

КОНСТРУЮВАННЯ РАДІОАПАРАТУРИ

УДК 621.396

НАДІЙНІСТЬ КОНСТРУКЦІЇ ЧАРУНОК РАДІОЕЛЕКТРОННОЇ АПАРАТУРИ ЗА ЗОВНІШНІХ МЕХАНІЧНИХ ВПЛИВІВ

Уваров Б.М.

Вступ. Постановка задачі

Переважна більшість РЕ, що встановлюються на друкованих платах – корпусні мікросхеми (МС), а на платах мікрозбірок (МЗб) – безкорпусні МС; МЗб, у свою чергу, встановлюють на друковану плату. Електричне з'єднання схем та збірок з платою здійснюється різної форми виводами, які припаюють до провідників друкованого малюнку.

Під час експлуатації за вібраційних та ударних впливів основна плата, а також і плати МЗб, деформуються, що призводить також й до деформацій виводів МС, як наслідок – виникнення у них напружень, які можуть загрожувати цілісності виводу. У паяних з'єднаннях виводів також можуть виникнути неприпустимі напруження, що призведе до порушення електричного контакту виводу та друкованого провідника. Все це позначається на показниках надійності чарунки, а також й всього радіоелектронного засобу (РЕЗ), до якого остання входить.

Тому необхідно провадити аналіз та розрахунок зазначених деформацій, напружень та показників надійності, які необхідно визначати для РЕА, на яку у процесі експлуатації діють вібраційні та ударні впливи.

Деформації та витривалість виводів

Під час вібраційних та ударних впливів кінці виводів МС, з'єднані з провідниками друкованого малюнку, зміщуються відносно корпусу МС, й таких зміщень два види – лінійні та кутові. Для визначення деформацій плати звичайно вважають, що її довга сторона орієнтована вздовж осі X , коротка – вздовж осі Y ; самі деформації розраховують за відомими методами [1].

Найбільші деформації (й напруження) у виводах виникають внаслідок деформацій згину друкованої плати (ДП) у двох площинах: поздовжній $X - Z$ та поперечній $Y - Z$; їх й необхідно визначати у цих напрямках.

Форми виводів, які найчастіше застосовують у МС та МЗб, наведені на рис. 1 – це т.зв. балочні виводи, які можна розглядати як прямі та криві стрижні різної форми, а їх міцність визначати відомими методами опору матеріалів [2].

Схема визначення деформацій δx та $\delta\theta_x$ у площині $X - Z$ – на рис. 1, a –

ϵ ; відповідні деформації δy та $\delta \theta_y$ у площині $Y - Z$ – на рис. 1, z . Кути повороту перерізів плати, які знаходяться на відстанях Δx чи Δy один від одного:

$$\delta \theta_x = \frac{\partial w(x, y)}{\partial x}; \quad \delta \theta_y = \frac{\partial w(x, y)}{\partial y}, \quad (1)$$

а лінійні деформації: $\delta x = 0,5 h \delta \theta_x$; $\delta y = 0,5 h \delta \theta_y$, де h – товщина плати.

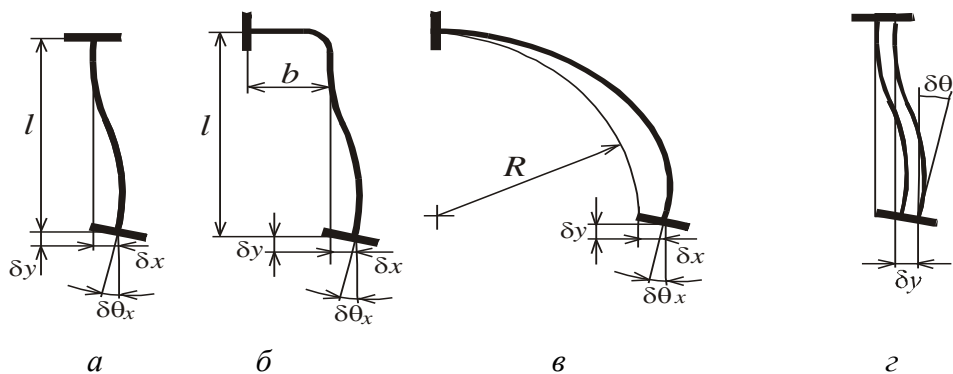


Рис. 1. Форма виводів МС та деформації їх кінців у площинах $X - Z$ (а, б, в) та $Y - Z$ (z)

