

## ОЦІНКА МІЦНОСТІ ТА ЖОРСТКОСТІ КОНСТРУКЦІЇ ДРУКОВАНИХ ПЛАТ В УМОВАХ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ

У статті представлено математичне моделювання спрямоване на аналіз динамічного навантаження друкованих плат з метою усунення або зменшення динамічного напруження в конструкції друкованих плат до допустимого рівня та забезпечення її міцності та надійності при проектуванні друкованих плат, що зазнають активного впливу вібрації. Розроблено математичну модель, яка описує друковану плату, як окремо виділену коливальну систему представлену невагомою двохопоруною балкою із розташованою по центру зосередженою масою, яка створює нерівномірність навантаження коливальної системи та здійснює відносний рух в неінерціальній системі відліку, що дозволяє визначати найбільші повні нормальні напруження та прогини, які відбуваються в небезпечному перерізі тіла друкованої плати для оцінки міцності та жорсткості. Математичне моделювання напружено-деформованого стану, вібраційного аналізу та розрахунків резонансних частот коливання виконано з використанням методів теоретичної механіки, опору матеріалів, прикладної теорії пружності та теорії коливань.

Ключові слова: друкована плата, вібрація, коливальна система, міцність, жорсткість, надійність.

I. KOVTUN, A. GOROSHKO, S. PETRASHCHUK  
Khmelnytsky National University

## STRESS AND STIFFNESS ESTIMATION FOR CIRCUIT CARDS ASSEMBLIES UNDER DYNAMIC LOADS

The paper represents mathematical modeling aimed at estimation of dynamic load response for circuit cards in order to eliminate it or reduce dynamic stress in the circuit card assemblies to the acceptable level and to provide their strength and reliability in conditions of the active vibration exposure. The mathematical model has been designed for dynamic strain and stress calculation in circuit cards, which represents cylindrical bending boards as bending the infinite number of beams-strips having rectangular section and considered a separated oscillatory mechanical system. The system is represented by weightless two-supported beam with concentrated mass in its middle point, which applies not uniform load to oscillatory system and performs the relative motion in non-inertial frame of reference. Thus the model estimates the maximal total normal stress and deflection in the dangerous section of the card applied for strength and stiffness assessment. Mathematical modeling strain and stress condition, vibration analysis and finding resonance frequencies are performed by using methods of theoretical mechanics, strength of materials, applied theory of elasticity and theory of oscillations. The strength and stiffness assessment has been recommended to perform by acceptable stress for the entire circuit card assembly, which is defined with respect to experimentally verified ultimate strength of the solder joint with safety factor that provides stress under ultimate elasticity of the solder. This approach has precised acceptable diapason of vibration by amplitude frequency response of maximal total normal stress and deflection estimated for circuit cards subjected to harmonic oscillation with constant amplitude.

Keywords: circuit card assembly, vibration, oscillatory system, strength, stiffness, reliability.

**Постановка проблеми.** Для розрахунку динамічних деформацій та напружень в друкованих платах розроблено математичну модель, яка описує друковану плату, як окремо виділену коливальну систему. На відміну від попередньої моделі, представленої в [1, 2], друкована плата представлена, вже не матеріальною точкою (масою), а тілом, в даному випадку призматичною балкою або пластиною.

Початковий вибір балки, як тіла, що моделює друковану плату, пояснюється тим, що циліндричний згин пластин можна розглядати як згин безлічі балок-смуг прямокутного перетину, подумки вирізаних із пластини в поперечному напрямку, та розрахунок таких балок-смуг проводиться звичайними методами опору матеріалів (побудова епюру внутрішніх зусиль, визначення напружень і т.п.).

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Численні публікації, присвячені оцінці напружень [3] та контролю механічної міцності [4] для електронних пакетів, зокрема, для друкованих плат, що зазнають згинання та зсуву [5] та зазнають динамічних деформацій [6], динамічний аналіз [7] та надійність [8] з використанням конструкції зменшення вібрацій [9] та методів придушення вібрацій [10] свідчать про недостатню міцність та надійність сучасних електронних пакетів, досліджених у суворих умовах різноманітних впливів, включаючи механічні удари та вібрацію.

