x, y)e^{j\omega_0 t}$ . Амплітудна функція  $W(x, y)$  описує власну форму коливань пластини і визначається:

$$W(x, y) = A_{if} \sin(i\pi x / a) \cdot \sin(f\pi y / b), \quad (4)$$

де  $a, b$  – довжина і ширина пластини;  $i, f$  – кількість напівхвиль синусоїди в напрямі осей  $X$  і  $Y$ . Залежність (4) проілюстрована на рис. 2 – довільна пряма, паралельна осі  $X$ , перетворюється в синусоїду, яка містить в інтервалі  $(0, a)$   $i$  напівхвиль (рис. 2,  $i = 2$ ), а пряма, паралельна осі  $Y$  –  $f$  напівхвиль (рис. 7.2,  $f = 3$ ).

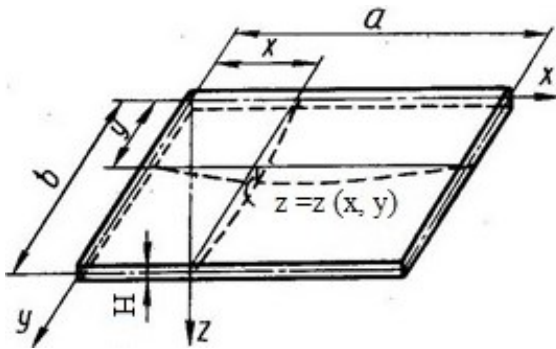


Рис. 1. Пластина

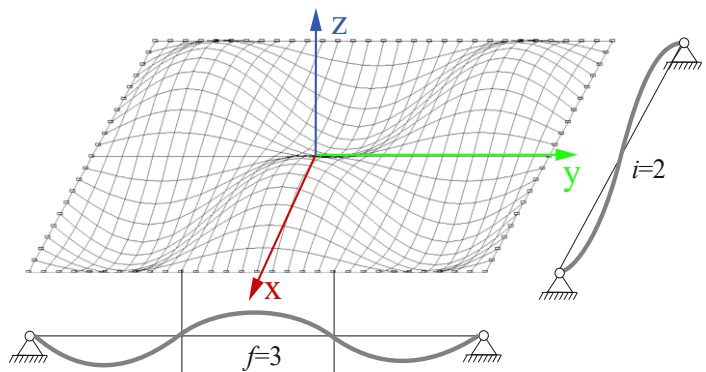


Рис. 2. Розрахункова схема пластини і можливі форми її коливань

Граничними умовами для (4) є нульові прогини і згинальні моменти на краях (опорах) пластини:  $z=0$  і  $\partial^2 z/\partial x^2 + \mu \partial^2 z/\partial y^2 = 0$  при  $x=0$  і  $x=a$   $z=0$  і  $\partial^2 z/\partial y^2 + \mu \partial^2 z/\partial x^2 = 0$  при  $y=0$  і  $y=b$ , звідки власна частота

$$\omega_0 = \pi^2 \left[ (i/a)^2 + (f/b)^2 \right] \cdot \sqrt{D/\rho H}, \quad (5)$$

де  $\rho$  – густина матеріалу пластини.

Розглянутий метод визначення власної частоти коливань може застосовуватись і коли плата вільно опирається на двох протилежних краях, що відповідає найпоширенішому способу закріплення плат у  $T$ -подібних напрямних (у етажеркових конструкціях), при наближеному розв'язанні диференціальних рівнянь. У випадках, коли умови закріплення не задовольняють таким вимогам, застосовують наближені методи Релея, Релея-Рітца, Бубнова-Галеркіна та ін. [1].

**Результати натурних експериментів**

На практиці власні частоти коливань плат часто не збігаються з величинами, знайденими розрахунковим шляхом через низку причин: присутність навісного монтажу на платах і нерівномірного його розподілу по площі; присутність струмопровідних доріжок, що призводить до зміни характеристик жорсткості плати; неможливість врахування зусиль затягування при закріпленні плат у до корпусу блока тощо. Окрім того, через зв'язність коливань, при резонансах одні елементи втягують у коливання інші, що викликає зміну і маси, і жорсткості.