Під час розрахунку міцності виводів у першу чергу враховують напруження від згинальних моментів – вони найбільші, а останні виникають як результат зміщень δx , δy та $\delta \theta_x$, $\delta \theta_y$. Максимальні значення моментів у площині $X - Z$ для наведених схем такі [2]:

– варіант а:

$$M_x = \frac{EJ_y}{l} \left(6 \frac{\delta x}{l} + 4 \delta \theta_x \right); \quad (2)$$

– варіант б:

$$M_x = \frac{3EJ_y}{l+b} \left[\left(2 + \frac{b}{l} \right) \frac{\delta x}{l} + \left(4 + 3 \frac{b}{l} \right) \delta \theta_x \right]; \quad (3)$$

– варіант в:

$$M_x = \frac{4}{4+\pi} \cdot \frac{EJ_y}{R} \left(\frac{\delta x}{R} + \delta \theta_x \right), \quad (4)$$

де E – модуль пружності матеріалу, J_y – момент інерції перерізу виводу.

Для виводу, який є прямим стрижнем, (рис. 1, схеми а та z) максимальний момент від переміщень δy та $\delta \theta_y$:

$$M_y = \frac{EJ_x}{l} \left(6 \frac{\delta y}{l} + 4 \delta \theta_y \right). \quad (5)$$

Під час визначення згинального моменту у площині $Y - Z$ для виводу за схемою рис.1, б, необхідно враховувати, що верхній кінець вертикальної ділянки l може повертатися на кут θ , а останній визначається коефіцієнтом

жорсткості GJ_k горизонтальної ділянки b (G – модуль пружності, J_k – момент інерції перерізу за кручення). Враховуючи це, можливо одержати такий вираз для максимального згинального моменту у площині $Y-Z$:

$$M_y = \left(6 \frac{l+2pb}{l+6pb} \cdot \frac{\delta y}{l} + 4 \frac{l+1,5pb}{l+3pb} \delta \theta_y \right) \frac{EJ_x}{l}; \quad p = \frac{EJ_x}{GJ_k}. \quad (6)$$

Для прямокутного перерізу шириною s та товщиною δ $J_k = \beta s \delta^3$ [2], а коефіцієнт $\beta = 0,328 - 0,193\delta/s$.

Якщо у виводу ділянка b відсутня (вивід – прямий стрижень), $p = 0$, а вираз (6) перетворюється на (5).

У платі, що закріплена будь-яким способом, деформації δx , δy та $\delta \theta_x$, $\delta \theta_y$ виникають одночасно, тому міцність виводів необхідно розраховувати під дією обох моментів – M_x та M_y , а вони максимальні у кінця виводу, що закріпленій у платі; напруження у цьому місці максимальні:

$$\sigma_x = \frac{M_x}{W_y}; \quad \sigma_y = \frac{M_y}{W_x}.$$

Еквівалентне напруження, за яким необхідно визначати міцність виводу:

$$\sigma_{\text{екв}} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y}. \quad (7)$$

Як показують розрахунки, ці напруження можуть бути достатньо великими та навіть перевищувати межу текучості матеріалу виводів, й у кінці кінців можуть привести до руйнування виводу.

Імовірність руйнування елемента конструкції за циклічних навантажень зростає зі збільшенням діючих у ньому напружень σ та кількістю циклів N_c .

Кількість циклів N_p , яка відповідає напруженню σ , визначають з рівняння витривалості матеріалу:

$$N_p = N_0 \left(\frac{\sigma_{-1}}{\sigma} \right)^m, \quad (8)$$

де N_0 – базове число циклів (абсциса точки злому кривої втоми), за якого визначена межа витривалості σ_{-1} ; m – показник кривої втоми.

Якщо кількість циклів навантаження у процесі експлуатації буде дорівнювати N , відносний параметр для розрахунку показників надійності

$$x = K_p \frac{N}{N_E} = K_p \frac{N}{N_0} \left(\frac{\sigma}{\sigma_{-1}} \right)^m, \quad (9)$$

де K_p – коефіцієнт, що враховує режим навантаження елемента конструкції.