**Постановка завдання.** Математичне моделювання, представлене в цій роботі, спрямоване на аналіз динамічного навантаження друкованих плат з метою усунення або зменшення динамічного напруження в конструкції друкованих плат до допустимого рівня та забезпечення її міцності та надійності при проектуванні друкованих плат, що зазнають активного впливу вібрації.

**Опис динамічного навантаження друкованої плати.** На рис. 1 представлена схема динамічного навантаження балки із зосередженою масою  $m_z$ . Прийнято припущення, що масою самої балки можна знехтувати порівняно із зосередженою масою. В якості зосередженої маси розглянуто електронні

компоненти, або групу компонентів, маса яких переважає масу самої плати і таким чином створює нерівномірність навантаження коливальної системи.

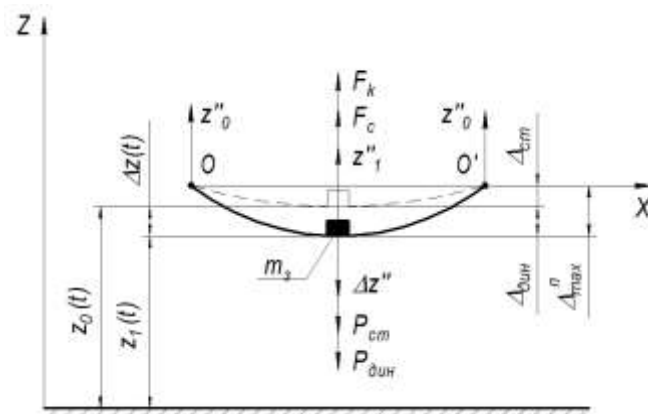


Рис. 1. Схема динамічного навантаження друкованої плати представлена двохопornoю балкою із зосередженою масою

Балка встановлена на двох опорах – нерухомій O (з одним степенем вільності) та рухомій O' (з двома степенями вільності) шарнірних опорах (для спрощення схеми вид опор на рис. 1 не показано), через які балка піддається дії зовнішнього силового навантаження.

Відносно інерціальної системи відліку, наприклад нерухомої опори O, на якій стоїть сам вібростенд, коливання маси  $m_3$  відбувається із прискоренням  $z_1''$ , яке виникає внаслідок кінематичного збудження від коливання кінців балки, до яких прикладене динамічне навантаження, і які здійснюють рух із заданим прискоренням  $z_0''$ . Абсолютне прискорення  $z_1''$  маси  $m_3$  відносно інерціальної системи відліку може бути виражене через відносне та переносне прискорення (із врахуванням їх величини та напрямку дії відносно осі Z) як:  $z_1'' = -\Delta z'' + z_0''$ . Тоді рівняння руху в неінерціальній системі відліку, тобто відносно опор O та O', отримує вигляд (знаки призначенні у відповідності до напрямку осі Z):

$$m_3 \Delta z'' + F_k + F_c = m_3 z_0'', \quad (1)$$

де  $m_3 \Delta z''$  – відносна сила інерції;  $m_3 z_0''$  – переносна сила інерції;  $F_k = k \Delta z$  – сила пружності;  $F_c = c \cdot \Delta z'$  – сила згасання коливань.

У скороченому вигляді:

$$\ddot{q} + \omega_0^2 q + 2l\dot{q} = \ddot{z}_0, \quad (2)$$

де  $q = q(t)$  – шукана функція переміщення маси  $m_3$ .

Оскільки коливання задаються на платформі вібростенда, яка здійснює вертикальний рух паралельно осі Z за законом гармонічних коливань:

$$z_0(t) = Z_0 \sin(\omega t), \quad (3)$$

де  $Z_0$  – амплітуда;  $\omega = 2\pi f$  – кутова частота,  $f$  – частота;  $t$  – час;  $\varphi$  – фаза коливань.