Рис. 3. Вібростенд ВЕД-200

Отже, знайдені розрахунковими методами значення власних частот коливань матимуть наближене значення, а більш точні їх значення можна отримати лише експериментально. Наприклад, з використанням (5) були проведені розрахунки першої частоти коливань плати, виготовленої з склотекстоліта FR-4, що містить рівномірно розташовані по її поверхні мікромодулі 4У21. Параметри плати і навісного монтажу:  $H = 1,22$  мм;  $a=b=200$  мм; поправковий коефіцієнт, що враховує масу елементів  $Q_s/Q_n = 1$ . Для розглянутої плати визначена аналітично частота коливань складала 65 Гц. За результатами експериментальних випробувань плати на вібростенді ВЕД-200 (рис. 3) встановлено, що частота її першої форми коливань дорівнює 130 Гц. Така значна розбіжність вказує на необхідність пошуку точніших методів вібраційного аналізу.

**Результати імітаційного моделювання**

Найчастіше застосовувані дослідниками методи моделювання, що базуються на методі скінченних елементів, не враховують жорсткісні і демпфувальні характеристики компонентів та їх розташування, моделюючи друковану плату як пластину. У цій роботі автори здійснювали імітаційне моделювання у середовищі *Matlab* засобами *Simscape Multibody*, в основі якого лежать чисельні методи. Друкована плата моделювалась як гнучка пластина, на якій розміщуються електронні компоненти. Середовище 3D-моделювання *Simscape Multibody* дає можливість змоделювати друковану плату як багатотільну механічну систему з врахуванням типу закріплення плати, обмеження відповідних шарнірів, інерційних та пружно-демпфувальних властивостей усіх елементів системи.

Для моделювання був вибраний найпоширеніший на сьогодні матеріал для виготовлення друкованих плат - армований скловолокном епоксидний ламінат FR-4. Це композиційний матеріал на основі тканинного скловолокна, зв'язаного речовиною на основі епоксидної смоли з вогнетривкою властивістю. У таблиці 1 подані основні механічні характеристики FR-4, які були взяті для моделі. Матеріал має різні властивості у перпендикулярних напрямках: LW – по вздовжньому, за напрямом основних ниток і CW – поперечному.

Таблиця 1

Густина	Модуль Юнга (LW)	Модуль Юнга (CW)	Коефіцієнт Пуассона (LW)	Коефіцієнт Пуассона (CW)	Коефіцієнт затухання
$\rho=1850$ кг/м <sup>3</sup>	E=24 ГПа	E=21 ГПа	$\mu=0,136$	$\mu=0,118$	0,017

Дослідженню підлягала друкована плата з наступними характеристиками:  $H = 1,22$  мм;  $a=b=200$  мм. Маса пустої плати – 115 г., маса плати з компонентами – 142 г. Для отримання частотних характеристик моделі здійснювалась її симуляція у діапазоні частот збудження першої, найбільш небезпечної форми коливань з амплітудою 1 мм. Вимушені коливання передавались на стінки корпусу, які вважались абсолютно жорсткими, через ідеальні шарнірні опори. На рис. 4 представлені частотні характеристики коливань центра плати (максимальні прогини) при різних варіантах розміщення компонентів на платі: зміщення центра ваги відсутнє  $l=0$ , зміщення дорівнює  $l=0,024a$  і  $l=0,048a$ , де  $a$  – сторона плати.

Отримані результати свідчать, що власна частота плати істотно залежить від положення її центра ваги і різко збільшується при наближенні до краю плати. Цей факт необхідно враховувати при компоновці на етапі проектування плати.