Згідно з моделлю *DM*-розподілу, імовірність безвідмовної роботи деталі $P(x)$ повинна визначатися функцією нормального розподілу $\Phi(\cdot)$ [3]:

$$\Phi(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^x \exp\left(-\frac{u^2}{2}\right) du . \quad (10)$$

Розрахунок деформацій виводів для МС та МЗБ

Корпуси інтегральних МС та МЗБ звичайно мають декілька десятків (іноді декілька сотень) виводів, й напруження у них під час деформації основної плати можуть суттєво відрізнятись навіть у кожній з МС.

Якщо кількість виводів значна, розрахувати кути повороту кожного виводу можна за спрощеною лінійною моделлю зміни кутів повороту виводів відносно середнього виводу, схема якої наведена на рис. 2.

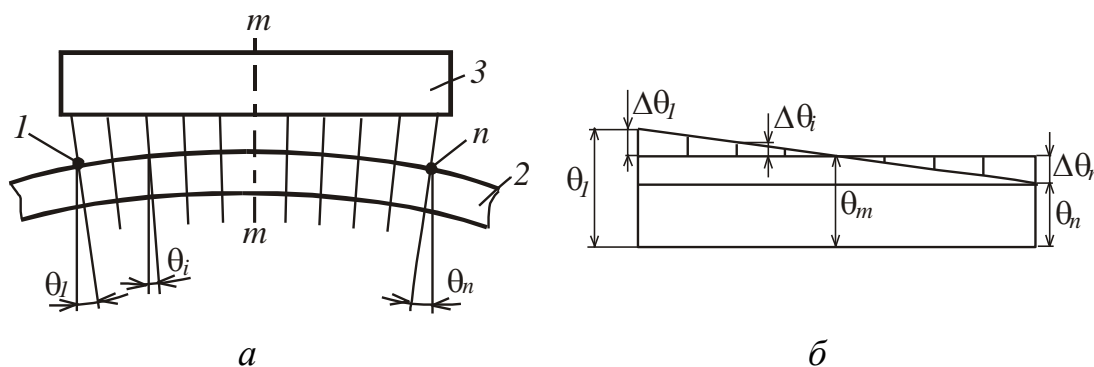


Рис. 2. Лінійна модель відносних кутів повороту для виводів:
а – МС на платі; б – діаграма відносних поворотів

Під час згинання плати 2 кінці крайніх виводів МС 3 повертаються у точках 1 та n (n – число виводів) на кути θ_1 та θ_n відповідно, а відносний кут повороту $\Delta\theta = \theta_1 - \theta_n$; центральна частина МС разом із платою повертаються на кут $\theta_m = (\theta_1 + \theta_n)/2$, тобто середні виводи не деформуються. Таким чином, кут повороту кожного виводу $\Delta\theta_i$ відносно середнього θ_m можна обчислити так:

$$\Delta\theta_i = \left| (\theta_1 - \theta_n) \left(\frac{n-i}{n-1} - 0,5 \right) \right|. \quad (11)$$

Для середніх виводів ймовірність $P(t)_i = 1$, а для крайніх – найменша й залежить від напружень у них. Напруження від деформацій у площинах $X - Z$ та $Y - Z$ визначатимуть еквівалентні $\sigma_{екв}$ та показник надійності $P(t)$ за формулами (7) – (10).

Міцність та витривалість паяних з'єднань виводів

З'єднання виводів з провідниками друкованого малюнку плати може здійснюватися декількома способами: вивід вставляється у отвір у платі та припаюється до контактної площинки друкованого провідника, а якщо отвір металізований, то й до металізації внутрішньої поверхні отвору – рис.3,а; вивід припаюється нахлесточним способом до друкованого прові-

дника – рис.3, б; стовпчикові виводи припаюються напряму до друкованих провідників – рис.3, в.