Тоді отримане диференціальне рівняння (2) є ідентичним рівнянню [1, 2] і його розв'язок має вигляд ідентичний [1, 2]:

$$q(t) = \frac{Z_0 \omega^2}{\sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + (2l\omega)^2}} \cdot \sin\left(\omega t - \text{arctg}\left(\frac{\omega_0^2 - \omega^2}{2l\omega}\right)\right), \quad (4)$$

або з врахуванням відповідних позначень:

$$f(t) = A \sin(\omega t - \varphi). \quad (5)$$

**Визначення рівнодіючої сили динамічного навантаження.** Як показано на (рис. 1) функція (4) описує прогин балки, який відбувається відносно положення статичної рівноваги коливальної системи  $\Delta_{ст}$ . Із врахуванням положення статичної рівноваги та амплітуди коливань  $A$  їх сума складає повний прогин

$\Delta_{max}^n$ . Повний прогин відбувається під дією рівнодіючої сили  $P$ , представленої сумарною дією динамічного навантаження  $P_{дин} = -F_k$  та статичного навантаження сили тяжіння зосередженої маси  $P_{ст} = m_3g$ :

$$P = P_{дин} + P_{ст} = \frac{\Delta_{max}^n}{\delta}, \quad (6)$$

де  $\delta$  – прогин (податливість) балки під дією сили  $P = 1$ .

Податливість балки за напрямом прикладення та від дії одиничної сили  $P = 1$  визначена за інтегралом Мора:

$$\delta = \sum_{\zeta} \int_{x_{\zeta}} \frac{(M_{\zeta}^1)^2}{EJ} dx, \quad (7)$$

де  $\zeta$  – номер ділянки навантаження;  $x_{\zeta}$  – довжина;  $M_{\zeta}^1$  – внутрішній згинальний момент за напрямом та від дії одиничної сили (табл. 1);  $E$  та  $J$  – модуль Юнга та осьовий момент інерції площі перерізу балки відповідно.

Таблиця 1

Внутрішні моменти опору ділянок навантаження балки			
Ділянка навантаження	$0 \leq x \leq a$	$a \leq x \leq d$	$d \leq x \leq l$
$M_1^1(x)$	$x \left(1 - \frac{d}{l}\right)$		$d \left(1 - \frac{x}{l}\right)$
$M_P^1(x)$	$Px \left(1 - \frac{a}{l}\right)$	$Pa \left(1 - \frac{x}{l}\right)$	

Формула податливості отримана згідно гіпотези про те, що волокна балки не чинять тиску один на одного, тобто напруження у напрямку перпендикулярному осі балки рівні нулю. Тому достатнім є розгляд тільки внутрішніх згинальних моментів, тоді як дією внутрішніх поперечних сил можна знехтувати.

Якщо скористатись схемою навантаження (рис. 2) та формулою (7) податливість в місці прикладання сили  $P$  та за умови, що  $P = 1$ :

$$\delta = \frac{x^2(x-l)^2}{3EI}. \quad (8)$$

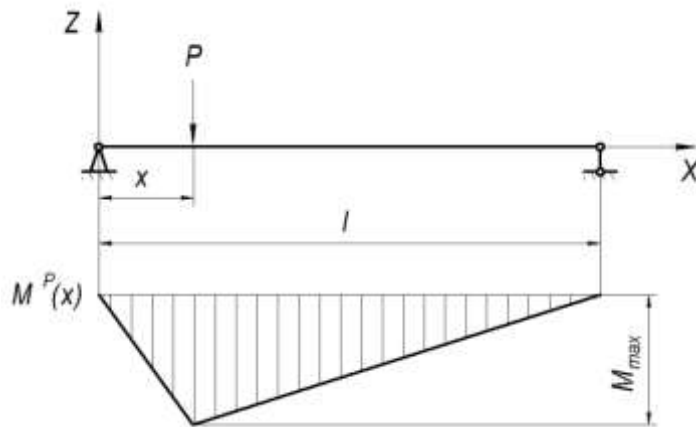


Рис. 2. Схема навантаження та епюра згинальних моментів від діючої сили  $P$

За формулами (4)–(6) вираз для рівнодіючої сили  $P$ :

$$P = m_3 Z_0 \omega^2 \cdot \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right)^2 + \frac{4n^2 \omega^2}{\omega_0^4}}} + m_3 g, \quad (9)$$

або:

$$P = P_0 \cdot k_a + P_{ст}, \quad (10)$$

де  $P_0 = m_3 Z_0 \omega^2$  – амплітудне значення заданого динамічного навантаження,  $k_a$  – коефіцієнт зростання амплітуди коливань.