Реальні друковані плати з компонентами є більш жорсткими, ніж пусті за рахунок впливу жорсткості окремих компонентів та їх паяних з'єднань. Самі компоненти як правило характеризуються більшою жорсткістю, ніж матеріал FR-4. У роботі [15] встановлено, що під компонентом відбувається локальне збільшення жорсткості у 2 рази. Це викликає підвищення жорсткості всієї плати і, відповідно, підвищення значення власної частоти у порівнянні з значенням, отриманим для пустої плати. Виконане авторами моделювання друкованої плати з жорстко закріпленими компонентами (рис. 5) показало, що плати

з незначною кількістю компонентів мають нижчу критичну частоту, ніж відповідні їм пусті плати, за рахунок збільшення маси. Натомість щільно наповнені компонентами плати мають вищу власну частоту, ніж пусті, за рахунок впливу збільшення їх жорсткості. Отримані результати добре узгоджуються з результатами інших авторів, зокрема [16]. Для прикладу на рис. 6 представлені порівняльні частотні характеристики пустої плати і такої плати з такою ж масою з компонентами.

Ще однією особливістю вібраційного аналізу друкованих плат є те, що критичні частоти необхідно шукати лише виходячи з реальних граничних умов. В більшості випадків умови закріплення моделей плати: жорстке, шарнірне, вільно опертий край або вільний край відображають реальні кріплення плати лише з деякими припущеннями, оскільки останні не є абсолютно жорсткими. Пружно-демпфувальні властивості кріплень, через які вимушені коливання передаються на плату, суттєво впливають на значення критичних частот коливань і на результат вібраційного аналізу в цілому.

Для підтвердження цього були проведені наступні дослідження. Для плати розмірами  $200 \times 100 \times 1,55$  мм, шарнірно опертої по периметру, аналітично був розраховане значення першої критичної частоти:  $f=176$  Гц. Такий спосіб закріплення плати відповідає гвинтовому з'єднанню плати до корпусу. Прогин і згинальні моменти по краям плати дорівнюють нулю і плата може здійснювати лише обертовий рух. У припущенні, що плата може рухатись поступально за рахунок кінцевої жорсткості гвинтових з'єднань і податливості вздовж осі  $X$ , у модель додатково додано ще одну ступінь вільності. Рух забезпечується пружним призматичним шарніром з великим коефіцієнтом жорсткості. Дослідженню підлягали частотні характеристики моделі як відгук на вібрацію абсолютно жорсткого корпусу амплітудою 1 мм. На рис. 7 представлені одержані частотні характеристики для коефіцієнтів жорсткості 50...1000 Н/мм, які демонструють залежність відгуку плати на вібрацію корпусу від кінцевої жорсткості кріплень. Критичні частоти плати знижуються з зростанням податливості кріплень, що підтверджує отримані нами раніше експериментальні результати про вплив сили затягування гвинтів кріплення плат до електронного блоку і блоку до вібростенду [3, 10]. Насправді ситуація ще складніша – вібрації передаються через неідеально жорсткі стінки корпусу с критичними частотами у діапазоні 2-4 кГц, що призводить до появи перехрестних коливань [1].

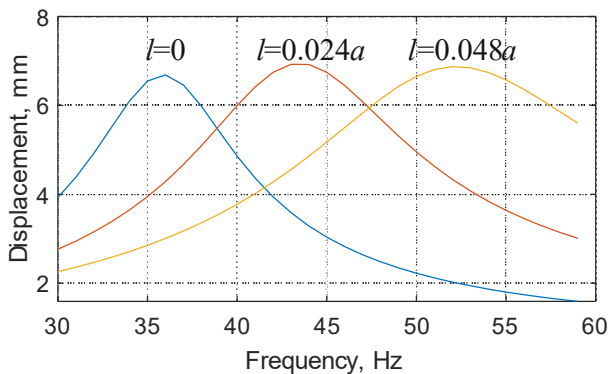


Рис. 4. Частотні характеристики плати для різної величини зміщення  $l$  центра ваги