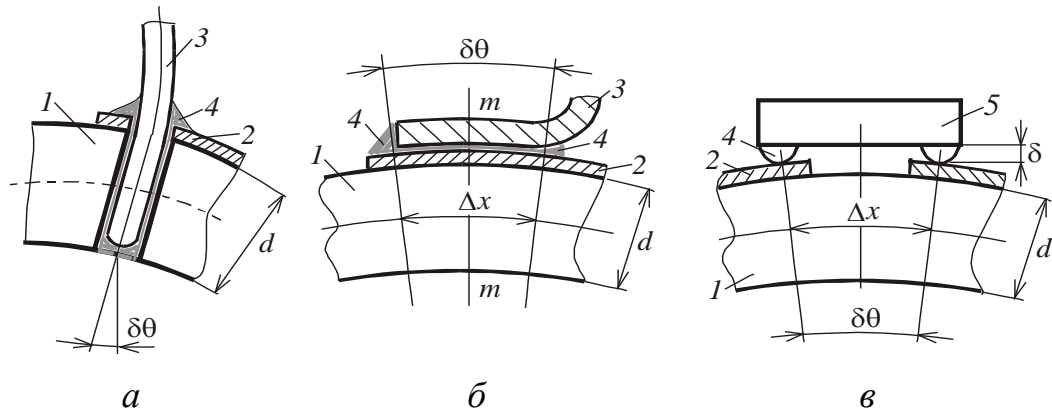


Рис. 3. Види паяних з'єднань:
а – у металізованому отворі; б – нахлесточне; в – стовпчикове

Паяні з'єднання виводів МС з елементами друкованих провідників плати під час вібрацій та ударів також деформуються, під дією виникаючих напружень можуть втратити свою цілісність та викликати відмову у функціонуванні РЕЗ. Механічні характеристики припоїв значно нижчі, ніж у матеріалів провідників друкованого малюнку та виводів; крім того, припої пластичніші, тому під час вібраційних та ударних впливів деформації плати можуть призвести до перевищення межі текучості припою та його пластичних деформацій.

Згідно з технічною теорією пластин поперечні їх перерізи під час згину залишаються плоскими, тому, у першому наближенні, можна вважати, що металізований отвір, а також припій у ньому, повертаючись відносно плоскої поверхні недеформованої плати, не змінюють своєї форми, а тому, для такого з'єднання (рис.3, а) у вертикальному стовпчику припою додаткових напружень практично не виникає.

У нахлесточному чи стовпчиковому з'єднанні у шарі припою виникають дотичні напруження τ , появу яких можна пояснити за схемою на рис.4. Внаслідок згину плати 1 її друковані провідники 2, що у недеформованому стані мають довжину Δx , вигинаючися, розтягаються, зсуваються в обидва боки від центрального перерізу $m - m$. У той же час виводи 3, що з'єднані з провідниками 2 тільки тонким шаром досить м'якого припою 4, практично не розтягуються, тому й виникає зсув виводів відносно провідників, а у припою виникають дотичні напруження

$$\tau = G\gamma,$$

де G – модуль зсуву, γ – кутовий зсув у шарі припою.

Якщо τ перевищать межу текучості τ_T , у з'єднанні виникне тріщина, контакт буде зруйнований, й ФВ, скоріш усього, вийде з ладу.