**Математична модель оцінки міцності.** Для оцінки міцності використано найбільші повні нормальні напруження, які визначені за формулою згину балки:

$$\sigma_{max}^n = \frac{M_{max}}{W_{oc}}, \quad (11)$$

де  $M_{max}$  – максимальний внутрішній згинальний момент;  $W_{oc}$  – осьовий момент опору, який для прямокутного перерізу визначено за [11].

Максимальний внутрішній згинальний момент відповідає згинальному моменту від рівнодіючої сили  $P$  в поперечному перерізі балки із координатою  $x$ , як це видно із епюри моментів (рис. 2), і визначається як:

$$M_{max} = P \cdot x \left(1 - \frac{x}{l}\right). \quad (12)$$

Використання формул (9) – (12) дозволяє здійснювати оцінку напруженого стану друкованих плат представлених балкою із зосередженою масою у визначеному експлуатаційному діапазоні частот коливань:

$$\sigma_{max}^n = \left[ Z_0 \omega^2 m_3 \cdot \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right)^2 + \frac{4\eta^2 \omega^2}{\omega_0^4}}} + m_3 g \right] \times \frac{6x}{bh^2} \left(1 - \frac{x}{l}\right). \quad (13)$$

**Математична модель оцінки жорсткості.** Для оцінки жорсткості плат використано максимальні переміщення – прогини плати. Слід зазначити, що найбільший прогин балки співпадає із місцем прикладення діючої сили тільки у випадку коли сила прикладена в центрі балки. У випадку коли зосереджена маса, як і діючі завдяки їй сили інерції, прикладені не по центру, то найбільший прогин балки не буде співпадати із місцем прикладення сил. Проте визначення максимального прогину дозволить здійснювати оцінку жорсткості, визначити вібраційні характеристики конструкції та оцінити можливість зіткнень та ударів з іншими (сусідніми) елементами конструкції корпусу, або платами.

Для визначення максимального прогину (стріли прогину), у відповідності до методу Мора [11], представлено схему навантаження (рис. 3) та епюри згинальних моментів від діючої на тіло сили  $P$  та одиничної сили  $X_I = 1$ .

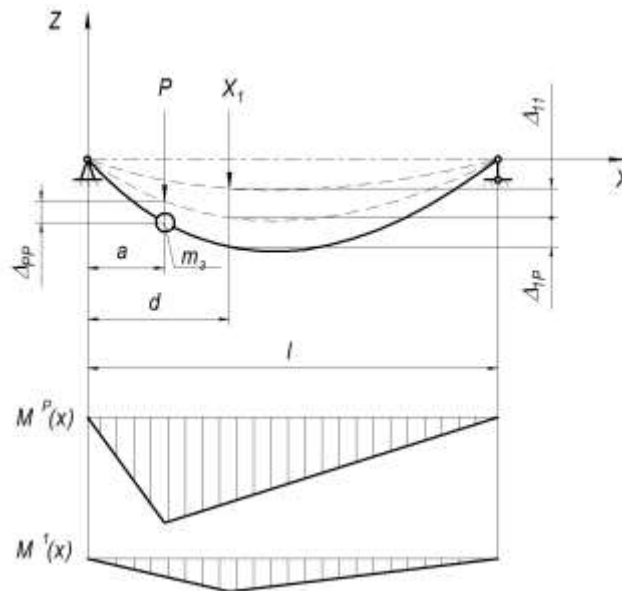


Рис. 3. Схема навантаження та епюри згинальних моментів від діючої та одиничної сили

Серед прогинів  $\Delta_{ij}$  показаних на рис. 3, які відбуваються за напрямом сили «i» та від дії сили «j», шуканим є прогин  $\Delta_{IP}$  – прогин за напрямом сили  $X_I$  від дії сили  $P$ . Цей прогин можна визначити із рівності зовнішньої та внутрішньої робіт:

$$W_{IP} = W_{IP}^B,$$

що виконує сила  $X_I$  на переміщенні  $\Delta_{IP}$ :

$$\Delta_{1P} = \sum_k \int_x \frac{M_k^1 M_k^P}{EI} dx, \quad (14)$$

де  $M_k^1$  – внутрішній згинальний момент за напрямом та від дії одиничної сили  $X_l$ ;  $M_k^P$  – внутрішній згинальний момент від дії зовнішнього навантаження  $P$  за напрямом дії одиничної сили  $X_l$ . Вирази функцій внутрішніх згинальних моментів, отримані із застосуванням методу перерізів, наведені в таблиці 1.