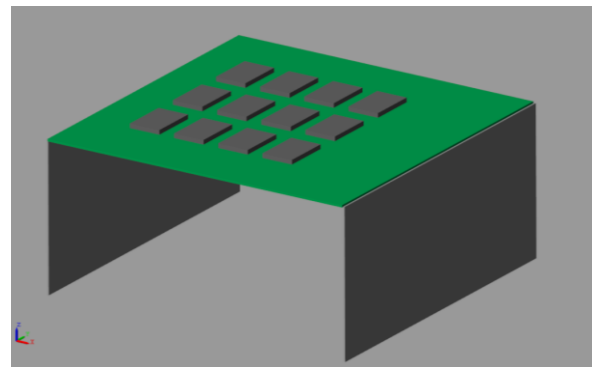


Рис. 5. S-модель друкованої плати з компонентами

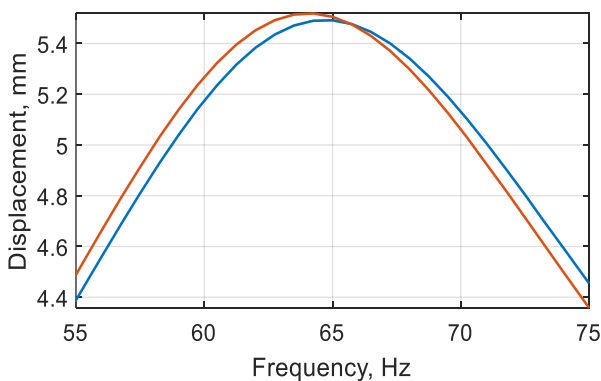


Рис. 6. Частотні характеристики пустої плати та плати з компонентами

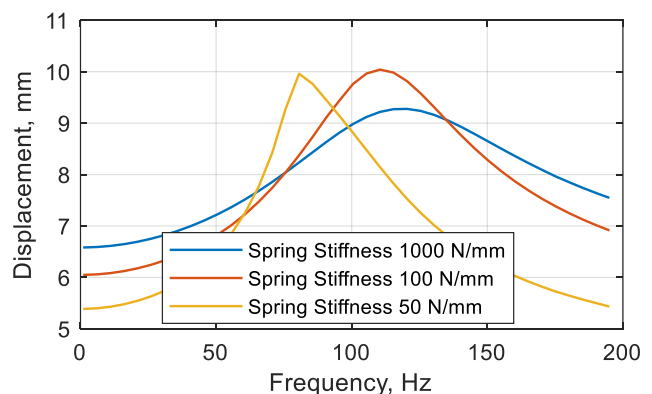


Рис. 7. Частотні характеристики плати з врахуванням податливості кріплення

### Висновки з даного дослідження і перспективи подальших розвідок у даному напрямі

Аналітичні методи вібраційного аналізу і відповідні розрахункові математичні моделі друкованих плат з дискретно розташованими елементами не завжди дають можливість адекватно описати динамічний стан об'єктів дослідження і з достатньою точністю визначити їх власні частоти коливань. Це спричинено зв'язністю коливань елементів при монтажі їх на друкованій платі та впливу пружно-демпфувальних властивостей кріплень, через які вимушені коливання передаються на плату. Тому одержувані аналітично

значення власних частот коливань слід враховувати як оціночні. Для більш точного визначення значень коливань систем плата–компонент та плата–корпус слід використовувати складніші розрахункові моделі, що базуються на чисельним методах, або експериментальні методи досліджень.

На етапі проектування при компоновці плати, особливо з масивними компонентами, необхідно враховувати, що власна частота плати залежить від положення її центра ваги і різко збільшується при наближенні до краю плати. При цьому плати з незначною кількістю компонентів мають нижчу критичну частоту, ніж відповідні їм пусті плати за рахунок збільшення маси. Натомість щільно наповнені компонентами плати мають вищу власну частоту, ніж пусті за рахунок збільшення їх жорсткості. Результати досліджень свідчать, що з метою підвищення точності вібраційного аналізу необхідно проводити попередній аналіз пружних і демпфувальних параметрів кріплення плати до корпусу та самого корпусу.