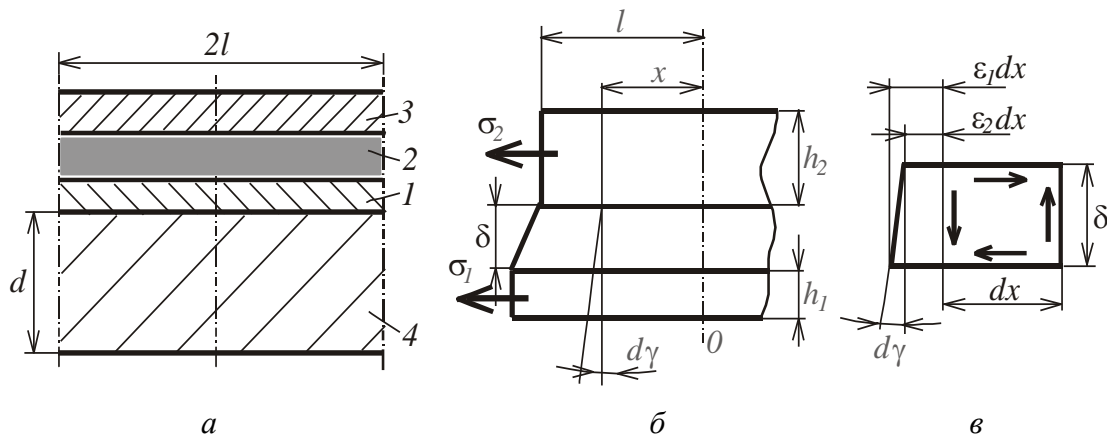


Рис. 4. Схема розрахунку напружень у нахлесточному з'єднанні:
 а – схема плати, провідників та виводів; б – напруження у провіднику плати та виводі; в – деформації у шарі припою; 1 – друкований провідник; 2 – припій; 3 – вивід; 4 – плата

Відносні деформації провідників згідно з рис.4,б: $\varepsilon = \frac{d}{2\Delta x} \delta\theta = \frac{d}{4l} \delta\theta$,

внаслідок чого у останніх також виникають відносні деформації ε_1 та нормальні напруження σ_1 (рис.4, б, в). У шарі припою товщиною δ з'являються дотичні напруження τ (внаслідок великої податливості нормальними напруженнями у ньому можливо знехтувати), які й примушують деформуватися виводи – у останніх виникають деформації ε_2 та напруження σ_2 (рис.4, б, в).

За зміни температури ФВ на Δt у друкованих провідниках та виводах необхідно врахувати додаткові відносні лінійні деформації $\alpha_1 \Delta t$ та $\alpha_2 \Delta t$, де α_1 та α_2 – коефіцієнти лінійного розширення відповідних матеріалів.

Для тришарової моделі паяного з'єднання згідно з рис. 4, б, в :

$$\text{– умови рівноваги: } \tau = -h_1 \frac{d\sigma_1}{dx}; \quad \tau = h_2 \frac{d\sigma_2}{dx};$$

$$\text{– умови сумісності деформацій: } \varepsilon_1 - \varepsilon_2 = \delta \frac{d\gamma}{dx};$$

$$\text{– умови пружності: } \varepsilon_1 = \varepsilon + \frac{\sigma_1}{E_1} + \alpha_1 \Delta t; \quad \varepsilon_2 = \frac{\sigma_2}{E_2} + \alpha_2 \Delta t;$$

дають у сумісності рівняння для визначення σ_2 :

$$\frac{d^2 \sigma_2}{dx^2} - k^2 \sigma_2 + c = 0, \quad (12)$$

$$\text{де } k^2 = \frac{G}{\delta} \left(\frac{1}{E_1 h_1} + \frac{1}{E_2 h_2} \right); \quad c = \frac{G}{\delta h_2} (\varepsilon + \Delta \alpha \Delta t); \quad \Delta \alpha = \alpha_1 - \alpha_2.$$

Розв'язання (12) дає такі значення напружень у провідниках та виводах:

$$\sigma_2 = \frac{c}{k^2} \cdot \frac{1 - \cosh kx}{\cosh kl}; \quad \sigma_1 = -\sigma_2 \frac{h_2}{h_1}. \quad (13)$$

Кутові деформації зсуву та відповідні дотичні напруження у припої:

$$\gamma = \frac{\varepsilon + \Delta\alpha\Delta t}{k\delta} \cdot \frac{\sinh kx}{\cosh kl}; \quad \tau = G\gamma.$$

Максимальні кутові деформації зсуву та напруження будуть за $x = l$:

$$\gamma_m = \frac{\varepsilon + \Delta\alpha\Delta t}{k\delta} \tanh kl; \quad \tau_m = G\gamma. \quad (14)$$

Як показали дослідження [4], для паяних з'єднань довговічність N , яка визначає перший момент утворення тріщини у шарі припою, та кутовий зсув γ пов'язані співвідношеннями:

$$\gamma \cdot N^{0,85} = 14, \text{ чи в іншому вигляді } N = 22,3/\gamma^{1,18}. \quad (15)$$

За великих відносних деформацій провідників ε координату точки $x = x_\tau$ у шарі припою, де напруження τ може досягти τ_m , можна одержати з (14):

$$x_\tau = \frac{1}{k} \ln\left(b + \sqrt{b^2 + 1}\right), \text{ де } b = \frac{\tau}{G} \cdot \frac{\delta k}{\varepsilon} \cosh kl.$$

У цій точці з'явиться зсув шарів припою й почне розвиватися тріщина.