Прогин балки (14) під дією зосередженої сили  $P$  за напрямом сили  $X_l$  виражено, як функцію лінійної координати  $d$  вздовж осі балки  $X$ . Заради універсальності запису приймемо позначення  $x = d$ , тоді запис функції по аргументу  $x$  буде мати вигляд:

$$\Delta_{1P}(x) = \frac{Pa(x-l)(x^2-2lx+a^2)}{6EI}. \quad (15)$$

Область визначення представленої функції при  $a \leq l/2$  відповідає інтервалу  $a \leq x \leq l$ , який відповідає ділянці найбільшого прогину (див. рис. 3).

Екстремум функції (15) відповідає найбільшому прогину балки при аргументі  $x_0 = l - \frac{1}{\sqrt{3}}\sqrt{l^2 - a^2}$ :

$$\Delta_{1P}^{max}(x_0) = \frac{\sqrt{3}Pa(l^2 - a^2)^{\frac{3}{2}}}{27EI}, \quad (16)$$

що також видно з графіка залежності  $\Delta_{1P}(x)$  представленою на рис. 4. Прогин в цій координаті є стрілою прогину, яка використовується для оцінки жорсткості балки порівнянням із допустимим прогином, який в свою чергу визначається експериментальним шляхом.

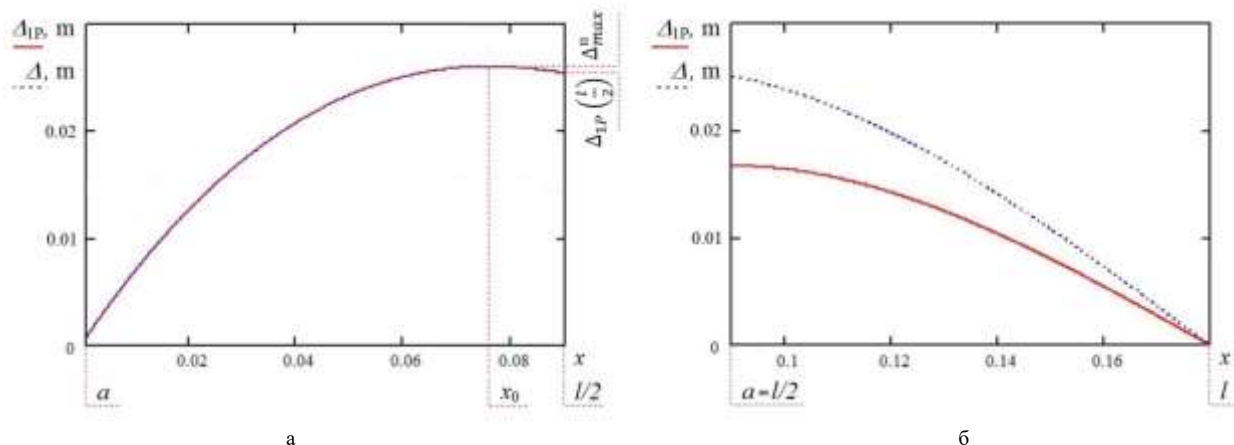


Рис. 4. Діаграма прогину вздовж осі балки при: а)  $a \rightarrow 0$ ; б)  $a \rightarrow l/2$

Іншим способом визначення прогину балки є використання наближеного диференційного рівняння зігнутої осі балки [11]:

$$EJ\Delta''(x) = M(x). \quad (17)$$

Для визначення прогину використовується схема навантаження силою  $P$  (рис. 3), але без використання одиничного зусилля  $X_l$ . Очевидно, що стріла прогину лежить на ділянці навантаження  $a \leq x \leq l$ . Подвійне інтегрування диференційного рівняння (17), тобто функцій моментів внутрішнього опору отриманих в таблиці 1 дає рівняння прогину:

$$EJ\Delta_1(x) = \frac{Pax^2}{2} - \frac{Pax^3}{6l} + C_1x + D_1. \quad (18)$$

Подвійне інтегрування (17) на ділянці  $0 \leq x \leq a$ :

$$EJ\Delta_2(x) = \frac{Px^3}{6} \left(1 - \frac{a}{l}\right) + C_2x + D_2. \quad (19)$$