#### References

1. Royzman, V.P. (2015). Mechanics in electronics [in Russian]. In 3 Volumes. Vol 2. Dynamic Strength : monograph. Khmelnytskyi : KHMNU, 313 p.
2. Pavlenko, V. (2021). Features of assembly of printed circuit boards. Computer-Integrated Technologies: Education, Science, Production, (44), 44-48.
3. Kovtun, I.I, Royzman, V.P. (2019). Deformations of electronic equipment structures under operating loads [in Ukrainian]. Khmelnytskyi : KHMNU, 230 p.
4. Uday, H. Kalyani, Mark Wylie. (2020, June). Modal finite element analysis of PCBs and the role of material anisotropy. *Vibroengineering Procedia*. VOL. 32. 75-80
5. Gharaibeh, M. A., & Pitarresi, J. M. (2019). Random vibration fatigue life analysis of electronic packages by analytical solutions and Taguchi method. *Microelectronics Reliability*, 102, 113475.
6. Ghaderi, D., Pourmahdavi, M., Samavatian, V., Mir, O., & Samavatian, M. (2019). Combination of thermal cycling and vibration loading effects on the fatigue life of solder joints in a power module. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part L: Journal of Materials: Design and Applications*, 233(9), 1753-1763.
7. Kavitha, M., Mahmoud, Z. H., Kishore, K. H., Petrov, A. M., Lekomtsev, A., Iliushin, P., ... & Salmani, M. (2021). Application of Steinberg model for vibration lifetime evaluation of SN-AG-CU-based solder joints in power semiconductors. *IEEE Transactions on Components, Packaging and Manufacturing Technology*, 11(3), 444-450.
8. Somashekar, V. N., Harikrishnan, S., Ahmed, P. A., & Kamesh, D. (2016). Vibration response prediction of the printed circuit boards using experimentally validated finite element model. *Procedia Engineering*, 144, 576-583
9. Arabi, F., Gracia, A., Delétage, J. Y., & Frémont, H. (2018, April). Vibration test and simulation of printed circuit board. In 2018 19th International Conference on Thermal, Mechanical and Multi-Physics Simulation and Experiments in Microelectronics and Microsystems (EuroSimE) (pp. 1-7). IEEE
10. Kovtun, I., Boiko, J., Petrashchuk, S., & Kałaczyński, T. (2018). Theory and practice of vibration analysis in electronic packages. In *MATEC Web of Conferences* (Vol. 182). EDP Sciences.
11. Jalink, J., Roucou, R., Zaal, J. J. M., Lesventes, J., & Rongen, R. T. H. (2017, May). Effect of PCB and Package Type on Board Level Vibration using Vibrational Spectrum Analysis. In 2017 IEEE 67th Electronic Components and Technology Conference (ECTC) (pp. 470-475). IEEE
12. Al-Araji, Z. H., Swaikat, N. A., Muratov, A., & Turetsky, A. V. (2019, April). Modeling and experimental research of vibration n properties of a multi-layer printed circuit board. In 2019 4th Scientific International Conference Najaf (SICN) (pp. 43-47). IEEE
13. Amy, R. A., Aglietti, G. S., & Richardson, G. (2009). Reliability analysis of electronic equipment subjected to shock and vibration—A review. *Shock and Vibration*, 16(1), 45-59.
14. Pisarenko G.S., Agarev V.A. Strength of materials [in Russian]. Kiev: Technika; 1967.
15. Dash, P. K., & Thraza, M. M. (2018). Modelling and simulation of effect of component stiffness on dynamic behaviour of printed circuit board. *Inter. Jour. Mechanical and Production Eng. Res. & Develop.*, 8(2), 307-314.
16. Bachoo, R., Balliram, S., & Bridge, J. (2020, June). Experimental and Numerical Vibration Analysis of Printed Circuit Boards. In *Book of Abstracts* (p. 101).

Надійшла/Paper received : 17.09.2022 р. Надрукована/Printed :01.11.2022 р.