Оскільки довжина самого нахлесточного чи стовпчикowego з'єднання Δx звичайно досить мала (не перевищує 1 мм), додаткові напруження від згину можна, у першому наближенні, не враховувати.

Надійність з'єднань за вібрацій можливо визначити за формулою (10), але для цього попередньо необхідно розрахувати базове число циклів наванта-ження до можливого руйнування з'єднань, згідно з формулами (15).

Надійність чарунки та всього РЕЗ

Вона визначається сукупністю показників надійності всіх елементів конструкції, а надійність всього РЕЗ найчастіше визначають за т.зв. послідовною схемою – відмова будь-якого структурного елемента конструкції призводить до відмови всього апарату [3]. Імовірність безвідмовної роботи такої системи $P(t)$ – це добуток від імовірностей $P_k(t)$ кожного з елементів, тобто

$$P(t) = \prod_{k=1}^m P_k(t).$$

Висновки

Результати розрахунків, що були проведені за одержаними вище формулами, показали, що найбільш впливовими факторами, які визначають надійність чарунок за вібраційних та ударних впливів, є витривалість пая-

них з'єднань, тому що, по-перше, імовірність їх відмов найбільша, а по-друге – цих з'єднань у чарунках багато (десятки, сотні, а іноді й тисячі).

Якщо створюється оптимальна конструкція РЕЗ, МС та МЗб на ДП чарунки повинні бути розташовані у місцях, де лінійні та кутові деформації плати мінімальні.

Література

1. Уваров Б.М. Механіка електронних апаратів: Навч. посібник. – К.: “Корнійчук”, 2008. – 314 с.
2. Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. Справочник по сопротивлению материалов. – К.: Наукова думка, 1988. – 736 с.
3. ДСТУ 2862-94. Надійність техніки. Методи розрахунку показників надійності. Загальні вимоги.
4. Кузнецов О.А., Погалов А.И. Прочность паяных соединений. – М.: Машиностроение, 1987. – 112 с.

Уваров Б.М. Надійність конструкції чарунок радіоелектронної апаратури за зовнішніх механічних впливів. Розглядається вплив напружень у виводах мікросхем, мікросборок, та у їх паяних з'єднаннях, що є результатом дії зовнішніх механічних впливів – вібрацій та ударів – на показники надійності чарунки радіоелектронного апарату.

Ключові слова: надійність апаратури, механічні впливи

Уваров Б. М., Надежность конструкции ячеек радиоэлектронной аппаратуры при внешних механических воздействиях. Рассматривается влияние напряжений в выводах микросхем, микросборок, и в их паяных соединениях, как результат действия внешних механических нагрузок – вибраций и ударов – на показатели надежности ячейки радиоэлектронного аппарата.

Ключевые слова: надёжность аппаратуры, механические воздействия

Uvarov B.M. Reliability of a radioelectronic equipment cells design at external mechanical influences. The influence of pressure in conclusions of microcircuits, microassembly, and in them solder connections, as result of action of external mechanical loadings – vibrations and impacts – on parameters of reliability of a cell of the radioelectronic device is considered.

Key words: reliability of equipment, mechanical influences

УДК 691.391.052

МЕТОД ПРОЕКТУВАННЯ ПРОФІЛЮ ПОКАЗНИКА ЗАЛОМЛЕННЯ У ХВИЛЕВОДІ КРУГЛОГО ПОПЕРЕЧНОГО ПЕРЕРІЗУ

Левандовський В.Г.

В сучасному виробництві хвилеводів, зокрема, волоконних світловодів за звичай використовують накопичену інформацію щодо розв'язку прямої задачі, коли за профілем показника заломлення визначають параметри і характеристики хвилеводу. Однак, технологічний пошук відповідного профілю показника заломлення є досить дорогим процесом. Тому практи-