Постійні інтегрування  $C_1$ ,  $D_1$  і  $C_2$ ,  $D_2$  визначаються із умов опори балки в обох ділянках:

$$1) \Delta_2(0) = 0; 2) \Delta_1(l) = 0; 3) \Delta_1(a) = \Delta_2(a).$$

Тоді  $D_1 = 0$ , та  $C_1 = -\frac{P \cdot a \cdot l}{3}$ .

Рівняння прогину балки на ділянці  $a \leq x \leq l$ :

$$\Delta(x) = \frac{Pa(x-l)(x^2-2lx)}{6lEI}. \quad (20)$$

Екстремум отриманої функції (20) відповідає стрілі прогину балки при аргументі  $x_0 = l - \frac{\sqrt{3}}{3}l$ :

$$\Delta_{\max}(x_0) = \frac{\sqrt{3}Pal^2}{27EI}, \quad (21)$$

що також видно із графіку залежності  $\Delta(x)$  представленою на рис. 4.

Порівняльний аналіз формул (15) та (20) показує незначні розбіжності діаграм прогину (див. рис. 4, а) при  $a \rightarrow 0$  і які досягають максимуму при  $a \rightarrow l/2$  (див. рис. 4, б), проте перша формула характеризується більшою точністю обрахунку. Аналіз формул для визначення стріли прогину (16) та (21) показує, що вона близька до прогину по центру балки і навіть у самому несприятливому випадку коли  $a \rightarrow 0$  (див. рис. 4, а)

різниця між стрілами прогинів  $\Delta_{\max}^n$  та прогинами по центру балки  $\Delta_{1P}\left(\frac{l}{2}\right)$  не перевищує 3 %.

Отже для оцінки жорсткості, без суттєвої втрати точності, можна використовувати прогин по центру досліджуваної конструкції, використовуючи формулу (15) при  $x = l/2$ :

$$\Delta_{\max}^n \approx \Delta_{1P}\left(\frac{l}{2}\right) = \frac{P(3al^2 - 4a^3)}{48EI}. \quad (22)$$

**Отримані результати.** Об'єктами дослідження найбільших повних нормальних напружень та максимальних прогинів друкованих плат були зразки плат із наступними характеристиками: габаритні розміри  $l = 180$  мм,  $b = 50$  мм,  $h = 1,5$  мм; основа плати виконана із склотекстоліту КАСТ-В,  $E = 14$  ГПа,  $\rho = 1600$  кг/м<sup>3</sup>,  $\sigma_{Вст} = 160-300$  МПа, вузли паяних з'єднань електронного модуля виконані припоєм ПОС 40,  $\sigma_{Впз} = 40$  МПа; коефіцієнт демпфірування коливань плати, визначений експериментально [1]  $n = 10,96$  1/с; маса електронного модуля (зосереджена маса)  $m_z = 50$  г. Друкована плата піддається дії динамічного навантаження за схемою (рис. 1).

Допустиме напруження всієї конструкції плати визначається відносно границі міцності її конструктивного елемента, в якого це значення найменше. Як було визначено в [12,13] саме до таких елементів відносяться паяні з'єднання. Неточність значення границі міцності припою, пов'язана із нехтуванням впливу конструкторських і технологічних факторів з'єднання, враховується коефіцієнтом запасу міцності  $s = 2,5$ , який забезпечує напруження в межах ділянки пропорційності на діаграмі розтягу матеріалу припою і не знижує міцності паяного з'єднання. Таким чином допустиме значення напруження всієї плати визначається за формулою [12, 13]:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{Впз}}{s} = \frac{40}{2,5} = 16 \text{ МПа}. \quad (23)$$

На рис. 5 показано розраховану амплітудно-частотну характеристику найбільших нормальних напружень та максимального прогину, які виникають в тілі друкованої плати під дією динамічного навантаження із заданою амплітудою коливань  $Z_0 = 1$  мм. При цьому електронний модуль, як зосереджену масу встановлено по центру плати, тобто  $x = l/2$ .

Амплітудно-частотна характеристика максимальних напружень  $\sigma_{\max}^n(\omega)$  розрахована за (12) показує наявність резонансу на круговій частоті коливання  $\omega_0 \approx 180,2$  рад/с (28,67 Гц). Графічним способом можна визначити діапазони частот де напруження не перевищують допустимий рівень, це до-резонансний діапазон: до 160,8 рад/с та за-резонансний діапазон: від 208,9 рад/с. В діапазоні біля резонансу напруження є потенційно небезпечними і руйнівними. Таким чином можна дати рекомендацію про допустимий експлуатаційний діапазон частот вібрацій, хоча їх регламентація не завжди досяжна на практиці.

Амплітудно-частотна характеристика максимальних прогинів  $\Delta_{\max}^n(\omega)$  розрахованих за (22) теж дозволяє визначити допустимий прогин друкованої плати в до- та зарезонансних діапазонах частот коливання плати визначених із АЧХ напружень (рис. 5, а), тоді  $[\Delta] \approx 4$  мм (див. рис. 5, б).

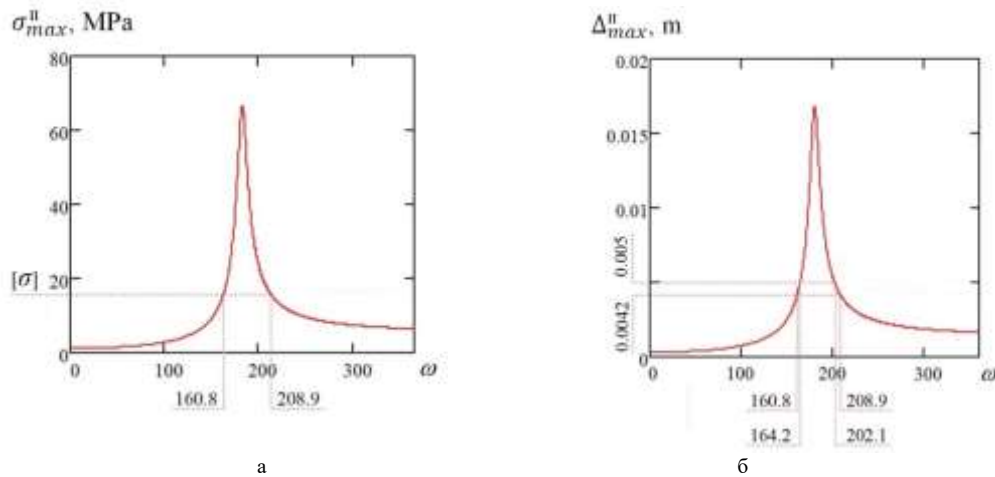


Рис. 5. Амплітудно-частотна характеристика максимальних напружень (а) та максимального прогину (б) плати

Проте допустимий прогин може бути уточнений за методикою визначення допустимого короблення основи плат [12]. Як показано на рис. 5, б уточнений допустимий прогин  $[\Delta]' = 5$  мм дозволяє навіть розширити робочий діапазон частот від 0 до 164,2 рад/с та від 202,1 рад/с і вище без порушення умов жорсткості та експериментально підтвердженій умови міцності.

Безперечно бажаною метою наступного дослідження є забезпечення міцності плат навіть в умовах резонансного збудження без прив'язки до конкретного діапазону частот вібрацій. Очевидно, що міцність, жорсткість та вібраційні характеристики плат, зокрема їх резонансні частоти, залежать від багатьох факторів, серед яких найбільшу увагу для практичного використання заслуговує конструктивне виконання плат, а саме їх геометричні параметри, зміна яких призводить до зміни внутрішніх сил і моментів опору, та відповідно до змін значень переміщень та напружень, які виникають в платах в процесі динамічного навантаження.

**Висновки.** Розроблено математичну модель розрахунку динамічних деформацій та напружень в друкованих платах, в якій циліндричний згин плати представлено як згин безлічі балок-смуг прямокутного перетину і виділено як окремо коливальну систему представлену невагомою двохопornoю балкою із розташованою по центру зосередженою масою, яка створює нерівномірність навантаження коливальної системи та здійснює відносний рух в неінерціальній системі відліку, що дозволяє визначати найбільші повні нормальні напруження та прогини, які відбуваються в небезпечному перерізі тіла друкованої плати для оцінки міцності та жорсткості, з використанням методів опору матеріалів.

Запропонована оцінка міцності та жорсткості конструкції друкованих плат, яка здійснюється за допустимим напруженням всієї конструкції плати, яке визначається відносно експериментально визначеної границі міцності паяних з'єднань друкованої плати із коефіцієнтом запасу міцності  $s = 2,5$ , який забезпечує напруження в межах ділянки пропорційності матеріалу паяного з'єднання, дозволила уточнити допустимий діапазон коливань за амплітудно-частотною характеристикою найбільших нормальних напружень та максимального прогину, які виникають в тілі друкованої плати під дією динамічного навантаження із заданою амплітудою коливань.

## References

1. Theory and practice of vibration analysis in electronic packages / I. Kovtun, J. Boiko, S. Petrashchuk, T. Kałaczyński // 17th International Conference Diagnostics of Machines and Vehicles. MATEC Web Conf. (ISSN: 2261-236X), 182, 02015 (2018) – 10 p.
2. Boiko J. Vibration transmission in electronic packages having structurally complex design / J. Boiko, I. Kovtun, S. Petrashchuk // First Ukraine IEEE international Conference on Electrical and Computer Engineering (UKRCON - 2017) : Proceedings of a meeting held, 29 May -2 June 2017, Kiev, Ukraine, 2017. – P. 514-517.
3. Cevdet N. I. Stresses in Microelectronic Circuits in Reference Module / N. I. Cevdet / Materials Science and Materials Engineering, 2016.
4. Royzman V. Ways to improve strength reliability of electronics elements and systems / V. Royzman / Proc. of IEEE Conf. Modern Problems of Radio Engineering, Telecommunications and Computer Science, Lviv-Slavsko, 2002, – P. 187-190.
5. Modeling the Elastic Behavior of an Industrial Printed Circuit Board Under Bending and Shear / Kuan Teng Loon, C. Kok, Ervina Efzan Mohd. Noor, C. C. Ooi / Proc. of IEEE Transactions on Components, Packaging and Manufacturing Technology, 21 November 2018. – Vol.: 9, Iss. 4 – P. 669-676.
6. Wong E-H Dynamic deformation of a printed circuit board in drop-shock in Robust Design of Microelectronics Assemblies Against Mechanical Shock / E-H Wong, Y-W Mai / Temperature and Moisture, Woodhead Publishing, 2015, – P. 327-378.
7. Allaparthi M. Three-dimensional finite element dynamic analysis for micro-drilling of multi-layered printed circuit board / M. Allaparthi / Materials Today: Proc. 5(2), 2018, – P. 7019-7028.
8. Kim Y. K. Analyses on the large size PBGA packaging reliability under random vibrations for space applications / Y. K. Kim / Microelectronics Reliability, 2020.

9. Xiao W. Vibration reduction design of extension housing for printed circuit board based on particle damping materials / W. Xiao / *Applied Acoustics*, 2020.
10. Veeramuthuvel P. Vibration suppression of printed circuit boards using an external particle damper / P. Veeramuthuvel, K. K. Sairajan, K. Shankar // *Journal of Sound and Vibration*. – 2016. – P. 98-116.
11. Strength of materials / G. S. Pisarenko, V. A. Agaev, A. L. Kvitka, V. G. Popkov, Y. S. Umanskiy. – 2-nd Edition. – Kiev : Technika, 1967. – 792 P.
12. Kovtun I. Effects of the strain transmission from the main board to the installed electronic components / I. Kovtun, J. Boiko, S. Petrashchuk, G. Baurienė, K. Pilkauskas // *Mechanika*. – Kaunas : KTU, 2016. – Vol 22 № 6 (2016). – P: 494–489. ISSN 1392–1207.
13. I. Kovtun, V. Royzman, A. Voznyak 2018 Acoustic emission diagnostics of solder joints on printed circuit boards *Quality and Reliability of Technical Systems: Theory and Practice*. JVE Book Series on Vibroengineering. Volume 2. JVE International Ltd. – Vilnius, Lithuania. 2018. – P. 214-229. ISSN 2351-5260.